

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique

Département du Génie Mécanique



Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

## **Etude et analyse de la fatigue sous entaille en flexion rotative et conception d'un mécanisme pour machine de fatigue multiaxiale**

**FARADJI Malek**

**Sous la direction de :**

M. Yacine BELKACEMI M.C. A

M. Brahim GUERGUEB M.A.A

**Présenté et soutenu le 10/12/2020**

**Composition du Jury :**

<b>Président</b>	<b>M. Said RECHAK</b>	<b>Professeur</b>	<b>ENP</b>
<b>Promoteur</b>	<b>M. Yacine BELKACEMI</b>	<b>MCA</b>	<b>ENP</b>
<b>Promoteur</b>	<b>M. Brahim GUERGUEB</b>	<b>MAA</b>	<b>ENP</b>
<b>Examineur</b>	<b>M. Djamel SAIDI</b>	<b>MCB</b>	<b>ENP</b>

**ENP 2020**



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

École Nationale Polytechnique

Département du Génie Mécanique



Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

## **Etude et analyse de la fatigue sous entaille en flexion rotative et conception d'un mécanisme pour machine de fatigue multiaxiale**

**FARADJI Malek**

**Sous la direction de :**

M. Yacine BELKACEMI M.C. A

M. Brahim GUERGUEB M.A.A

**Présenté et soutenu le 10/12/2020**

**Composition du Jury :**

<b>Président</b>	<b>M. Said RECHAK</b>	<b>Professeur</b>	<b>ENP</b>
<b>Promoteur</b>	<b>M. Yacine BELKACEMI</b>	<b>MCA</b>	<b>ENP</b>
<b>Promoteur</b>	<b>M. Brahim GUERGUEB</b>	<b>MAA</b>	<b>ENP</b>
<b>Examineur</b>	<b>M. Djamel SAIDI</b>	<b>MCB</b>	<b>ENP</b>

**ENP 2020**

## ملخص:

الهدف من مشروع نهاية الدراسات هذا هو إعادة إنشاء شروط ثلاث سلاسل من تجارب الانحناء الدوراني اجريت من طرف طلاب سابقين ,والتحقق من صحة النتائج عن طريق المحاكاة على برنامج تحليل العناصر المحدودة (Ansys) FEM واستغلال النتائج من أجل دراسة تأثير اختلاف نصف قطر الشقوق على عمر الخدمة. يتضمن هذا المشروع أيضًا تصميمًا تحسيني جهاز الانحناء الرتيب لألة الالتواء بالتناوب، والتي تم تطويرها وتنفيذها في قسم الهندسة الميكانيكية.

**الكلمات المفتاحية:**

محاكاة، الاعوجاج في أربع نقاط، الخدوش، التعب الميكانيك.

## Abstract:

Failure of notched machine parts is a critical problem. Fatigue experimental results of notched specimens in rotated bending were carried out in the mechanical laboratory of our department by former students. The aim of this of this study is to recreate the conditions of three series of rotary bending experiments. A comparative analysis of the results by simulations on the FEM finite element analysis software (Ansys) and of the experimental results is made. A study is made of the influence of the notch radius on endurance.

This study also includes the rehabilitation design and improvement of the monotonic bending device by an automated system for the torsional alternating-bending fatigue machine, developed and carried out at the Department of Mechanical Engineering.

**Keywords:** four-point bending, simulation, notches, fatigue, alternate torsion

## Résumé :

La défaillance sous entaille d'organes de machine est un problème critique. Des résultats expérimentaux de fatigue sous entailles en flexion rotative ont été menés au laboratoire de mécanique de notre département par anciens étudiants. Le but de ce projet de fin d'études est d'exploiter ces résultats. Une analyse comparative des résultats par simulations sur le logiciel d'analyse par éléments finis FEM (Ansys) et des résultats expérimentaux est faite. Une étude de l'influence du rayon en fond d'entaille sur l'endurance est faite.

Ce travail comporte aussi la conception de réadaptation et amélioration du dispositif de flexion monotone par un système automatisée pour la machine de fatigue de torsion alternée-flexion, développée et réalisée au département du Génie Mécanique.

**Mots clés :** Flexion quatre points, simulation, entaille, fatigue, éléments finis, torsion alternée

# ***Remerciements***

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

*J'adresse mes chaleureux remerciements et ma reconnaissance a messieurs Y. BELKACEMI et B.GUERGUEB pour leur disponibilité et leur remarques constructives.*

*Je remercie aussi les membres du Jury, monsieur le président de jury Pr. S. RECHAK, et Dr D. SAIDI, examinateur, d'avoir pris le temps et le soin de lire et d'examiner mon travail.*

*Je remercie l'ensemble des enseignants du département de Génie Mécanique de l'École Nationale Polytechnique pour leur contribution dans ma formation d'ingénieur.*

## ***Dédicaces***

**À MES CHERS PARENTS**

*Que ce modeste travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices, bien que je ne vous en acquitte jamais assez. Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne vous déçoive.*

*À mon professeur Kerbouci Mohamed qui m'a appris de précieuses leçons de vie.*

*À mes frères Mohamed, Omar et ma sœur Radhia qui m'ont soutenu et montré pour moi la bonne voie de la réussite.*

*À messieurs Belkacemi, Guergueb qui ont su bien être là pour me conseiller et me soutenir.*

*À tous mes amis Newfel, Salim, Akram, Housseem, Mouna source de la joie et l'espoir.*

# TABLE DES MATIERS

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

INTRODUCTION GÉNÉRALE	13
1 PARTIE 1	16
1.1 CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉS SUR LES ENTAILLES	17
1.1.1 Introduction générale	18
1.1.2 Effet d'entaille	18
1.1.3 Analyse élastique de la concentration de contraintes	20
1.1.4 Champs de contraintes au voisinage d'une entaille	21
1.1.4.1 Introduction	21
1.1.4.2 Distribution des contraintes en fond de fissure	21
1.1.4.3 Distribution des contraintes au voisinage d'une entaille infiniment aiguë en V	23
1.1.4.4 Analyse de Williams [12]	23
1.1.5 Conclusion :	24
1.2 CHAPITRE 2 ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE DE LA FATIGUE	25
1.2.1 Introduction	26
1.2.2 Généralités sur les essais de fatigue :	26
1.2.2.1 Définition	26
1.2.2.2 Objet des essais de fatigue	26
1.2.2.3 Classification des essais de fatigue	27
1.2.2.4 Classification des modes de sollicitations :	28
1.2.3 Éprouvettes d'essais	28
1.2.4 Étalonnage des machines d'essais de fatigue	31
1.2.5 Conclusion :	35
1.3 CHAPITRE 3 SIMULATION NUMÉRIQUE DES PROBLÈMES DE FLEXION ROTATIVE SOUS ENTAILLES	36

1.3.1	Introduction	37
1.3.2	Principe d'essai de flexion rotative	37
1.3.3	Mode de sollicitation de l'éprouvette	38
1.3.4	Le matériau choisi :	39
1.3.5	Géométrie	40
1.3.6	La résolution du problème sur l'ordinateur	41
1.3.6.1	Le type d'analyse	41
1.3.6.2	Données du matériau	42
1.3.6.3	Géométrie	43
1.3.6.4	Le maillage	43
1.3.6.5	Chargement et conditions aux limites	45
1.3.6.6	Solution	46
1.3.7	Conclusion	46
1.4	CHAPITRE 4 RÉSULTATS DES SIMULATIONS ET COMPARAISON À DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	47
1.4.1	Introduction	48
1.4.2	Comparaison entre résultats expérimentaux et simulation :	48
1.4.2.1	Résultats de la durée de vie pour les essais de [13]	49
1.4.2.2	Résultats de la durée de vie pour les essais de [14]	50
1.4.2.3	Résultats de la durée de vie pour les essais de [15]	51
1.4.2.4	Analyse des résultats :	52
1.4.3	Influence de la variation de rayon d'entaille	53
1.4.4	Influence de la variation de l'angle d'entaille	54
1.4.5	Flèche en cours d'essai comme indicateur de l'endommagement	57
1.4.6	Conclusion	58
2	<b>PARTIE 2</b>	<b>59</b>
2.1	CHAPITRE 1 CONCEPTION DES ÉLÉMENTS DE LA MACHINE	60
2.1.1	Introduction	61



2.1.2	Cahier des charges-----	62
2.1.2.1	But de l'amélioration : -----	62
2.1.2.2	Contraintes et besoins liés au projet :-----	62
2.1.3	Solutions techniques : -----	63
2.1.3.1	Le choix du mécanisme :-----	63
2.1.3.2	Schéma cinématique :-----	63
2.1.4	Système -----	64
2.1.4.1	Le moteur (1) : -----	66
2.1.4.2	L'accouplement (2) :-----	67
2.1.4.3	La vis à bille (3) : -----	67
2.1.4.4	Plaque écrou/tiges de traction (4) -----	69
2.1.4.5	Tiges de traction (5)-----	70
2.1.4.6	Plaque de fixation du capteur de force (6)-----	70
2.1.4.7	Axe de transmission (7)-----	71
2.1.4.8	Tiges à méplat (8) -----	71
2.1.4.9	Plaque de fixation du moteur (9)-----	71
2.1.4.10	Plaque pour roulement (10) -----	72
2.1.4.11	Tiges de guidage (11) -----	72
2.1.4.12	Plaque à roulement (12) -----	72
2.1.4.13	Plaque de fixation des tiges de guidage (13)-----	73
2.1.5	Conclusion : -----	73
	<b>CONCLUSION GÉNÉRALE</b> -----	<b>74</b>
	<b>BIBLIOGRAPHIE</b> -----	<b>76</b>
	<b>ANNEXES</b> -----	<b>80</b>

# Liste des figures

Figure 1. 1 Schéma de flux de forces dans une plaque avec entaille .....	18
Figure 1. 2 Géométrie définissant une entaille simple .....	19
Figure 1. 3 Configuration des entailles débouchantes.....	19
Figure 1. 4 Géométrie de plaque semi-infinies avec entaille de bord en U et semi-elliptique, Baratta & Neal [4] .....	21
Figure 1. 5 Contraintes en un point près de l'extrémité d'une fissure .....	22
Figure 1. 6 Diagramme bi-logarithmique de la distribution des contraintes au fond d'une fissure [5] .....	23
Figure 1. 7 Schéma d'une entaille en V aiguë dans le modèle de Williams .....	24
Figure 2. 1 Éprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire et éprouvettes axisymétriques à section circulaire [6] .....	30
Figure 2. 2 Classification des sollicitations [7].....	33
Figure 2. 3 Diagrammes d'endurance -courbe de Wöhler [9].....	35
Figure 3. 1: Le principe d'essai de flexion rotative .....	37
Figure 3. 2: Mode de sollicitation.....	38
Figure 3. 3:Géométrie des éprouvettes.....	40
Figure 3. 4:Algorithme d'analyse par méthode des éléments finis.....	41
Figure 3. 5: Choix du type d'analyse sur Ansys Workbench .....	42
Figure 3. 6: données du matériau.....	42
Figure 3. 7: Insertion de la courbe d'endurance du matériau .....	43
Figure 3. 8 : Conception des éprouvettes en SOLIDWORKS.....	43
Figure 3. 9 : Détails de maillage des éprouvettes .....	44
Figure 3. 10 : Détails de raffinement sur les entailles.....	44
Figure 3. 11 : éprouvette maillé.....	44
Figure 3. 12 : Configuration du modèle physique étudié.....	45
Figure 3. 13 : Application des Charges et Conditions aux limites sur Ansys.....	45
Figure 3. 14 : paramètres du bloc fatigue.....	46
Figure 3. 15 : Résultat de simulation .....	46
Figure 4. 1 Simulation de la durée de vie des résultats expérimentaux de [13].....	49
Figure 4. 2 Simulation de la durée de vie des résultats expérimentaux de [14].....	50

Figure 4. 3 Simulation de la durée de vie des résultats expérimentaux de [15].....	51
Figure 4. 4 Influence de la variation de rayon d'entaille sur la durée de vie .....	53
Figure 4. 5 La durée de vie en fonction de l'angle d'ouverture pour $r=0.4$ .....	54
Figure 4. 6 La durée de vie en fonction de l'angle d'ouverture pour $r=0.5$ .....	55
Figure 4. 7 La durée de vie en fonction de l'angle d'ouverture pour $r=0.6$ .....	56
Figure 4. 8 Evolution de la flèche en fonction de la distance X en fatigue .....	57
Figure 4. 9 : Evolution de la flèche en fonction du nombre de cycles pour différentes distance X [13] .....	57
Figure 5. 1 Machine de fatigue avec système de chargement à changer.....	61
Figure 5. 2 Modèle SolidWorks de la machine .....	61
Figure 5. 3 Schéma cinématique.....	63
Figure 5. 4 Représentation de la machine d'essai .....	64
Figure 5. 5 Représentation de Système de flexion.....	64
Figure 5. 6 Numérotation des pièces.....	65
Figure 5. 7 Moteur pas à pas .....	66
Figure 5. 8 L'accouplement utilisé.....	67
Figure 5. 9 La vis à bille.....	67
Figure 5. 10 Plaque écrou/tiges de traction .....	69
Figure 5. 11 Tiges de traction.....	70
Figure 5. 12 Plaque de fixation du capteur de force .....	70
Figure 5. 13 Axe de transmission .....	71
Figure 5. 14 Tiges de traction a méplat.....	71
Figure 5. 15 Plaque de fixation du moteur .....	71
Figure 5. 16 Plaque à roulement.....	72
Figure 5. 17 Plaque à roulement 2 .....	72
Figure 5. 18 Plaque de fixation des tiges de guidage.....	73

## Liste des tableaux

Tableau 3. 1 Caractéristiques chimiques de XC-48.....	39
Tableau 3. 2 Caractéristiques mécaniques de XC-48.....	39
Tableau 3. 3 diamètres, angles et rayons des éprouvettes .....	40
Tableau 4. 1 Résultats Endurance- distance de [13]. .....	49
Tableau 4. 2 Résultats Endurance- distance de [14]. .....	50
Tableau 4. 3 Résultats Endurance- distance de [15]. .....	51
Tableau 4. 4 Résultats de simulation Endurance- rayon entaille .....	53
Tableau 4. 5 La durée de vie en fonction de l'angle d'entaille pour $r=0.4$ .....	54
Tableau 4. 6 La durée de vie en fonction de l'angle d'entaille pour $r=0.5$ .....	55
Tableau 4. 7 La durée de vie en fonction de l'angle d'entaille pour $r=0.6$ .....	56
Tableau 5. 1 Combinaison des chargements .....	62
Tableau 5. 2 Caractéristiques des vis à bille.....	68

# Nomenclature

**A** : Profondeur en fond d'entaille (mm)

**$\rho, r$**  : Rayon en fond d'entaille (mm)

**$\psi, 2\alpha$**  : Angle d'ouverture d'entaille (en degré °)

**$K_t$**  : Facteur de concentration de contrainte dans le domaine élastique

**$\sigma_{\max}$**  : Contrainte maximale (MPa)

**$\sigma_{\text{nom}}$**  : Contrainte nominale de la section nette (MPa)

**$\sigma_g$**  : Contrainte globale loin de la zone de perturbation (MPa)

**$\sigma_f$**  : Limite de fatigue de l'éprouvette entaillée (MPa)

**$\sigma_{\text{nf}}$**  : Limite de fatigue de l'éprouvette non entaillée (MPa)

**$K_f$**  : Facteur de concentration de contrainte en fatigue

**q** : Facteur de sensibilité à l'entaille

**$a_p$**  : Fonction caractéristique de matériau dans le modèle Peterson (mm)

**$\sigma_u$**  : Contrainte ultime (MPa)

**$a_n$**  : Fonction caractéristique de matériau dans le modèle Neuber (mm)

**$K_{I,II,III}$**  : Facteurs d'intensité de contraintes pour de chaque mode

**$K_I$**  : Facteur d'intensité de contrainte au mode I ( $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ )

**$\sigma_{ij}$**  : Champ de contraintes au voisinage d'entaille (MPa)

**$f_{ij}, g_{ij}$**  : Fonctions propres dans l'expression de champs de contraintes

**$a_1$**  : Constante analytique de mode I dans les équations d'élasticité de Filippi

**$\lambda_1$**  : Première valeur propre de Williams qui caractérise le mode I

**$\mu_1, \chi_{b_1}, \chi_{d_1}, \chi_{c_1}$**  : Paramètres exposant dans les équations d'élasticité de Filippi

**$r_0$**  : Distance entre le fond d'entaille et l'origine des coordonnées polaire

**$\sigma_{\text{tip}}$**  : Contrainte principale maximale au fond d'entaille (MPa)

**$\sigma_a$**  : Amplitude de contrainte (MPa)

**$R_\sigma$**  : Rapport de contrainte

**$\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$**  : Contrainte maximale et contrainte minimale dans un cycle de contrainte (MPa)

**$\sigma_m$**  : Contrainte moyenne dans un cycle de contrainte (MPa)

**$\sigma_D(N)$**  : Limite d'endurance (MPa)

**D** : Diamètre de l'éprouvette (mm)

**$R_m$**  : Résistance à la traction (MPa)

**$R_e$**  : Limite d'élasticité (MPa)

**L** : Longueur de la poutre en (m)

**a** : Distance entre les appuis externes et internes (m)

**E** : Module de Young en (GPa)

**I**: Moment quadratique ( $m^4$ )

**W**: Intensité de la force (N)

**$\delta_{\text{Max}}$** : Déplacement Max au milieu de la poutre (mm)

**$\delta_{\text{ul}}$** : Déplacement au point d'application de la force (mm)

**$L_0$**  : Longueur de l'éprouvette (mm)

**D** : Distance entre les appuis (mm)

**d** : Distance entre points d'application des forces (mm)

**[K]** : Matrice de rigidité

**{F}** : Vecteur force (N)

**{u}** : Vecteur déplacement (mm)

**N** : Nombres de cycle en fatigue

# **INTRODUCTION GÉNÉRALE**

Une structure est conçue dans le but d'accomplir une ou plusieurs fonctions. On en distingue deux types : les unes qui sont soumises à des chargements mécaniques statiques et les autres sont soumises à des chargements dynamiques. Pratiquement les structures de la première catégorie ont une durée de vie beaucoup plus longue et leur dimensionnement est basé sur des critères de résistance ou sur la rigidité. Un chargement dynamique peut se traduire par des variations cycliques de contraintes appelées phénomène de fatigue. Certaines structures avec des entailles ont une durée de vie faible sous sollicitations cyclique en raison des concentrations de contraintes dans ces zones sensibles.

La simulation numérique fait maintenant partie intégrante du processus de conception et validation de structures mécaniques. Les outils de simulations sont de plus en plus performants permettant une description très fine des phénomènes.

De plus ces outils ne se limitent plus à la mécanique linéaire, mais sont développés pour décrire des comportements plus compliqués allant jusqu'à la ruine des structures, ce qui intéresse le domaine de la sécurité, en chargement dynamique ou statique. La dynamique rapide permet de simuler des phénomènes "rapides" tels que des explosions, des chocs et impacts sur structure. Le domaine d'application est très varié.

La méthode des éléments finis est actuellement reconnue comme étant une technique très puissante pour l'analyse des structures discrètes ou continues, dans le domaine d'engineering. Elle est utilisée par presque la plupart des logiciels de simulation dans de nombreux secteurs de l'industrie tel que, la mécanique, le génie civil, l'aérospatial et la robotique.

Le but de ce projet de fin d'études est d'exploiter les résultats de trois séries d'expériences de fatigue en flexion rotative sous entaille. Une analyse comparative des résultats par simulations sur le logiciel d'analyse par éléments finis FEM (Ansys) et des résultats expérimentaux est faite. Une étude de l'influence du rayon en fond d'entaille sur l'endurance est faite.



Ce mémoire comporte cinq chapitres.

Le premier chapitre est dédié à la notion d'entaille et quelques généralités sur les structures avec entailles.

Le second chapitre est dédié à la fatigue mécanique des structures sous l'effet d'un chargement dynamique avec les théories et les notions de base en fatigue.

Le troisième chapitre comporte les simulations numériques avec le logiciel Ansys qui est basé sur la méthode des éléments finis. Nous avons reproduit trois séries d'expériences en flexion rotative et nous évaluons la durée de vie en fonction de chaque rayon d'entaille.

Le quatrième chapitre comporte les résultats d'analyse sur les structures déjà établies dans le chapitre précédent.

Le dernier chapitre, qui est le chapitre cinq, comporte une proposition d'une conception d'amélioration pour le dispositif de flexion-torsion alternée déjà conçue et réalisée au sein du département du Génie Mécanique.

# **1 PARTIE 1**

## **1.1 CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉS SUR LES ENTAILLES**

### 1.1.1 Introduction générale

Une entaille désigne, en gros, toute modification de section d'un composant. Elle peut être créée par des perçages, des rainures ou des variations de sections. Les entailles entraînent une distribution inégale des charges qui crée des pics de contrainte. Cela s'appelle l'effet d'entaille. Il réduit la capacité mécanique, particulièrement en fatigue et constitue un paramètre essentiel lors du calcul de la résistance mécanique des composants ou des structures. Il apparaît notamment lorsque le composant est soumis à des sollicitations de traction, de compression, de flexion, de cisaillement ou de torsion. L'effet d'entaille, ou les pics de contrainte, peuvent entraîner des défaillances précoces. Son impact est donc généralement considéré comme négatif.

### 1.1.2 Effet d'entaille

D'une manière générale, on appelle une entaille une discontinuité imposée ou créée accidentellement. Elle peut être nécessaire pour des raisons de fabrication, par exemple dans un siège de palier à roulement, une rainure de clavette, un perçage pour loger des goupillés, Des entailles peuvent également être provoquées en service, par exemples : les marques d'outils dans l'usinage ou les marques d'usure en service [1].

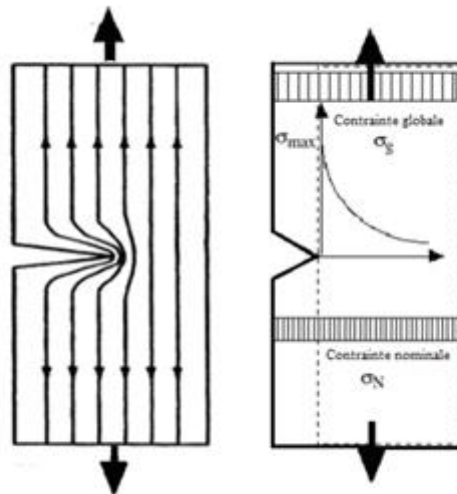


Figure I. 1 Schéma de flux de forces dans une plaque avec entaille

Les entailles entraînent des fortes concentrations de contraintes locales et peuvent donc induire une défaillance prématurée en fatigue si elle n'est pas correctement prise en compte lors de la conception des composants mécaniques.

Leurs effets résultent dans la modification du flux de force (Figure I-1). Près du fond d'une

## Généralités sur les entailles

entaille, les lignes de force sont relativement proches et cela conduit à une concentration du champ de contraintes local avec un maximum en fond d'entaille [1]. La distribution des contraintes dans un composant, peut être visualisée en utilisant ce qu'on appelle les trajectoires des contraintes, par analogie avec l'écoulement d'un fluide ou un courant électrique parcourant un conducteur plat, percé d'un trou. Ces trajectoires sont toujours exécutées dans la direction de la contrainte principale maximale. Leur distance est inversement proportionnelle à la contrainte de telle sorte, que la densité de la trajectoire de contraintes est une mesure de la contrainte agissant localement [2]. Chaque changement brusque de section transversale dévie les trajectoires de contraintes qui se déplacent alors en se rapprochant.

L'effet d'entaille dépend de trois facteurs essentiels, en plus des dimensions de l'entaille, de l'angle ' $\Psi$ ' et surtout son rayon ' $\rho$ ' (Figure I-2).

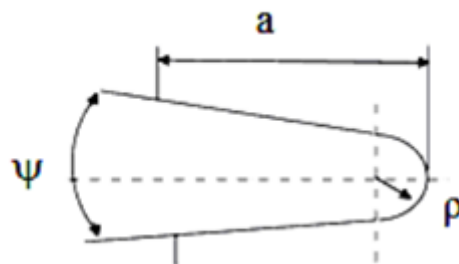


Figure 1. 2 Géométrie définissant une entaille simple

Ces deux facteurs conduisent à la classification suivante :

- Fissure :  $\rho = 0$  et  $\psi = 0$
- Entaille en V :  $\rho = 0$  et  $\psi \neq 0$
- Entaille en U :  $\rho \neq 0$  et  $\psi = 0$
- Entaille simple :  $\rho \neq 0$  et  $\psi \neq 0$

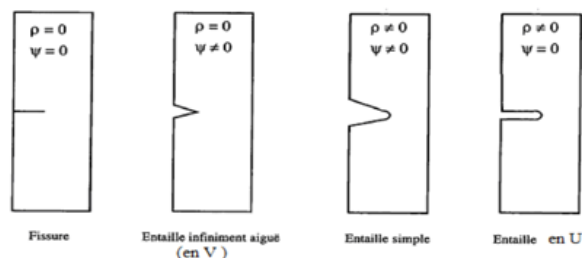


Figure 1. 3 Configuration des entailles débouchantes

### 1.1.3 Analyse élastique de la concentration de contraintes

En 1898, G. Kirsh a été le premier à mettre en évidence le phénomène de concentration de contraintes, pour un problème de détermination de ces derniers autour d'un trou. Puis des solutions analytiques ont été progressivement trouvées par différents auteurs pour des composants, dont la géométrie est de plus en plus complexe. Ces concentrations de contraintes affectent localement la résistance de la structure considérée.

En statique, Peterson [3] définit le facteur de concentration de contraintes  $k_t$  de deux façons différentes :

La première est le rapport de la contrainte maximale  $\sigma_{max}$  en fond d'entaille sur la contrainte nominale  $\sigma_N$  dans la section entaillée

- Dans le cas de la contrainte normale (traction et flexion) :

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_N} \quad (I-1)$$

- Dans le cas de cisaillement (torsion) :

$$k_t = \frac{\tau_{max}}{\tau_N} \quad (I-2)$$

Avec :

- $\sigma_{max}$  et  $\tau_{max}$  : contraintes maximales en fond d'entaille, calculées numériquement par la méthode des éléments finis ou déterminées expérimentalement ;
- $\sigma_N$  et  $\tau_N$  : contraintes nominales en fond d'entaille, calculées par les équations analytiques de la résistance des matériaux.

La seconde est le rapport entre la contrainte maximale  $\sigma_{max}$  et la contrainte globale  $\sigma_g$ , (contraintes loin de la zone perturbée) :

- Dans le cas de la contrainte normale (traction et flexion) :

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_g} \quad (I-3)$$

- Dans le cas de cisaillement (torsion) :

$$k_t = \frac{\tau_{max}}{\tau_g} \quad (I-4)$$

Avec :

- $\sigma_g$  : est la contrainte globale, calculées à l'aide des formules de résistance des matériaux ;

## Généralités sur les entailles

On constate que ce facteur dépend de la géométrie locale de la pièce et du type de sollicitation. Dans le cas d'une plaque semi-infinie comportant des entailles en U et des entailles semi elliptiques (Figure I-4), Baratta & Neal [4] ont procédé aux calculs des facteurs de concentration de contraintes  $k_t$  pour les différents rapports de  $a/\rho$ .

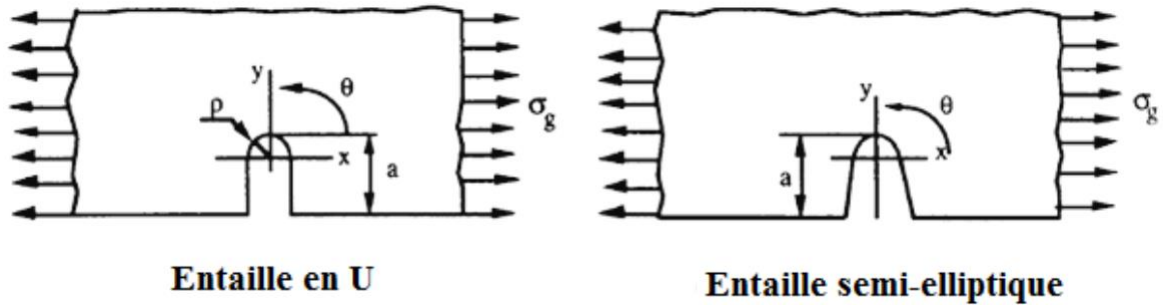


Figure 1. 4 Géométrie de plaque semi-infinies avec entaille de bord en U et semi-elliptique, Baratta & Neal [4]

### 1.1.4 Champs de contraintes au voisinage d'une entaille

#### 1.1.4.1 Introduction

La présence d'une discontinuité géométrique entraîne une modification du champ de contraintes dans l'élément de structure. Le processus de rupture est gouverné non seulement par l'amplitude locale de contraintes, mais aussi par l'influence du gradient de contrainte qui règne dans la structure et notamment au voisinage du fond d'entaille. Nous nous proposons donc, à partir des informations recueillies dans des ouvrages et articles de références, de faire une présentation succincte des différents modèles de détermination de la distribution des contraintes au fond d'une discontinuité géométrique.

#### 1.1.4.2 Distribution des contraintes en fond de fissure

IRWIN propose de décrire la distribution des contraintes admissibles au voisinage du front d'une fissure par la relation [11] :

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) \quad (\text{I-12})$$

Le facteur d'intensité de contraintes  $K_I$  renseigne sur la singularité de champ de contrainte. Les paramètres  $r$  et  $\theta$  définis dans la figure (I-6), sont les coordonnées polaires de la zone mesurée à partir du fond d'entaille.

Irwin montre que la seule connaissance du facteur d'intensité de contraintes permet de décrire la distribution des contraintes au voisinage du fond de fissure.

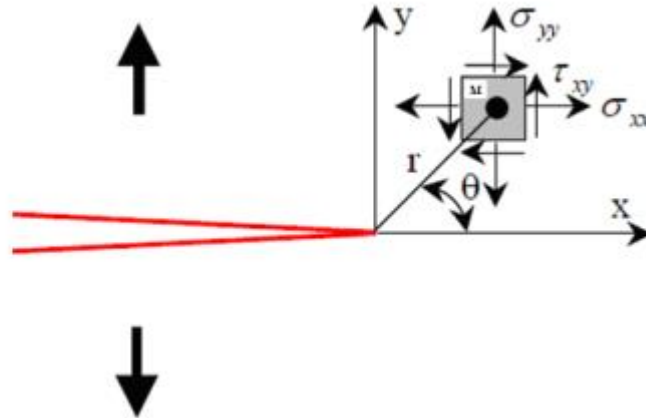


Figure 1. 5 Contraintes en un point près de l'extrémité d'une fissure

La figure (I-5) représente schématiquement les contraintes sur un élément centré sur un point 'M' repéré par les coordonnées polaires r et  $\theta$  par rapport à une extrémité d'une fissure sollicitée en mode d'ouverture ou mode I. Le champ des contraintes est décrit sous la forme :

$$\sigma_{xx}(\theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right)$$

$$\sigma_{yy}(\theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right)$$

$$\sigma_{xy}(\theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right)$$

La distribution des contraintes à la pointe de la fissure présente une singularité de la forme  $r^{-1/2}$

Si l'on reporte la distribution de contraintes  $\sigma_{yy}$  dans un diagramme bi logarithmique (Figure 1.6) normalisée par la contrainte nominale  $\sigma_N$  en fonction de la distance au fond de la fissure r normalisée par la taille du ligament b, on obtient une droite de pente  $\alpha = 0,5$ . Le coefficient  $\alpha$  est égal à l'exposant du terme singulier de la distribution des contraintes.



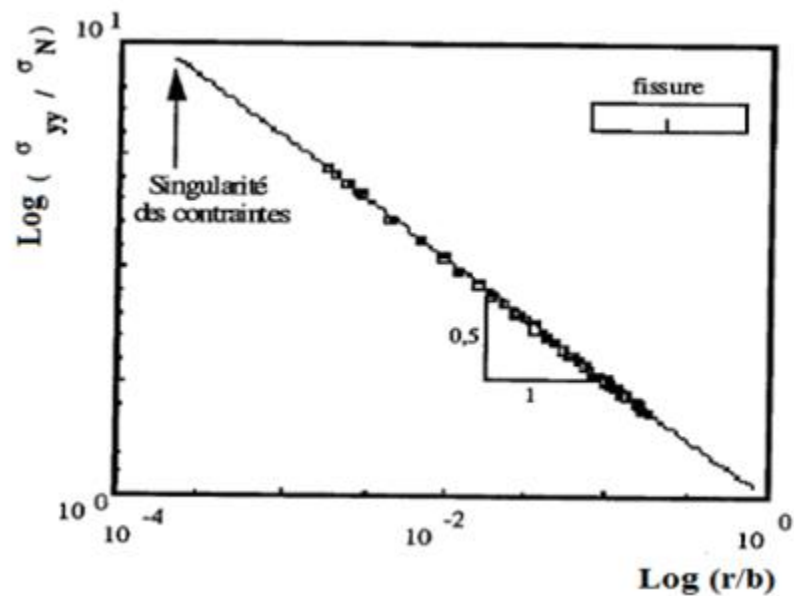


Figure 1. 6 Diagramme bi-logarithmique de la distribution des contraintes au fond d'une fissure [5]

Le facteur d'intensité de contraintes est défini en fonction de la distribution de contrainte  $\sigma_{yy}$  par la relation :

$$K_I = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{yy}(r, \theta) r^{1/2}$$

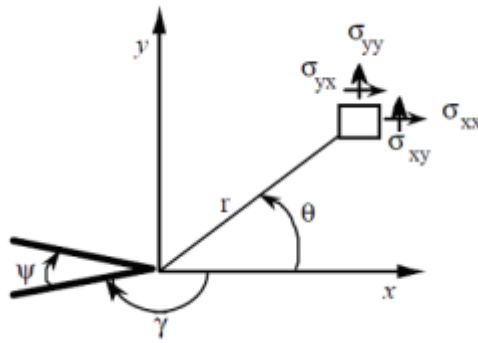
### 1.1.4.3 Distribution des contraintes au voisinage d'une entaille infiniment aiguë en V

Des études ont été considérées pour leurs intérêts à l'entaille infiniment aiguë en V et son influence sur le champ de contraintes. Elles avaient été développées par différentes méthodes.

### 1.1.4.4 Analyse de Williams [12]

Une contribution aux problèmes de rupture a été réalisée par WILLIAMS en 1952. Il a exprimé la singularité des contraintes à la pointe d'une entaille infiniment aiguë sur une plaque de longueur infinie, sous la forme d'une série de fonctions complexes en utilisant la fonction d'Airy  $\omega$ .

## Généralités sur les entailles



*Figure 1. 7 Schéma d'une entaille en V aiguë dans le modèle de Williams*

On représente la zone, près de la pointe de l'entaille, possédant un angle d'ouverture définie par :

$$\{(r, \theta) / 0 < r < \infty; -\gamma < \theta < \gamma\}$$

Avec :  $\gamma = \pi - \psi/2$

Les expressions des composantes du champ des contraintes s'expriment au voisinage du fond d'entaille par les relations suivantes [1] :

$$\begin{aligned} \sigma_{rr} &= \frac{K_I^*}{C_I(2\pi r)^\alpha} \left[ \cos(\alpha - 2)\theta \cos(\alpha\gamma) - \frac{\alpha + 2}{\alpha - 2} \cos(\alpha - 2)\gamma \cos\alpha\theta \right] \\ \sigma_{\theta\theta} &= \frac{K_I^*}{C_I(2\pi r)^\alpha} \left[ -\cos(\alpha - 2)\theta \cos(\alpha\gamma) + \frac{\alpha + 2}{\alpha - 2} \cos(\alpha - 2)\gamma \cos\alpha\theta \right] \\ \tau_{r\theta} &= \frac{K_I^*}{C_I(2\pi r)^\alpha} \left[ \sin(\alpha - 2)\theta \cos(\alpha\gamma) - \frac{\alpha}{\alpha - 2} \cos(\alpha - 2)\gamma \cos\alpha\theta \right] \end{aligned}$$

Avec :

- $\alpha$  : l'exposant de la singularité des contraintes ;
- $C_I$  : la première racine de l'équation :

$$C_I = \cos(\alpha - 2)\gamma - \cos\theta$$

Le facteur d'intensité de contraintes pour une entaille infiniment aiguë  $K_{*I}$  ( $\rho=0$ ,  $\psi \neq 0$ ) obtenu, s'accorde avec la définition de Irwin pour l'analyse des fissures.

$$K_I^* = (2\pi r)^\alpha \lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{\theta\theta}(r, \theta = 0, \psi)$$

### 1.1.5 Conclusion :

Cette première partie de généralité sur les entailles fait ressortir la notion d'entaille. Les entailles sont géométriquement définies par les paramètres rayon en fond d'entaille et l'angle d'ouverture. Les entailles émoussées présentent un angle non nul. La fissure est une entaille spécifique. Dans notre étude, on s'intéresse à l'endurance sous entaille émoussée et l'influence du rayon en fond d'entailles sur l'endurance est faite.

## **1.2 CHAPITRE 2 ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE DE LA FATIGUE**

### 1.2.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter les principales méthodes d'essais de fatigue qui sont développées soit pour comparer des matériaux et des procédés de fabrication soit pour obtenir les données nécessaires à la prévision des durées de vie à la fatigue. La pratique rigoureuse de ces méthodes permet de bien rendre compte de l'effet des nombreux paramètres qui viennent affecter le comportement des matériaux et des composants mécaniques. C'est pourquoi une analyse soignée des conditions de sollicitations existantes ou envisagées doit être entreprise préalablement à toute campagne d'essai, afin de définir le cahier des charges complet de l'opération.

### 1.2.2 Généralités sur les essais de fatigue :

#### 1.2.2.1 Définition

L'expérience montre que, si l'amplitude et le nombre de sollicitations périodiques sont suffisants, il en résulte une fissuration progressive puis une rupture par fatigue. Généralement, celle-ci se produit brutalement, sans allongement précurseur, et la cassure présente deux zones distinctes : une zone lisse, qui est la cassure de fatigue proprement dite, sur laquelle on peut observer des lignes d'arrêt successives, et une zone d'arrachement, à nerf ou à grain, qui correspond à la rupture finale instantanée. Cette rupture peut survenir pour des contraintes appliquées bien inférieures à la charge de rupture statique et même à la limite d'élasticité élastique. Si le terme fatigue a été consacré le processus d'endommagement progressif, et l'endurance désigne l'aptitude à résister à la fatigue. Les recommandations générales concernant les termes utilisés et la présentation des résultats d'essais sont données dans la norme NF A 03-400 [6].

#### 1.2.2.2 Objet des essais de fatigue

L'objet des essais de fatigue est de déterminer le comportement d'éprouvettes, de pièces ou d'ensembles mécaniques, sous des sollicitations de contraintes dites répétées ou périodiques.

La réalisation d'essais sur pièces ou ensembles mécaniques correspond généralement à l'un des trois objectifs suivants :

- vérifier la conformité d'un produit à une norme ou à un cahier des charges ;
- valider ou optimiser un nouveau produit ;
- rechercher des solutions constructives à la suite de l'avarie d'un composant en service.

## Étude du phénomène de la fatigue

---

Dans les trois cas, il s'agit, le plus souvent, de contrôler que la pièce ou la structure peut subir sans fissuration ni rupture un nombre de cycles fixé, sous un niveau de chargement donné.

La difficulté de la mise en œuvre des essais sur pièce concerne :

– le mode de sollicitation avec les points d'application et la direction des efforts ou des déplacements ;

– le niveau du chargement qui doit être représentatif des sollicitations rencontrées en service.

De leur côté, les essais sur éprouvettes correspondent :

— à optimiser un mode de fabrication : la difficulté réside dans ce cas à reproduire sur une éprouvette, généralement de petite dimension, l'effet réaliste des conditions de fabrication ;

— à valider de nouvelles solutions technologiques ; c'est le cas, en particulier, des assemblages pour lesquels l'effet d'échelle peut jouer un rôle essentiel sur les résultats ;

— à déterminer des propriétés de base en fatigue ; dans ce cas, des conditions standard de mise en œuvre des éprouvettes sont à préciser.

Le présent article concerne plus particulièrement les essais sur éprouvettes, dans le but de déterminer les caractéristiques de fatigue de base des matériaux de construction. Son application peut cependant être étendue aux autres cas, à condition d'apporter quelques compléments nécessaires.

### 1.2.2.3 Classification des essais de fatigue

On peut distinguer deux grandes catégories d'essais de fatigue : les essais sous amplitude de charge constante et les essais sous amplitude de charge variable ou à programme de charge tendant à simuler les sollicitations en service.

Dans le premier cas, celui des essais sous amplitude de charge constante, on peut distinguer les essais d'endurance, cherchant à déterminer la limite de fatigue ou la durée de vie à rupture, des essais de fissuration, cherchant à mesurer la vitesse de propagation des fissures de fatigue.

On peut également distinguer le domaine de l'endurance ou des grandes durées de vie, ou fatigue vibratoire, du domaine de la fatigue Oligo-cyclique, correspondant à des nombres de cycles à rupture, faibles par suite d'une déformation plastique généralisée ou localisée (entaille) de la pièce ou de l'éprouvette (fatigue plastique).

Par ailleurs, on peut distinguer les essais à charge imposée, comme par exemple les essais de flexion rotative sur éprouvette cantilever où la charge est appliquée par un poids, des essais à déplacement imposé, comme par exemple les essais de flexion plane d'une éprouvette à l'aide d'une bielle et d'un excentrique. En général les essais de fatigue à grand nombre de cycles sont

## Étude du phénomène de la fatigue

---

des essais à charge imposée, tandis que les essais de fatigue plastique sont des essais à déformation imposée, la machine étant asservie à la mesure de la déformation cyclique de l'éprouvette par un extensomètre.

### 1.2.2.4 Classification des modes de 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 machines d'essais de types différents permettent d'effectuer ces divers essais : machines de flexion, de flexion rotative, de torsion, pulsateurs, etc.

### 1.2.3 Éprouvettes d'essais

Le choix de l'éprouvette dépend du but recherché :

- la recherche de l'influence de la mise en forme du matériau lors de la fabrication d'un produit nécessite, soit de reproduire, à la surface des éprouvettes, les conditions thermomécaniques les plus proches possibles de celles subies par le produit, soit de prélever les éprouvettes dans le produit lui-même, en faisant en sorte de ne pas modifier l'état de surface (rugosité, écrouissage, contraintes résiduelles) induit par les conditions de fabrication de celui-ci ;
- la connaissance de l'effet d'un traitement de surface appliqué à un composant requiert aussi de traiter les éprouvettes dans des conditions de similitude adaptées. Dans ce cas, en particulier, les dimensions des éprouvettes doivent être telles qu'elles permettent d'obtenir un champ de contraintes résiduelles comparable à celui du composant réel ;

## Étude du phénomène de la fatigue

---

— l'obtention des caractéristiques de résistance à la fatigue du matériau, dans un état microstructural donné, conduit par contre, à réaliser l'éprouvette dans des conditions les plus neutres possibles, c'est-à-dire qui n'engendrent pas un état de surface modifiant les propriétés recherchées.

Les paragraphes suivants s'adressent particulièrement à ce dernier objectif. Le choix de l'éprouvette d'essais dépend de l'essai que l'on veut effectuer et de la machine dont on dispose

### ■ **Forme**

On distingue les éprouvettes parallélépipédiques (figures 1a et b ), d'épaisseur constante et à section soit constante, soit variable, des éprouvettes axisymétriques à section circulaire (figures 2a et b ) soit cylindriques à section constante, soit toroïdales à section variable. Ce dernier modèle est d'utilisation la plus générale et de ce fait conseillé quand d'autres conditions n'imposent pas le choix d'une autre éprouvette (minimum de matière, facilité d'usinage et de finition, élimination du flambement, évacuation de la chaleur, localisation de la rupture, etc.).

Dans tous les cas, on distingue les éprouvettes lisses des éprouvettes entaillées.

### ■ **Dimensions**

Elles dépendent de la capacité de la machine (charge d'essai maximale, sur les machines modernes, au moins 10 % de la capacité de la machine) et de ses caractéristiques (fréquence propre de l'éprouvette supérieure à deux fois la fréquence d'essai). Les dimensions conseillées des éprouvettes pour essais de fatigue et les tolérances d'usinage admises sont précisées dans les normes françaises A 03-401, A 03-402 et A 03-403 [6].

## Étude du phénomène de la fatigue

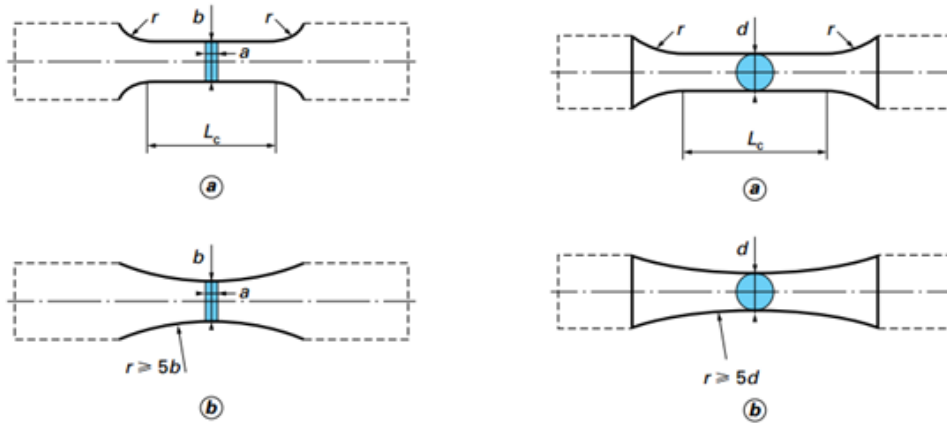


Figure 2. 1 Éprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire et éprouvettes axisymétriques à section circulaire [6]

### ■ Usinage des éprouvettes

Lorsqu'il s'agit de déterminer les caractéristiques fondamentales d'un métal en fatigue, il est nécessaire de réduire le plus possible

L'influence de l'état de surface de l'éprouvette sur le processus de fatigue qui conduira à la rupture.

Pour cette raison, l'état de surface des éprouvettes devra être particulièrement soigné et répétitif pour le même lot d'éprouvettes. On aura alors intérêt à privilégier les types d'éprouvettes et les modes d'usinage qui assurent le maximum de régularité et de répétitivité de l'état de surface et qui n'introduisent que des contraintes résiduelles et un écrouissage superficiel négligeables comme, par exemple, la rectification fine.

La finition des éprouvettes par polissage manuel, même longitudinal, doit donc être évitée chaque fois que cela est possible.

Un contrôle de la rugosité superficielle après usinage est conseillé. Dans le cas de lots à grand nombre d'éprouvettes, le prélèvement des éprouvettes à contrôler devra être effectué de manière statistique de façon à avoir une valeur moyenne de rugosité représentative du lot et une indication de la dispersion des mesures.

On peut cependant intégrer, dans la détermination des propriétés de fatigue certains facteurs d'influence comme l'état de surface ou les contraintes résiduelles par la réalisation d'éprouvettes représentatives de la pièce à calculer.

Il est également important que l'éprouvette ait la même propriété et donc le même état microstructural que la zone de la pièce où est réalisé le calcul en fatigue. Par exemple, dans le



## Étude du phénomène de la fatigue

---

cas de tôles épaisses ou de pièces forgées, on s'assurera par une analyse métallurgique que la surface des éprouvettes dans la zone la plus sollicitée est identique à celle de la pièce. On sera particulièrement attentif aux structures de peau comme la décarburation, les grains fins dus aux refroidissements plus rapides etc. On évitera également le prélèvement, sauf étude particulière, d'éprouvettes à cœur du matériau afin d'éviter les zones ségréguées. Dans le cas d'essais sur éprouvettes plates, les angles doivent être arrondis soit par une opération de rectification soit par le passage d'une pierre à polir afin d'éviter toute amorce à partir des angles.

Enfin, dans le cas de matériaux anisotropes, le sens de prélèvement des éprouvettes est particulièrement important. Dans ce cas, il est conseillé de prélever, si possible, les éprouvettes de telle sorte que leur axe corresponde à la direction de la contrainte principale maximale au point faible de la pièce.

### 1.2.4 Étalonnage des machines d'essais de fatigue

On s'est longtemps contenté de procéder à des étalonnages statiques des machines d'essais de fatigue. On sait toutefois que, pour une même indication du dynamomètre de la machine, les efforts statiques et dynamiques appliqués à l'éprouvette peuvent différer sensiblement.

Ces erreurs dans l'appréciation des charges peuvent résulter d'une dérive des paramètres de charges avec le temps ou avec la température, d'une déformation de la fonction charge temps, ou d'effets d'inertie non corrigés des charges en mouvement ; de plus, elles ne peuvent que s'accroître avec l'usure de la machine.

C'est pourquoi il semble indispensable de réaliser un étalonnage des machines d'essais de fatigue, non seulement statique mais aussi dynamique. Le processus d'étalonnage comporte différentes étapes décrites dans la norme NF A 03-509 (cf. [Doc. M 4 172]). [6]

■ **Cas des machines de flexion rotative** : sur ce type de machine, le mode de sollicitation cyclique s'obtient par la rotation d'une éprouvette soumise à un effort de flexion de direction fixe.

L'éprouvette est montée soit en porte-à-faux, soit sur deux appuis. Si l'effort est appliqué en un point, le moment de flexion varie linéairement le long de l'éprouvette. Si l'effort est appliqué en deux points, le moment de flexion est constant tout au long de la partie utile de l'éprouvette.

## Étude du phénomène de la fatigue

Dans cet essai, toutes les fibres consécutives d'une éprouvette, sauf la fibre neutre, sont successivement tendues puis comprimées. Pour les fibres externes qui sont les plus sollicitées, l'amplitude de la variation sinusoïdale de l'effort est maximale : c'est cette amplitude qui intervient dans le calcul de la contrainte.

Le barreau dynamométrique se monte à la place d'une éprouvette d'essai, il a la même longueur que celle-ci et le diamètre extérieur du barreau doit être le même que celui de l'éprouvette.

La contrainte maximale de flexion  $\sigma$  sur la fibre externe se calcule par la formule de Navier:

$$\sigma = \frac{M}{\frac{I}{v}}$$

avec  $M$  moment fléchissant par rapport à la section considérée :  $M = Pl$  ( $P$  charge appliquée,  $l$  longueur du bras de levier),

$I$  moment quadratique de la section par rapport à l'axe neutre,

$v$  distance de la fibre externe à la fibre neutre,

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi d^3}{32} \text{ Pour une section circulaire de diamètre } d,$$

$$\frac{I}{v} = \frac{a^3}{6} \text{ Pour une section carrée de côté } a$$

La mise en charge se fait par application de poids à l'extrémité du bras de levier.

La première vérification doit porter sur la justesse des masses appliquées et la longueur des bras de levier. Après un étalonnage statique à charge croissante puis décroissante, on procède à un étalonnage dynamique avec le barreau dynamométrique en rotation. Cet étalonnage a pour objet de vérifier que la présence de défauts d'équilibrage éventuels n'entraîne pas lors des essais, des sollicitations de l'éprouvette différentes de celles recherchées.

### Essais d'endurance sous amplitude constante

Les contraintes périodiques qui existent en service sont en général sinusoïdales et, selon la valeur de la contrainte statique  $\sigma_s$  que l'on superpose, on distingue :

- les contraintes alternées pures ou symétriques .....  $\sigma_s = 0$  ( $\sigma_m = 0$ ) ;
- les contraintes alternées dissymétriques .....  $\sigma_s < \sigma_a$  ( $0 < |\sigma_m| < \sigma_a$ ) ;
- les contraintes répétées.....  $\sigma_s = \sigma_a$  ( $\sigma_m = \sigma_a$ ) ;
- les contraintes ondulées.....  $\sigma_a < \sigma_s$  ( $\sigma_a < \sigma_m$ ).

avec  $\sigma_a$  amplitude de la contrainte variable et  $\sigma_m$  contrainte moyenne (égale à la contrainte statique  $\sigma_s$ )

## Étude du phénomène de la fatigue

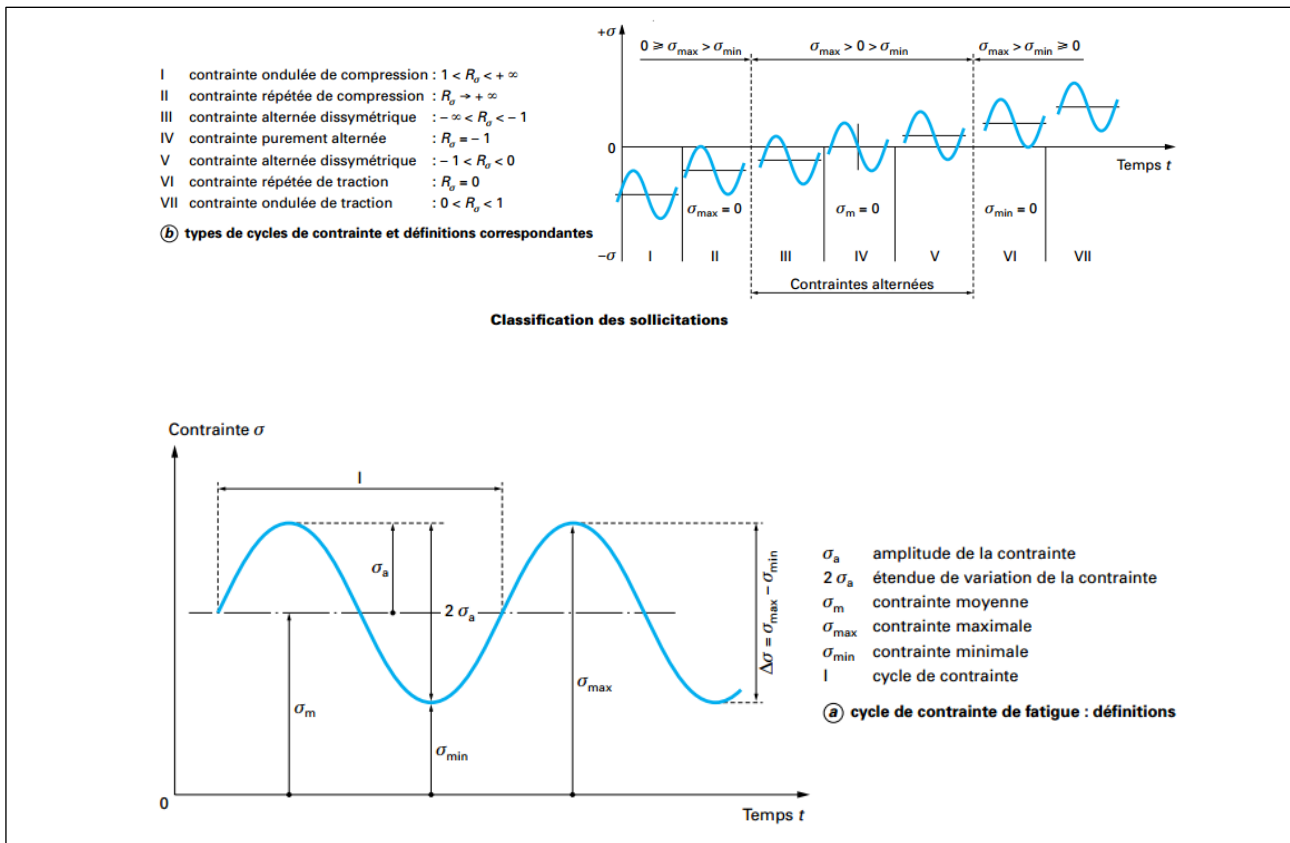


Figure 2. 2Classification des sollicitations [7]

On peut définir le rapport des contraintes  $R_\sigma$ :

$R_\sigma = \sigma_{min}/\sigma_{max}$  rapport algébrique de la contrainte minimale à la contrainte maximale.

$R_\sigma$  prend les valeurs indiquées, selon les cas, sur la figure 2.

Ces cas simples correspondent à la combinaison d'une contrainte statique et d'une contrainte alternative de même nature. Il existe également des cas de contraintes combinées de natures différentes :

— soit statique et alternative de natures différentes, par exemple : traction statique et torsion alternative ;

— soit alternatives de natures différentes, par exemple : flexion et torsion alternatives.

Avec les pulsateurs équipés de générateurs de fonctions, le signal sinusoïdal peut être remplacé par un signal triangulaire, carré, rectangulaire, etc.

### Diagrammes d'endurance

#### Courbe contrainte-nombre de cycles à rupture (courbe de Wöhler)

L'essai de fatigue le plus simple consiste à soumettre chaque éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude maximale et de fréquence constantes, et à noter le nombre

## Étude du phénomène de la fatigue

---

de cycles  $N_r$  au bout duquel la rupture se produit. On reporte ce nombre  $N_r$ , en général sur une échelle logarithmique, en fonction de la contrainte maximale des cycles. À chaque éprouvette correspond un point du plan  $(\sigma, N)$  et, à partir d'un lot d'éprouvettes soumises à des contraintes maximales différentes, on obtient une courbe qui a l'allure de celle représentée sur la figure 4. Sur cette courbe, connue sous les noms de **courbe de Wöhler** et **courbe S-N** (*Stress-Number of cycles*), on peut distinguer trois domaines :

— **Zone I de fatigue plastique oligocyclique**, sous forte contrainte ; la rupture survient après un très petit nombre d'alternances et est précédée d'une déformation plastique notable ;

— **Zone II de fatigue ou d'endurance limitée**, où la rupture est atteinte après un nombre limité de cycles, nombre qui croît quand la contrainte décroît ;

— **Zone III d'endurance illimitée ou zone de sécurité**, sous faible contrainte, pour laquelle la rupture ne se produit pas avant un nombre donné de cycles :  $10^6$ , et même  $10^8$  ou  $10^9$ , supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce. Dans de nombreux cas, on peut tracer une branche asymptotique à la courbe de Wöhler, l'asymptote étant la limite d'endurance ou limite de fatigue  $\sigma_D$ . Par contre, dans certains cas, il ne semble pas qu'il y ait d'asymptote horizontale : c'est par exemple ce qui se produit lorsqu'il y a simultanément fatigue et corrosion et certain métaux non ferreux [8].

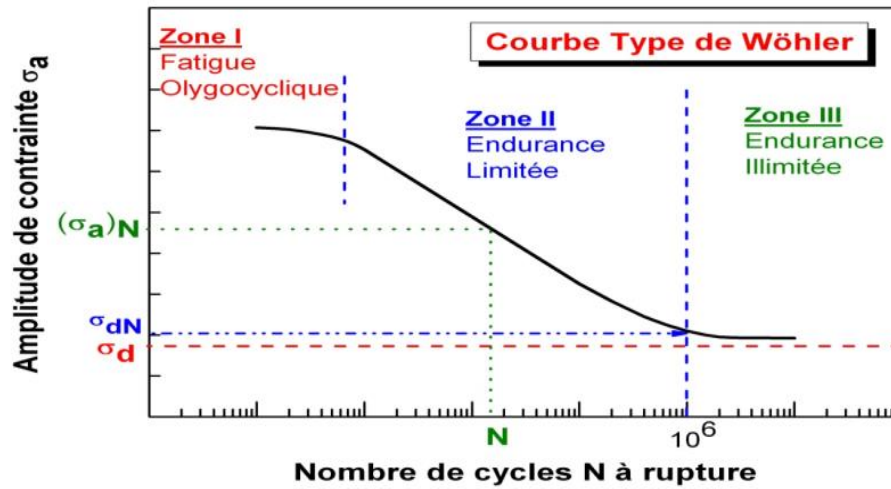


Figure 2. 3 Diagrammes d'endurance -courbe de Wöhler [9]

### 1.2.5 Conclusion :

Ce chapitre est consacré à la fatigue, il rassemble des rappels théoriques et des généralités sur le phénomène fatigue. Des éléments de ce chapitre sont utilisés pour mener la simulation.

**1.3 CHAPITRE 3 SIMULATION NUMÉRIQUE DES  
PROBLÈMES DE FLEXION ROTATIVE SOUS  
ENTAILLES**

### 1.3.1 Introduction

La méthode des éléments finis fait partie des outils de mathématiques appliquées. En analyse numérique, la méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Celles-ci peuvent par exemple représenter analytiquement le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.). En mathématique, Il s'agit de remplacer un problème compliqué pour lequel a priori on ne connaît pas de solution, par un problème plus simple que l'on sait résoudre. L'efficacité et la rapidité de la méthode des éléments finis rendre cette dernière un outil indispensable dans l'analyse d'ingénierie qui a posé les industries à la précipitation pour développer des codes et des logiciels d'analyse par éléments finis. [10]

### 1.3.2 Principe d'essai de flexion rotative

L'essai de flexion rotative est un essai de fatigue qui consiste à soumettre une éprouvette sous forme cylindrique à un moment fléchissant. Chaque point d'une section est soumis à une contrainte variable avec le temps.

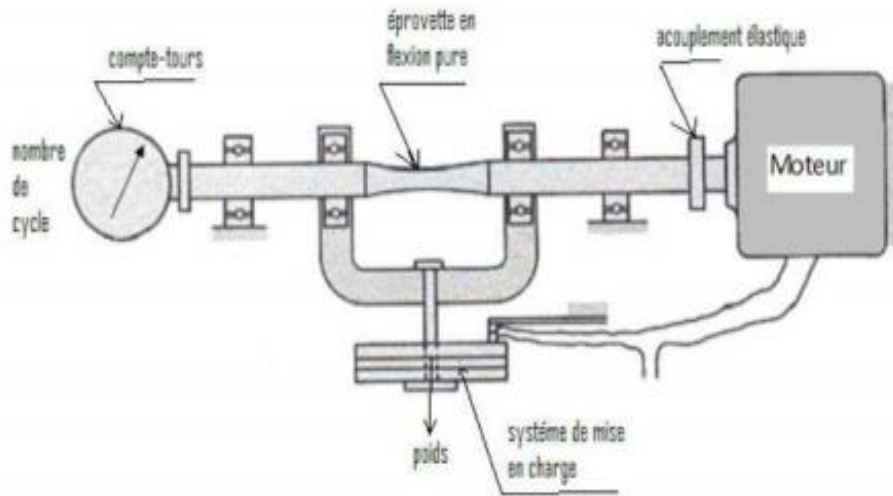


Figure 3. 1: Le principe d'essai de flexion rotative

### 1.3.3 Mode de sollicitation de l'éprouvette

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

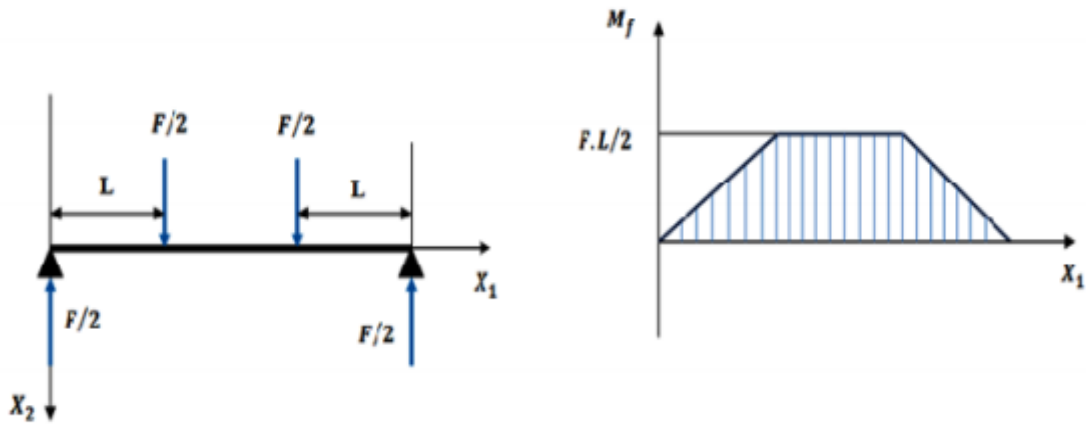


Figure 3. 2: Mode de sollicitation

La contrainte s'obtient en exerçant un effort de flexion de direction fixe et d'amplitude constante. La fatigue est engendrée par la rotation de la pièce en conservant la flexion de direction fixe. Ainsi, toutes les fibres sauf la fibre neutre sont successivement tendues puis comprimées. Les sollicitations agissant sur chaque fibre varient ainsi en fonction du temps suivant une loi sinusoïdale avec une valeur moyenne nulle et un rapport de charge égal à -1. 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 :

$$\sigma = \frac{M}{\frac{I}{v}}$$

$M$  : Moment fléchissant par rapport à la section considérée  $M = Fl$

$F$  : Charge appliquée

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

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



## Simulation numérique des problèmes de flexion rotative sous entailles

$V$ : Distance de la fibre neutre à la fibre considérée  $d$ : Diamètre de la section considérée Pour la fibre externe  $V = \frac{d}{2}$ , la contrainte maximale s'écrit alors :

$$\sigma_f = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

### 1.3.4 Le matériau choisi :

On utilise le même matériau utilisé dans l'expérience pratique XC 48. On applique les changements des caractéristiques de matériaux pour chaque série d'expériences. Les caractéristiques sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau 3. 1 Caractéristiques chimiques de XC-48

Elément	C (%)	Mn (%)	Si (%)	S (%)	P (%)	Cr (%)	Mo (%)	Ni (%)
	0,48	0,6	0,25	0,03	0,027	0,11	0,02	0,1

Tableau 3. 2 Caractéristiques mécaniques de XC-48

Symbole	Module d'élasticité E (GPa)	Coefficient de Poisson $\nu$	Limite élastique Re (MPa)	Limite de rupture Rm (MPa)	Allongement
XC48	210	0,3	375-580	660-750	%A 15

### 1.3.5 Géométrie

L'éprouvette utilisée est une éprouvette circulaire avec double entailles en acier XC-48.

Trois séries de résultats expérimentaux réalisées par Boumeziane, Derardja et Bounab seront utilisées

Tableau 3. 3 diamètres, angles et rayons des éprouvettes

Référence	D (mm)	Angle °	Rayon (mm)
[13]	10	35	0,4
[14]	8	35	0,4
[15]	8	55	0,6

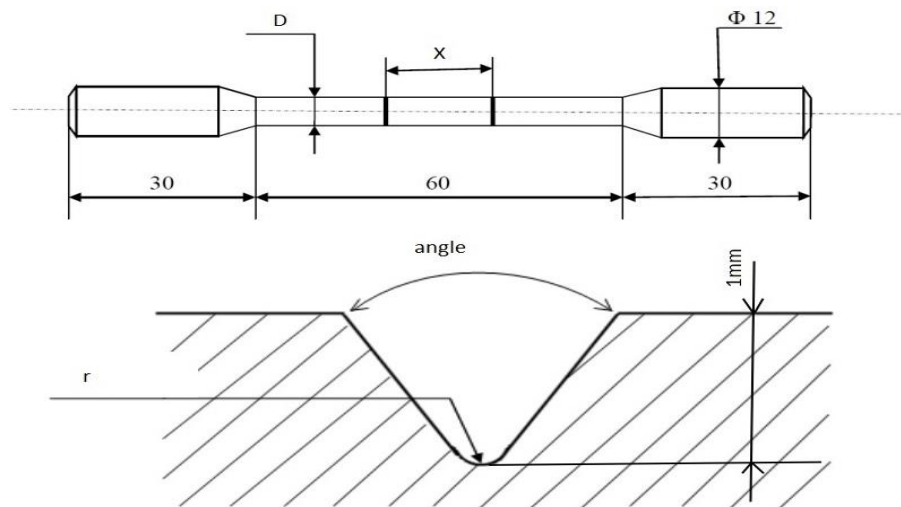


Figure 3. 3:Géométrie des éprouvettes

### 1.3.6 La résolution du problème sur l'ordinateur

L'analyse d'un problème physique par la méthode des éléments consiste à suivre une suite logique présentée ci-dessous.

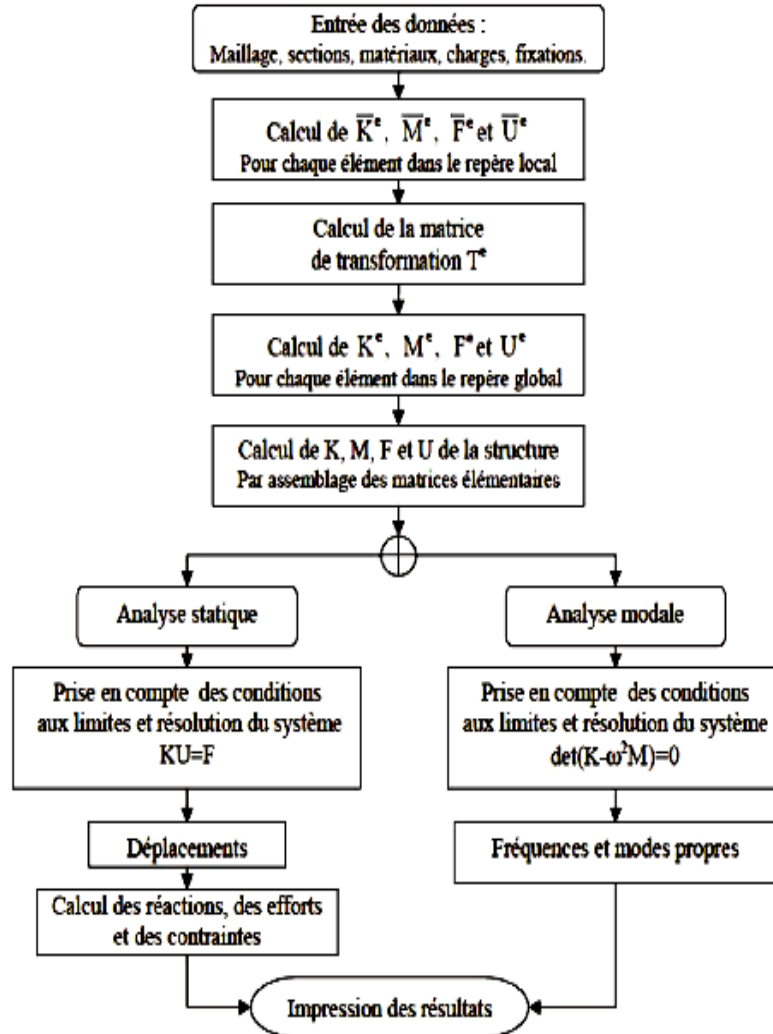


Figure 3. 4:Algorithme d'analyse par méthode des éléments finis

#### 1.3.6.1 Le type d'analyse

L'analyse structurelle consiste à déterminer les effets des charges sur les structures physiques et leurs composants. Les structures soumises à ce type d'analyse comprennent tout ce qui doit supporter des charges, comme les arbres de transmission, les lames, et d'autres composants mécaniques. Dans notre cas, ce sera les éprouvettes d'essais.

## Simulation numérique des problèmes de flexion rotative sous entailles

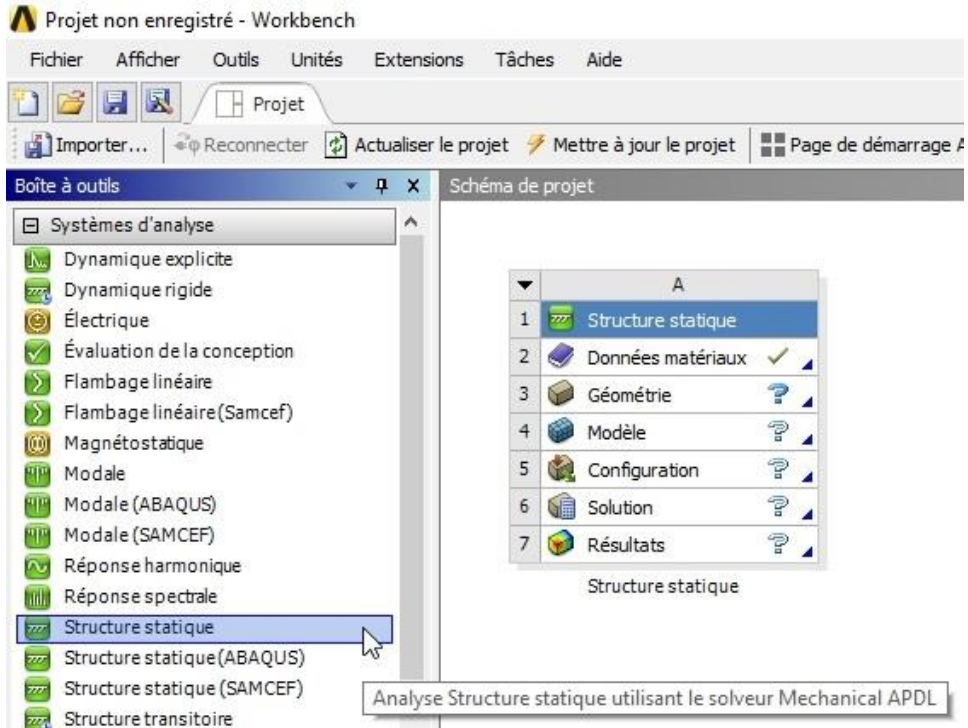


Figure 3. 5: Choix du type d'analyse sur Ansys Workbench

### 1.3.6.2 Données du matériau

L'utilisateur doit définir le matériau et ses propriétés mécaniques

Propriétés de Ligne d'arborescence 4 : acier xc 48				
	A	B	C	D E
1	Propriété	Valeur	Unité	
2	Masse volumique	7850	kg m <sup>-3</sup>	
3	Elasticité isotrope			
4	Dériver de	Module de You...		
5	Module de Young	2,1E+11	Pa	
6	Coefficient de Poisson	0,3		
7	Module de compressibilité	1,75E+11	Pa	
8	Module de cisaillement	8,0769E+10	Pa	
9	Contrainte alternée - Coefficient R	Tabulaire		
10	Interpolation	Semi-log		
11	Echelle	1		
12	Décalage	0	MPa	
13	Limite d'élasticité en traction	375	MPa	
14	Limite à la rupture en traction	660	MPa	

Figure 3. 6: données du matériau

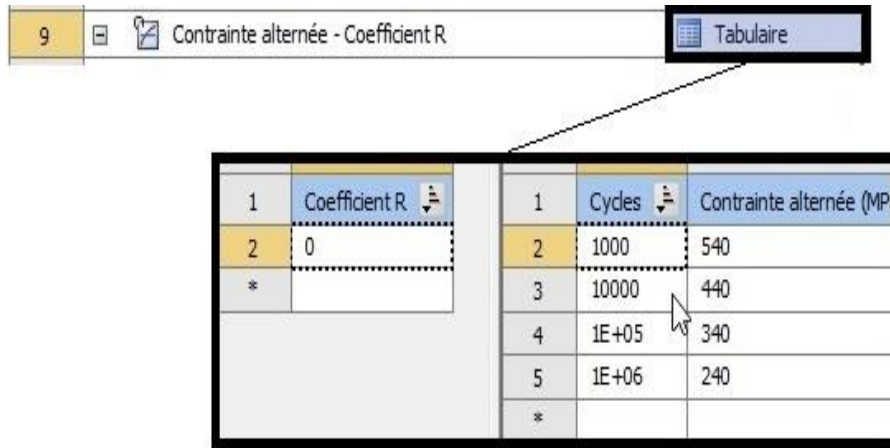


Figure 3. 7: Insertion de la courbe d'endurance du matériau

### 1.3.6.3 Géométrie

On crée la géométrie des éprouvettes suivant les dessins de définition fournie dans les mémoires de fin d'études dans un logiciel CAO qui offre un bon environnement de modélisation géométrique. On utilise dans notre cas SOLIDWORKS 2017.

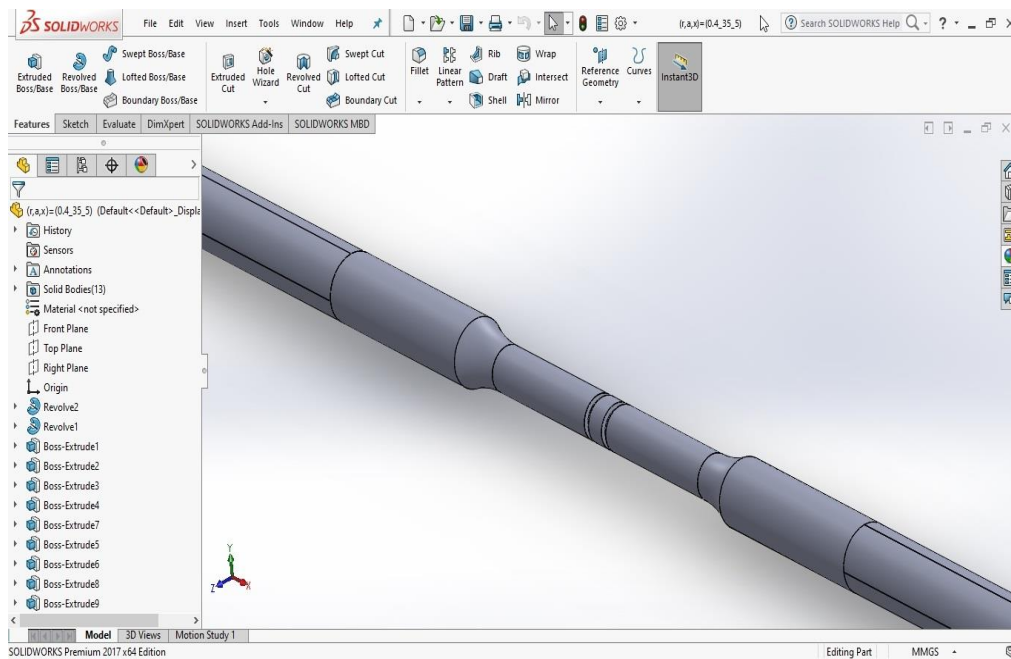


Figure 3. 8 : Conception des éprouvettes en SOLIDWORKS

### 1.3.6.4 Le maillage

Dans la modélisation des solides, un maillage polygonal est une collection de sommets, d'arêtes et de faces qui définit la forme d'un objet polyédrique. Les faces sont généralement constituées de triangles (maillage triangulaire), de quadrilatères (quadrilatères) ou d'autres polygones convexes simples (n-gons).

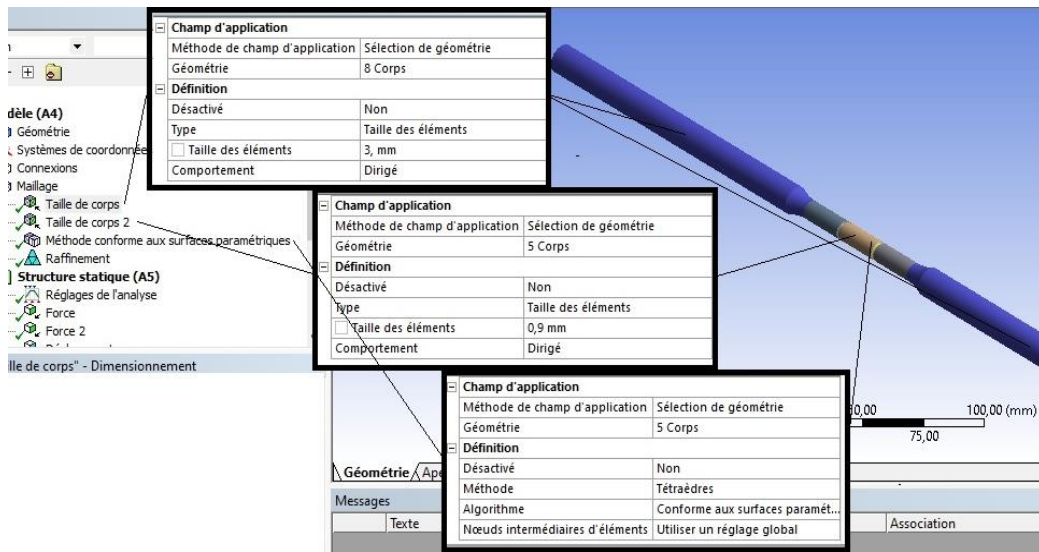


Figure 3. 9 : Détails de maillage des éprouvettes

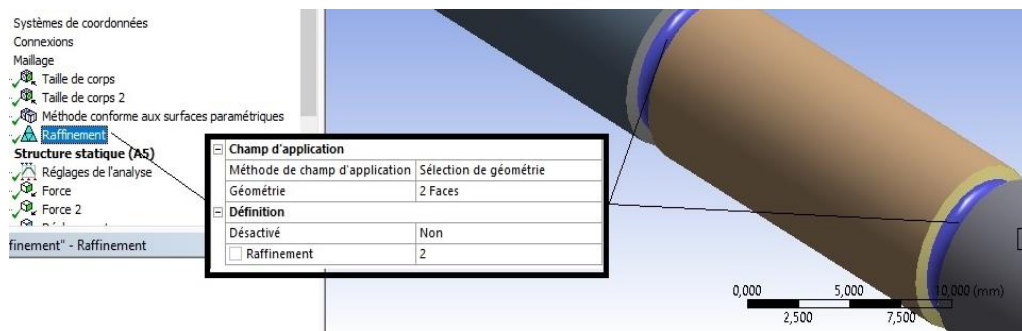


Figure 3. 10 : Détails de raffinement sur les entailles

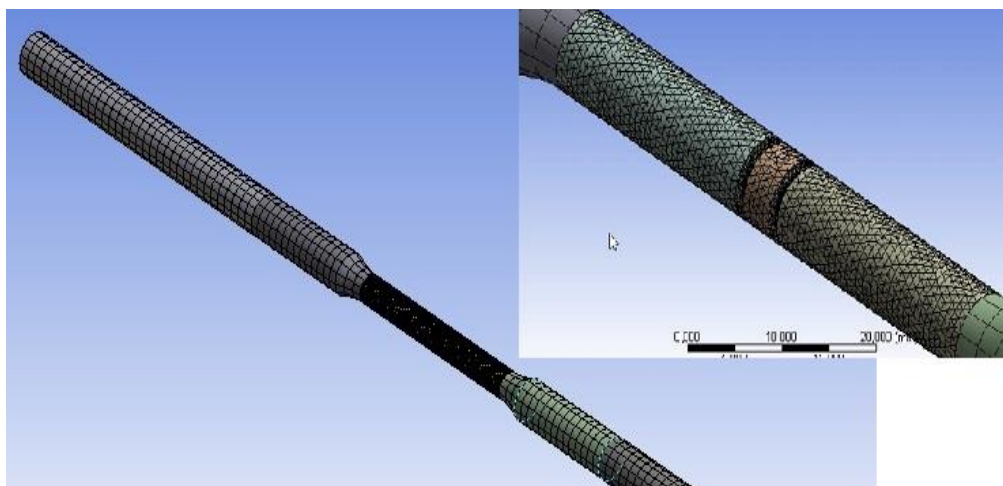


Figure 3. 11 : éprouvette maillé

## 1.3.6.5 Chargement et conditions aux limites

Les appuis et distances sont pris directement de la machine d'essai. Les charges appliquées sont déduites grâce aux simulations pour obtenir la contrainte réelle de l'essai.

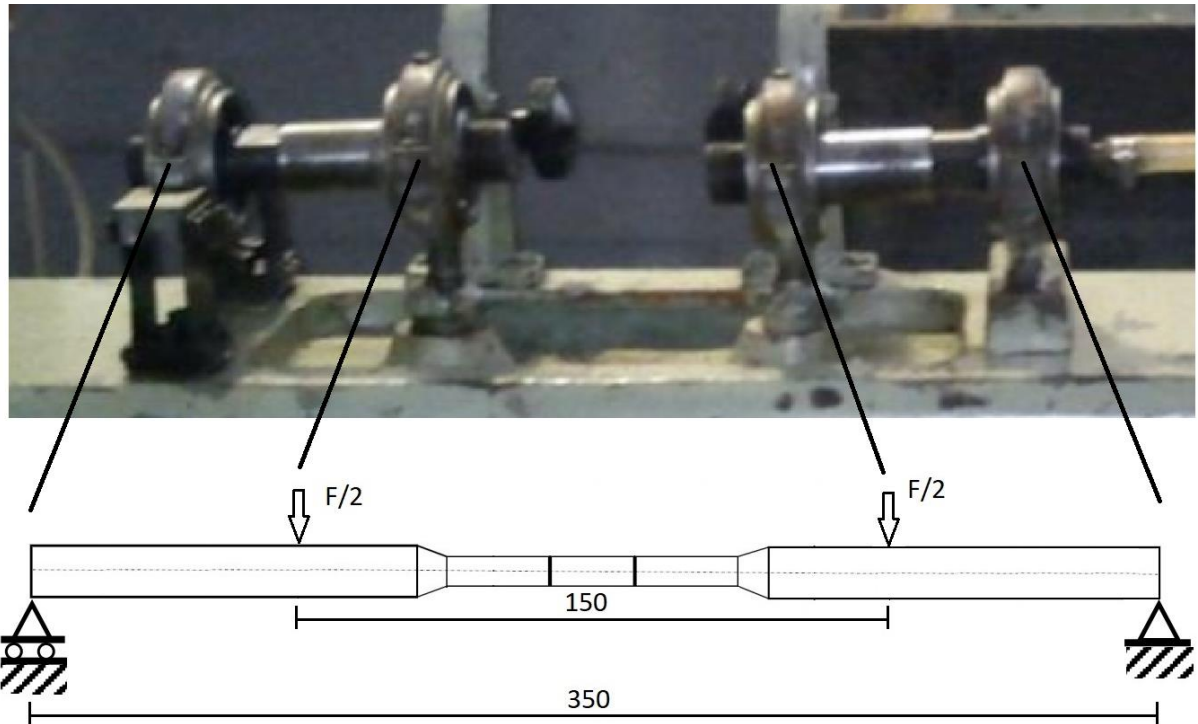


Figure 3.12 : Configuration du modèle physique étudié

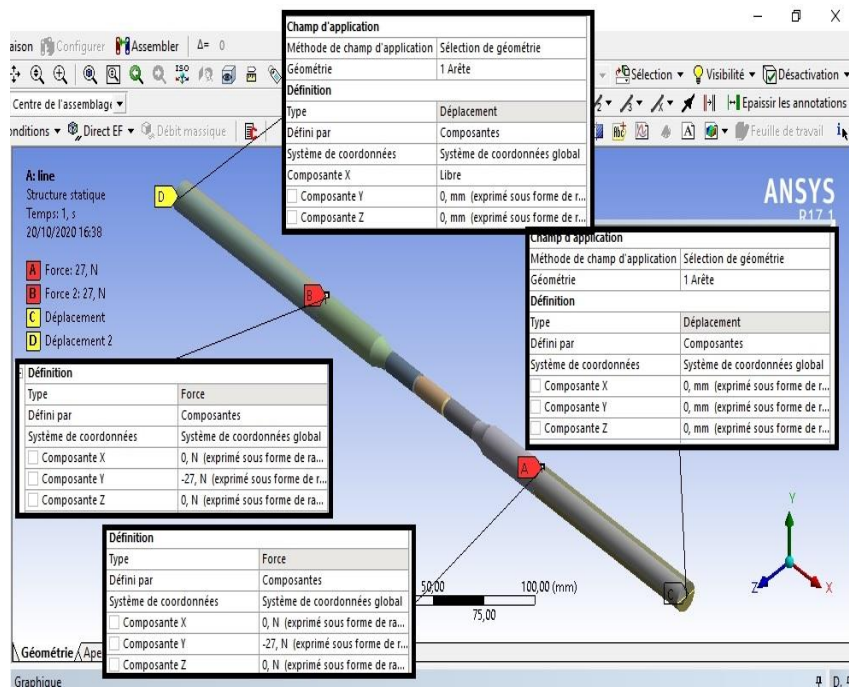


Figure 3.13 : Application des Charges et Conditions aux limites sur Ansys

## 1.3.6.6 Solution

En fatigue, Ansys donne plusieurs choix de solutions. On a besoin de connaître la durée de vie de l'éprouvette et le point de rupture s'il y'a lieu qui doit être toujours dans une des entailles

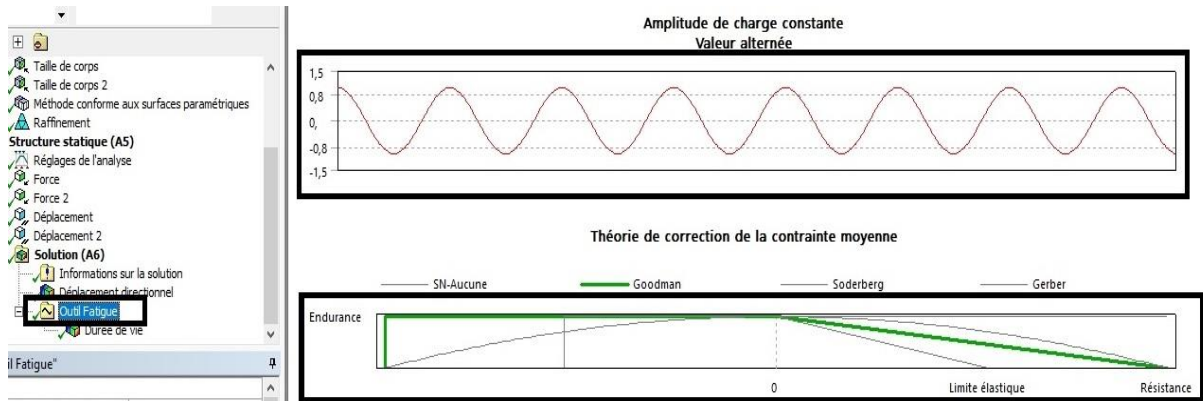


Figure 3. 14 : paramètres du bloc fatigue

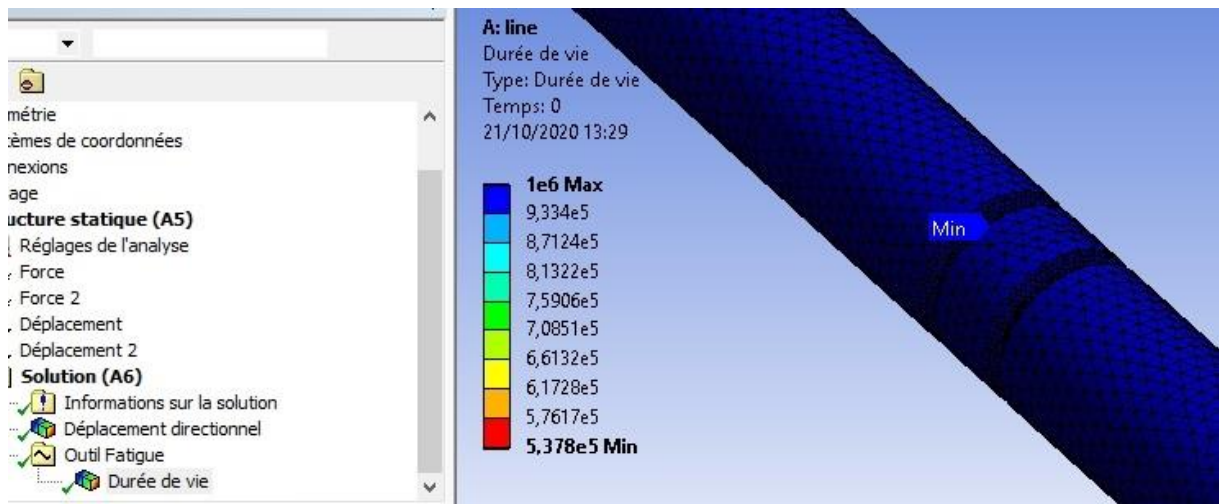


Figure 3. 15 : Résultat de simulation

## 1.3.7 Conclusion

Dans ce chapitre, le principe d'essai de flexion rotative et les démarches d'analyse par la méthode des éléments finis et les procédures de simulation sur le logiciel de calculs par éléments finis sur Ansys est simple. Le cas de chargement statique et de fatigue sont liés. Dans la simulation en fatigue, la courbe d'endurance doit être introduite.



**1.4 CHAPITRE 4 RÉSULTATS DES SIMULATIONS ET  
COMPARAISON À DES RÉSULTATS  
EXPÉRIMENTAUX**

### **1.4.1 Introduction**

Ce chapitre est consacré à présenter les résultats de simulation numérique et la comparaison avec les résultats expérimentaux disponibles obtenus sur la machine de fatigue en flexion rotative du département génie mécanique.

### **1.4.2 Comparaison entre résultats expérimentaux et simulation :**

Dans cette partie, nous présentons les résultats de chacune des séries d'expériences déjà effectuées par [13] [14] [15].

### 1.4.2.1 Résultats de la durée de vie pour les essais de [13]

Le tableau 4.1 ci-dessous récapitule les résultats obtenus de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes de [13].

Tableau 4. 1 Résultats Endurance- distance de [13].

sigma (MPa)	X (mm)	Essai 1	Essai 2	Essai 3	Simulation
180	1,5	141 900	189 700	232 600	265 000
	2,5	196 300	88 900	/	259 160
	5	61 300	151 000	308 100	180 850
	7,5	139 600	69 100	220 600	165 310
	10	162 300	118 800	/	160 810
	12,5	278 000	/	/	148 040
	15	121 100	/	91 800	128 910
	17,5	54 500	62 500	/	122 760
	20	142 000	98 700	157 200	119 310
	25	98 300	151 200	51 100	117 440
	30	86 300	166 100	/	100 230
	40	86 600	51 200	121 300	77 986

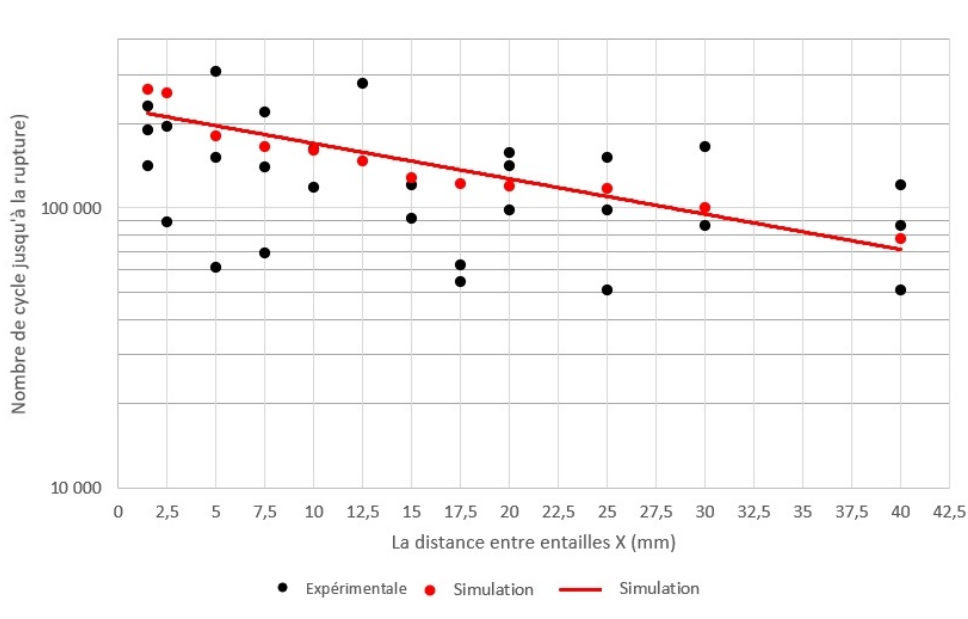


Figure 4. 1 Simulation de la durée de vie des résultats expérimentaux de [13].

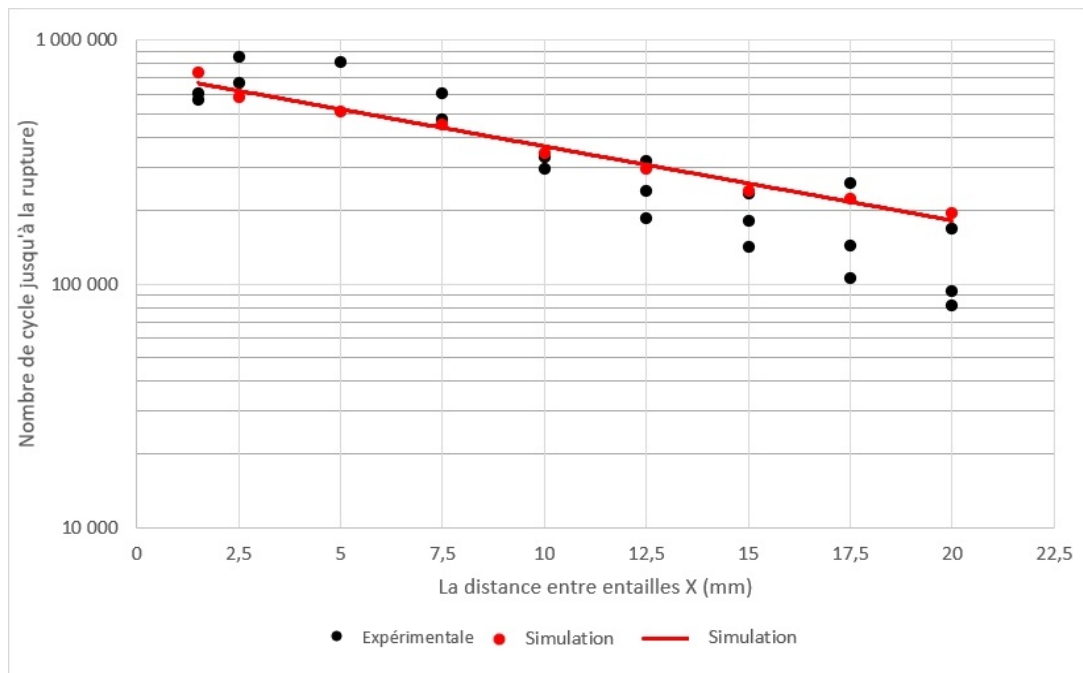
La dispersion des résultats des essais expérimentaux est bien connue en fatigue. La tendance globale montre que la durée de vie diminue en éloignant les entailles. La simulation numérique donne une courbe linéaire décroissante. Ces résultats sont satisfaisants

### 1.4.2.2 Résultats de la durée de vie pour les essais de [14]

Le tableau 4.2 ci-dessous récapitule les résultats obtenus de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes de [14].

*Tableau 4. 2 Résultats Endurance- distance de [14].*

<b>sigma (MPa)</b>	<b>X (mm)</b>	<b>essai 1</b>	<b>essai 2</b>	<b>essai 3</b>	<b>simulation</b>
<b>180</b>	1,5	570 100	609 500		740 870
	2,5		668 200	850 200	586 350
	5		814 000		511 290
	7,5	602 500	474 400		453 830
	10	298 100	333 500		342 710
	12,5	321 100	185 200	241 500	296 690
	15	141 400	235 300	181 500	242 060
	17,5	105 400	143 800	260 200	225 200
	20	81 200	169 600	93 800	194 570



*Figure 4. 2 Simulation de la durée de vie des résultats expérimentaux de [14]*

Dans le cas présent, le nombre d'essais est plus faible que dans l'exemple précédent mais permettent de conclure que la tendance à la baisse de la durée de vie en augmentant la distance entre entaille est confirmée. Les résultats de la simulation numérique concordent avec ceux obtenus expérimentalement. Les points obtenus de la simulation permettent de tracer une droite décroissante montrant que le processus d'endommagement agit en affaiblissant sur la rigidité flexionnelle

### 1.4.2.3 Résultats de la durée de vie pour les essais de [15]

Le tableau 4.3 ci-dessous récapitule les résultats obtenus de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes de [15].

Tableau 4. 3 Résultats Endurance- distance de [15].

sigma (MPa)	X (mm)	Essai 1	Essai 2	Simulation
200	2,5	723 000	606 400	600 010
	5	495 600	/	448 400
	7,5	406 900	/	370 630
	10	381 100	/	361 680
	12,5	367 300	159 600	307 800
	15	386 900	121 900	281 090
	17,5	353 800	199 600	235 880
	20	188 200	136 600	211 600

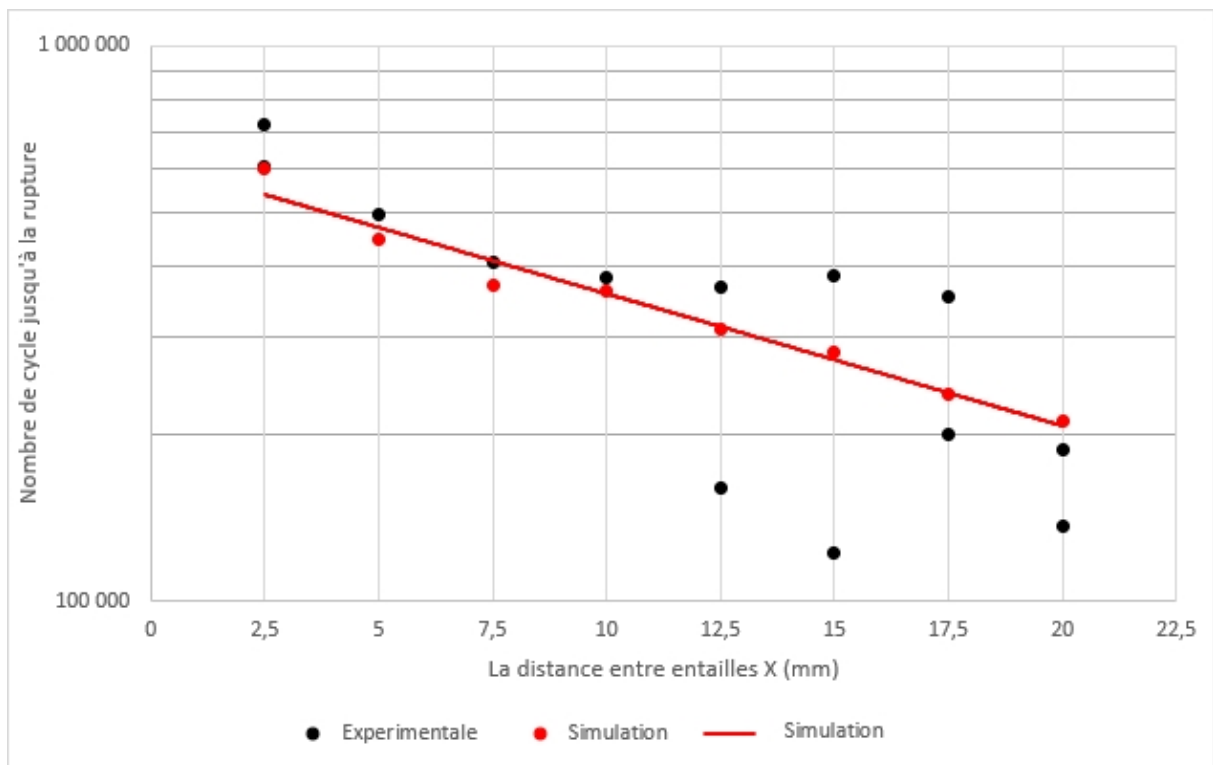


Figure 4. 3 Simulation de la durée de vie des résultats expérimentaux de [15]

Dans cette série d'essais, les résultats expérimentaux sont dispersés pour les grandes distances entre entailles. Ils doivent être revus. Mais vu les résultats des simulations précédentes, nous pouvons conclure que la simulation numérique pour cet exemple reste cohérente et acceptable.

### 1.4.2.4 Analyse des résultats :

Nous avons essayé, dans cette partie, de vérifier les résultats de la durée de vie pratiques et les résultats que nous obtenons par simulation, pour un chargement bien défini (une contrainte de 180 MPa) tout en variant la distance entre les entailles (de 2,5 mm jusqu'à 20 mm).

Nous remarquons que pour certains essais, la simulation s'approche des résultats expérimentaux, ceci justifie l'approche que nous avons suivi en optant pour la comparaison.

Il est à noter également que la durée de vie obtenue par simulation et obtenue par les essais est un peu plus éloignée lorsque la distance entre les entailles augmente. Ceci peut être dû au maillage et la solution numérique faite par le logiciel.

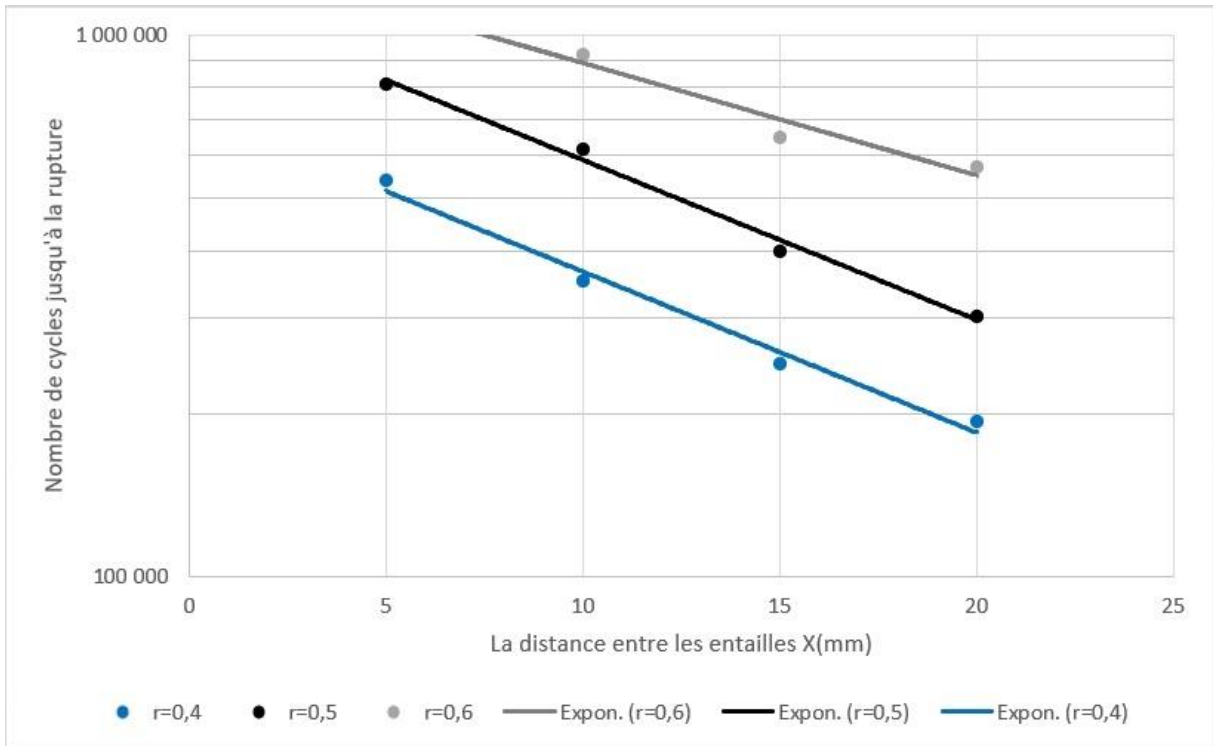
Néanmoins, la simulation des essais semble cohérente pour les trois essais. Les courbes tracées grâce aux résultats de la simulation permettent de trouver une relation linéaire entre la distance entre entaille et la durée de vie et de tracer une droite décroissante.

### 1.4.3 Influence de la variation de rayon d'entaille

Le tableau 4. 4 ci-dessous récapitule les résultats obtenus de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes en augmentant les rayons des entailles.

*Tableau 4. 4 Résultats de simulation Endurance- rayon entaille*

X (mm)	r=0,4	r=0,5	r=0,6	r=0,8
5	537 800	814 000	> 10 <sup>6</sup>	> 10 <sup>6</sup>
10	350 920	615 530	922 430	> 10 <sup>6</sup>
15	247 570	399 820	648 710	> 10 <sup>6</sup>
20	193 210	302 820	572 090	> 10 <sup>6</sup>



*Figure 4. 4 Influence de la variation de rayon d'entaille sur la durée de vie*

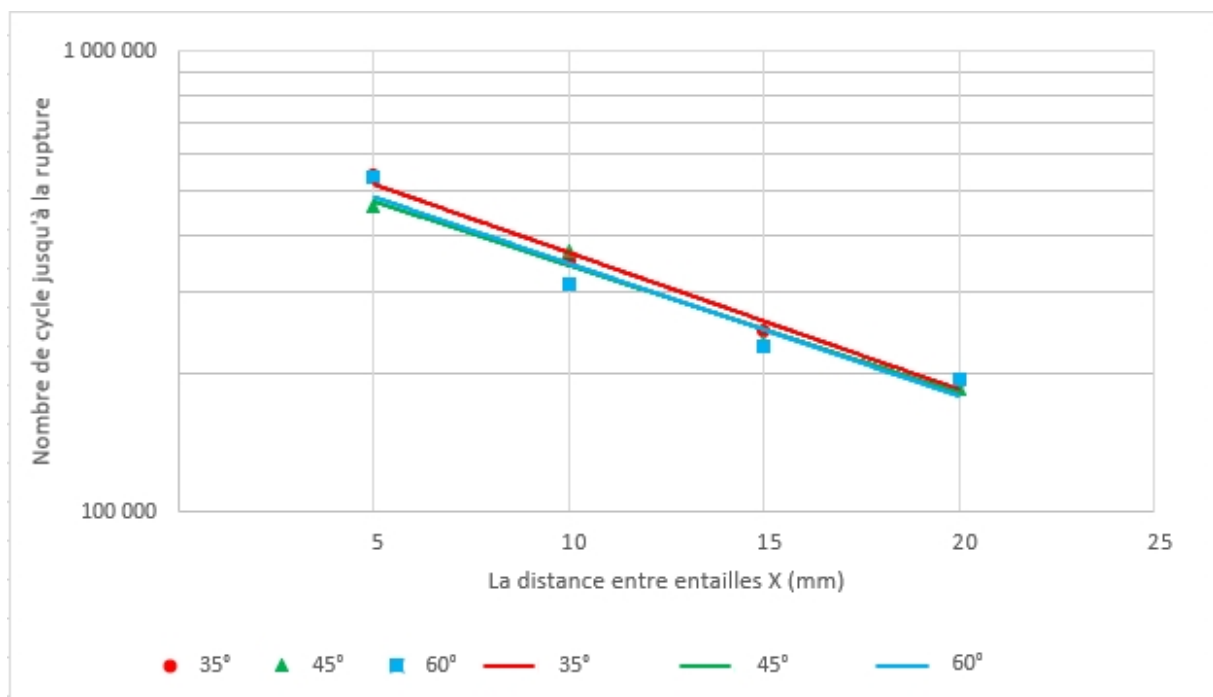
Nous remarquons que le rayon en fond d'entaille a une forte influence sur la durée de vie. La simulation donne des résultats cohérents montrant que plus le rayon est faible plus la durée de vie est faible.

### 1.4.4 Influence de la variation de l'angle d'entaille

Le tableau 4. 5 ci-dessous récapitule les résultats de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes obtenus en augmentant les angles des entailles en gardant un diamètre de  $D=8\text{mm}$ , et rayon d'entaille de  $r=0.4\text{mm}$ .

*Tableau 4. 5 La durée de vie en fonction de l'angle d'entaille pour  $r=0.4$*

Angle X (mm)	35°	45°	60°
5	537 800	461 950	531 790
10	350 920	367 870	313 040
15	247 570	233 100	229 150
20	193 210	185 430	195 100



*Figure 4. 5 La durée de vie en fonction de l'angle d'ouverture pour  $r=0.4$*



## Résultats des simulations et comparaison à des résultats expérimentaux

Le tableau 4. 6 ci-dessous récapitule les résultats de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes obtenus en augmentant les angles des entailles en gardant un diamètre de  $D=8\text{mm}$ , et rayon d'entaille de  $r=0.5\text{mm}$ .

Tableau 4. 6 La durée de vie en fonction de l'angle d'entaille pour  $r=0.5$

Angle X (mm)	35°	45°	60°
5	814 000	887 910	854 390
10	615 530	576 620	592 560
15	399 820	384 270	289 900
20	302 820	343 960	369 840

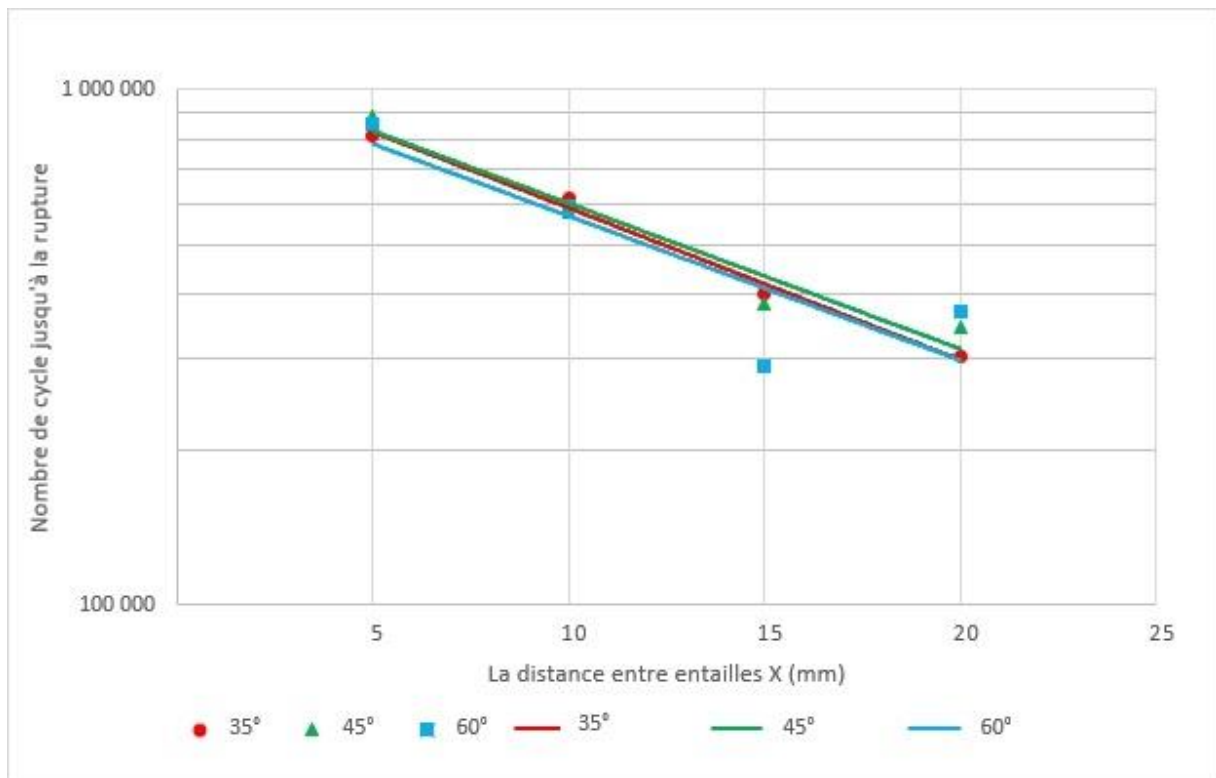


Figure 4. 6 La durée de vie en fonction de l'angle d'ouverture pour  $r=0.5$

## Résultats des simulations et comparaison à des résultats expérimentaux

Le tableau 4. 7 ci-dessous récapitule les résultats de la durée de vie en fonction de la distance entre les deux entailles des éprouvettes obtenus en augmentant les angles des entailles en gardant un diamètre de  $D=8\text{mm}$ , et rayon d'entaille de  $r=0.6\text{mm}$ .

Tableau 4. 7 La durée de vie en fonction de l'angle d'entaille pour  $r=0.6$

Angle X (mm)	35°	45°	60°
5	1 000 000	1 000 000	1 000 000
10	922 430	866 000	739 590
15	648 710	561 000	556 000
20	572 090	539 190	512 140

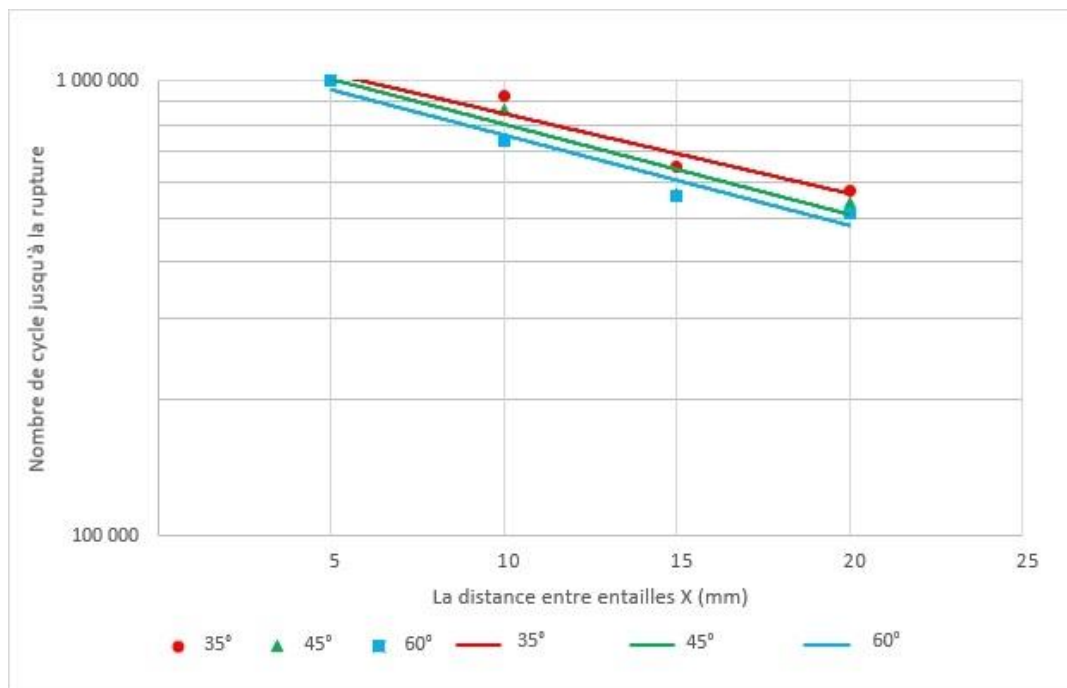


Figure 4. 7 La durée de vie en fonction de l'angle d'ouverture pour  $r=0.6$

Les trois courbes sont presque confondues. L'angle d'entaille n'a pratiquement pas d'influence sur la durée de vie. Nous retenons donc que l'influence du rayon en fond d'entaille est plus importante. La durée de vie décroît toujours en augmentant la distance entre entailles

### 1.4.5 Flèche en cours d'essai comme indicateur de l'endommagement

La mesure de la flèche en statique en fonction de l'entaille ne renseigne pas sur l'effet de la distance pour quantifier l'endommagement. En fatigue, le tableau ci-dessous et la figure montrent bien que la flèche augmente avec le nombre de cycle. L'endommagement peut donc être quantifié par la flèche. Cependant, la simulation de cet endommagement n'a pu se faire.

*Figure 4. 8 Evolution de la flèche en fonction de la distance X en fatigue*

X=10 (mm)		X=(15mm)		X=25 (mm)		X=30 (mm)	
flèche mm (10 <sup>-2</sup> )	Nbr. Cycle	flèche mm (10 <sup>-2</sup> )	Nbr. Cycle	flèche mm (10 <sup>-2</sup> )	Nbr. Cycle	flèche mm (10 <sup>-2</sup> )	Nbr. Cycle
<b>16</b>	0	20	0	21	0	27	0
<b>18.5</b>	15000	22.5	29800	22.5	14800	28.5	15100
<b>20</b>	30000	24.5	59600	25	29800	29	30200
<b>21.5</b>	45100	26	69700	28.5	59500	30	45200
<b>23</b>	60300	27.5	77500	31.5	74300	34	71000

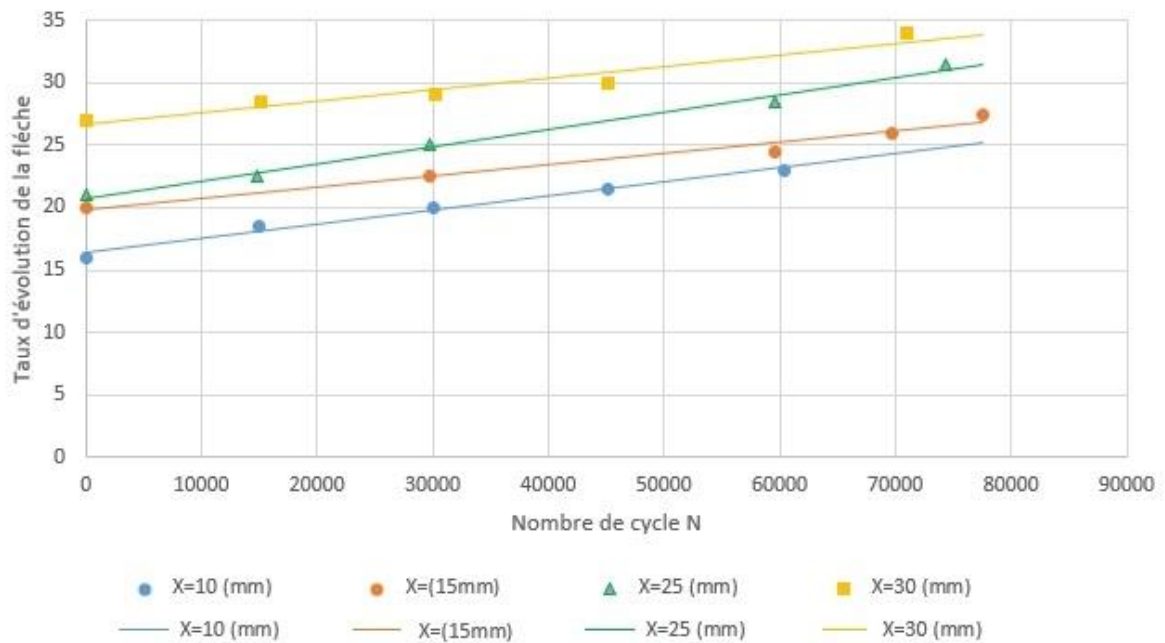


Figure 4. 9 : Evolution de la flèche en fonction du nombre de cycles pour différentes distance X [13]

### 1.4.6 Conclusion

L'aspect de la dispersion observée est inhérent aux ruptures de fatigue sous entailles dans les essais expérimentaux.

Les causes de dispersion extérieure aux pièces comprennent notamment les incertitudes de montage dans la machine d'essai et l'influence de l'environnement.

Les résultats numériques sont stables et on remarque que le modèle numérique est plus proche au troisième essai expérimental.

La variation de la durée de la vie est inversement proportionnelle à la distance entre les deux entailles. Ceci peut s'expliquer par le fait que l'éprouvette perd plus vite de sa rigidité en ayant des entailles éloignées.

Le rayon en fond d'entaille a une plus grande influence que l'angle d'ouverture sur la durée de vie. Les courbes des durées de vie pour plusieurs angles d'entaille restent presque confondues. La diminution de la durée de vie en augmentant la distance en fond d'entaille n'est pas perturbée par les paramètres rayon en fond d'entaille et angle d'ouverture.

## **2 PARTIE 2**

**2.1 CHAPITRE 1 CONCEPTION DES ÉLÉMENTS DE LA  
MACHINE**

### 2.1.1 Introduction

Une machine de fatigue conçue et réalisée au département est représentée sur les figures 5.1 et 5.2. Les essais possibles avec cette machine utilisant un moteur pas à pas sont des essais de fatigue en torsion alternée combinée à une flexion monotone ou des essais de fatigue en flexion rotative aussi. Le système de chargement en flexion monotone est encombrant.

Pour optimiser les performances de cette machine, on propose un système de chargement plus compact et flexible permettant de réaliser une machine de fatigue multiaxiale.

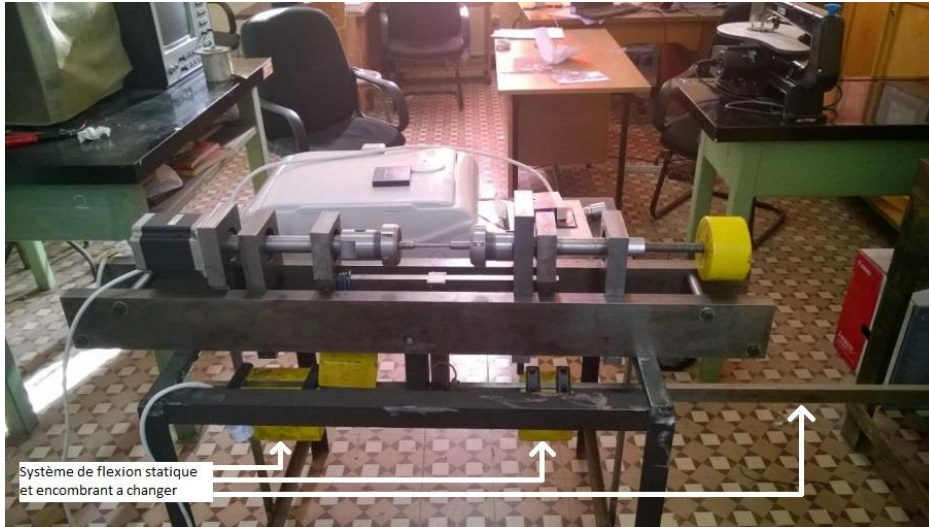


Figure 5. 1 Machine de fatigue avec système de chargement à changer

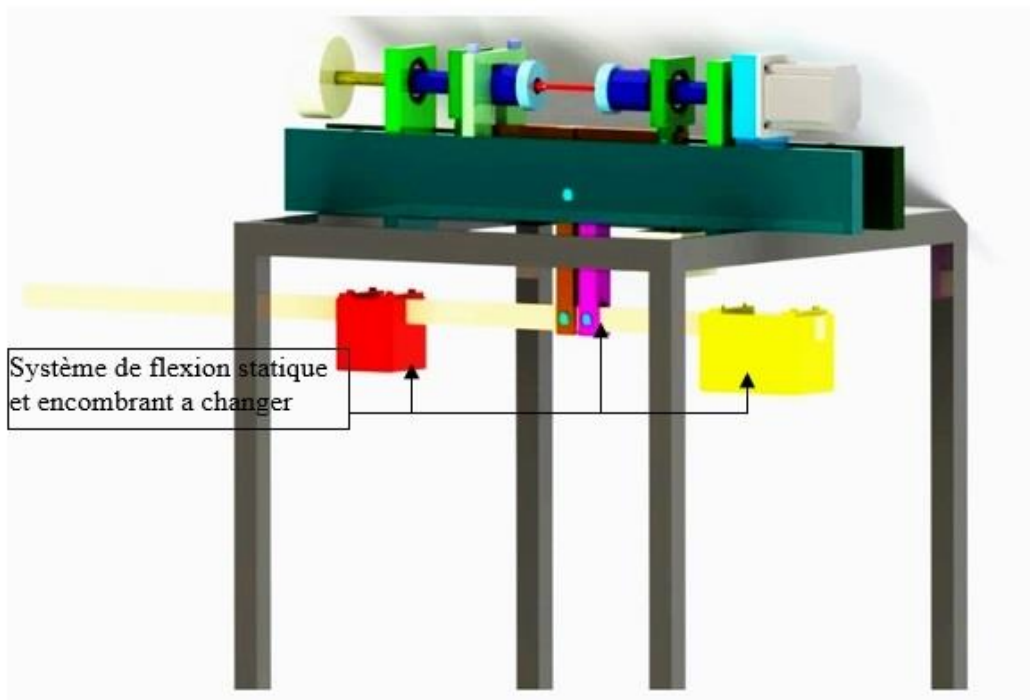


Figure 5. 2 Modèle SolidWorks de la machine

### 2.1.2 Cahier des charges

#### 2.1.2.1 But de l'amélioration :

Le but de la conception d'amélioration de la machine est pour :

- ✓ Réduire l'encombrement de système de charge en flexion.
- ✓ Améliorer la précision de la charge appliquée
- ✓ Automatiser le chargement en flexion
- ✓ L'ajout des modes de sollicitations récapitulés dans le tableau suivant :

*Tableau 5. 1 Combinaison des chargements*

	<b>Couple de torsion nul</b>	<b>Rotation à vitesse constante</b>	<b>Torsion à amplitude constant</b>	<b>Torsion en fatigue à fréquence spécifique</b>
<b>Charge nulle</b>	/	/	Torsion simple	Torsion en fatigue
<b>Charge monotone</b>	Flexion simple (4 points)	Flexion rotative (4 points)	Flexion avec torsion monotone (4 points)	Torsion en fatigue avec flexion monotone (4 points)
<b>Charge en fatigue à fréquence spécifique</b>	Flexion en fatigue (4 points)	/	Torsion avec flexion en fatigue (4 points)	Torsion et flexion en fatigue synchronisé ou non synchronisé

Le but du travail est de faire la conception (CAO) de la partie flexion automatisée d'une machine de torsion alternée déjà réalisée.

#### 2.1.2.2 Contraintes et besoins liés au projet :

- La table et le système de torsion sont déjà réalisés.
- Transformer le mouvement rotatif du moteur en mouvement linéaire
- Le Moteur pas à pas est disponible et fourni par le département.
- L'amplitude de la force doit être captée avec précision.



### 2.1.3 Solutions techniques :

#### 2.1.3.1 Le choix du mécanisme :

Puisque on veut garder l'option d'appliquer soit une force monotone soit une force variable de fatigue, le système de transformation de mouvement convenable est la vis à bille :

#### 2.1.3.2 Schéma cinématique :

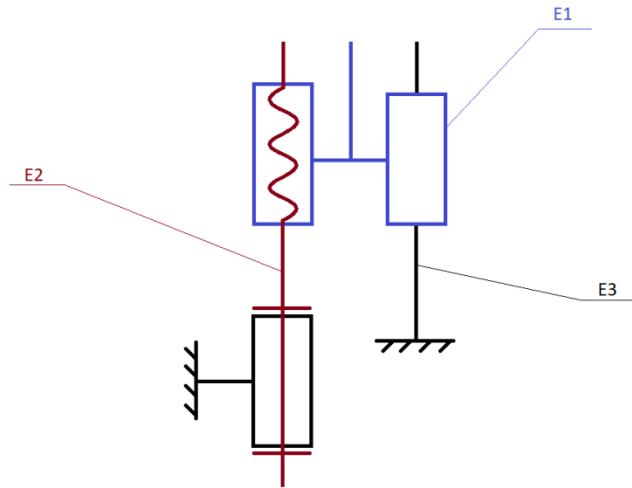


Figure 5. 3 Schéma cinématique

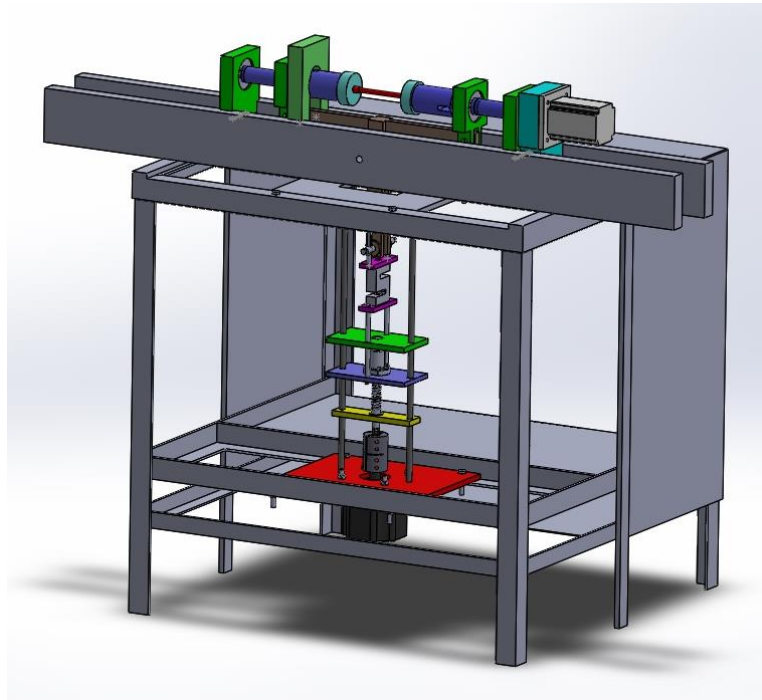
E1 : L'écrou et le capteur de force

E2 : La vis

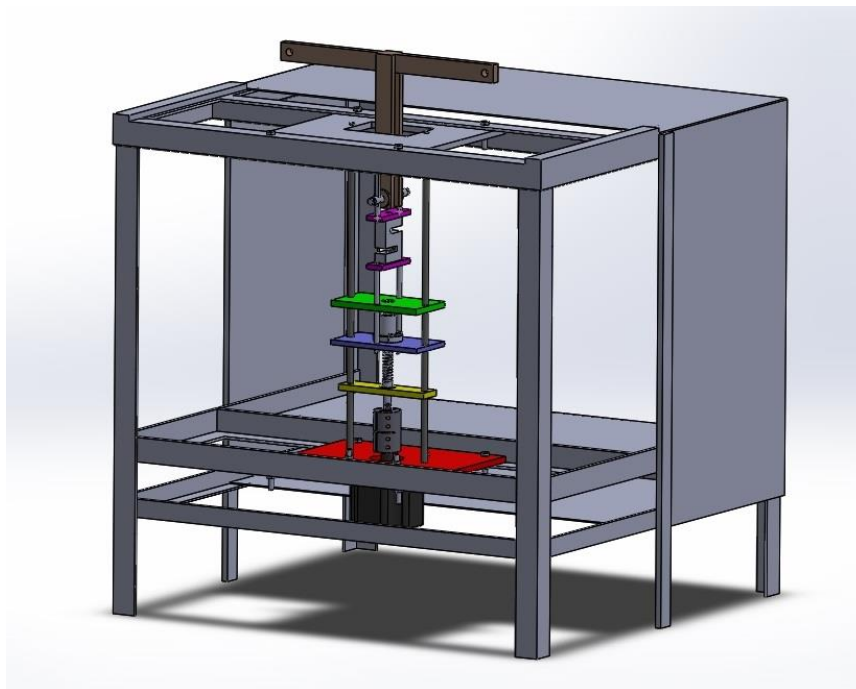
E3 : Les tiges de guidage

### 2.1.4 Système

Le système de chargement permettant de réaliser la flexion alternée automatisée est représenté sur les figures 5.4 et 5.5. Le détail et la nomenclature des éléments de ce système est représenté sur la figure 5.6.



*Figure 5. 4 Représentation de la machine d'essai*



*Figure 5. 5 Représentation de Système de flexion*

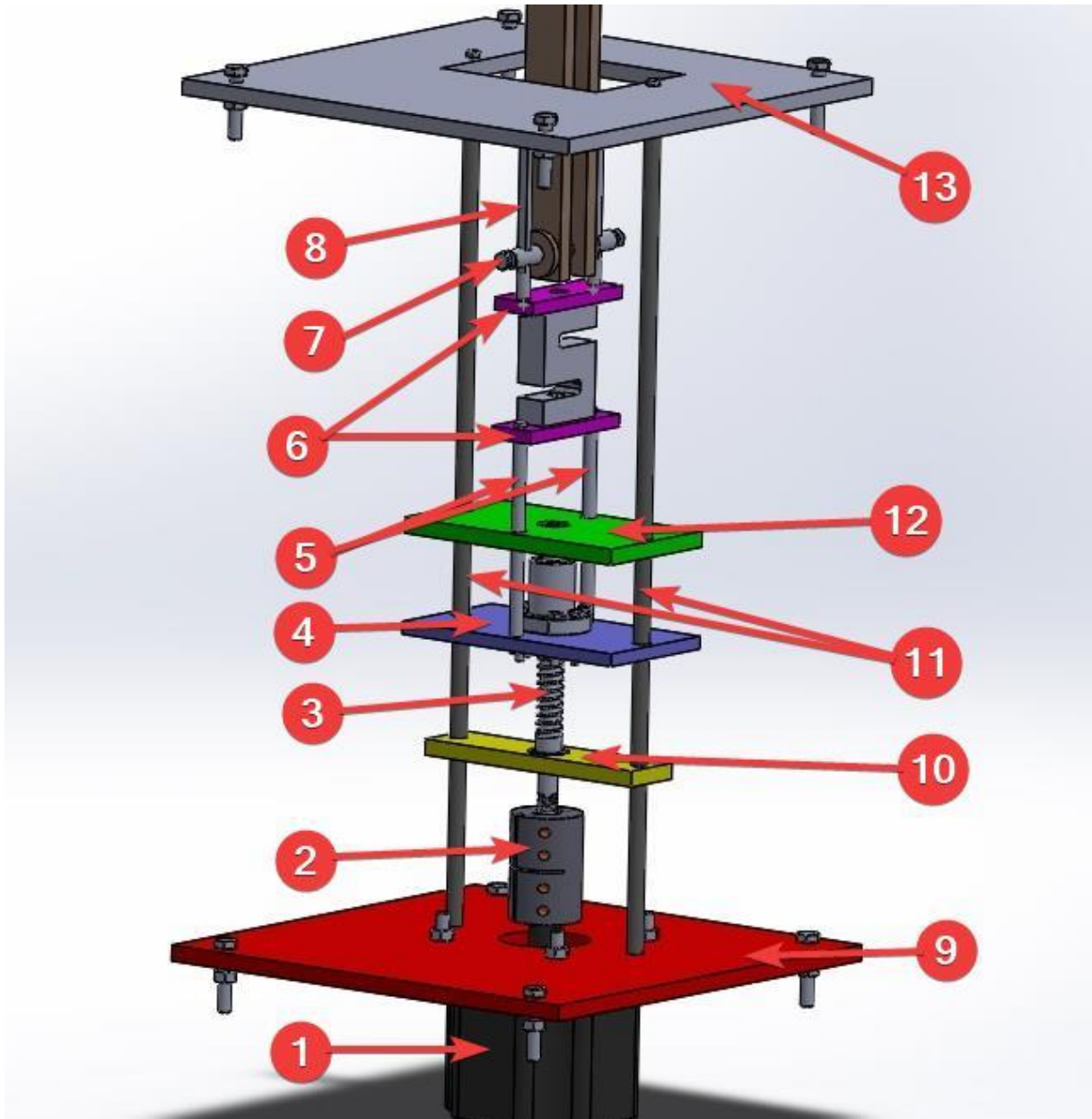


Figure 5. 6 Numérotation des pièces

- |   |                                      |
|---|--------------------------------------|
| 1 : Moteur (1)                                    | 7 : Axe de transmission (7)          |
| 2 : Accouplement (2)                              | 8 : Tiges à méplat (8)               |
| 3 : Vis à bille (3)                               | 9 : Plaque de fixation du moteur (9) |
| 4 : Plaque écrou/tiges de traction (4)            | 10 : Plaque à roulement (10)         |
| 5 : Tiges de traction (5)                         | 11 : Tiges de guidage (11)           |
| 6 : Plaque de fixation du capteur de force (6)    | 12 : Plaque à roulement (12)         |
| 13 : Plaque de fixation des tiges de guidage (13) |                                      |

### 2.1.4.1 Le moteur (1) :

Le moteur fourni par le département avec les avantages suivants :

- NEMA42 cadre taille
- Haute précision et résolution
- Faible vibration et bruit
- Peut-être personnalisé pour le courant d'enroulement, les options d'arbre et les câbles et connecteurs.
- Certifié CE et conforme à la norme ROHS

- **Caractéristiques du moteur**

Marque nom : **JK moteur pas à pas**

Numéro de Type : **JK110HS99-5504**

Phase : **2**

Type: **Hybride**

Courant/ Phase : **5.5A**

Taille du cadre : **110mm \* 110mm**

Longueur du corps : **99mm**

Résistance : **0.9  $\Omega$**

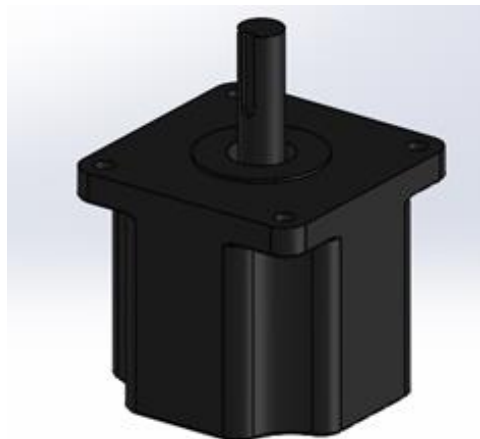
D'inductance : **12mH**

Tension : **4.95V**

Arbre forme : **Fente de clé**

Diamètre d'arbre : **19mm**

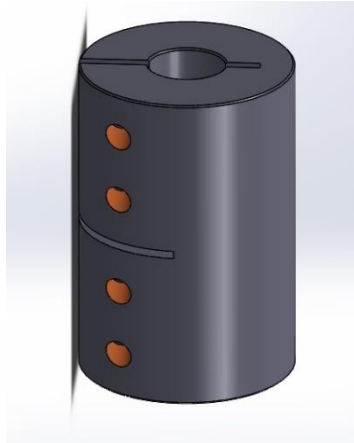
Longueur de l'arbre : **55.37mm**



*Figure 5. 7 Moteur pas à pas*

### 2.1.4.2 L'accouplement (2) :

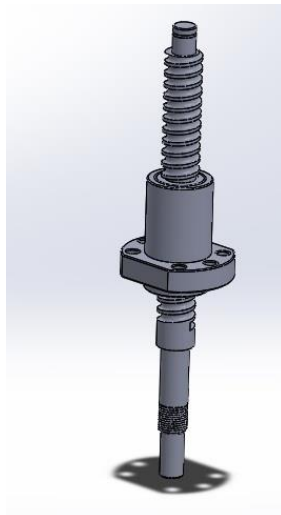
L'accouplement sert à assembler l'arbre du moteur qui a 19mm de diamètre avec la vis à bille qui a un diamètre de 16 mm. Le site web [traceparts.com](http://traceparts.com) fournit un modèle CAO de la plupart des pièces normalisé, comme cet accouplement.



*Figure 5. 8 L'accouplement utilisé*

### 2.1.4.3 La vis à bille (3) :

Le site web [traceparts.com](http://traceparts.com) fournit un modèle CAO de la plupart des pièces normalisé, comme cette vis à bille.



*Figure 5. 9 La vis à bille*

## Conception des éléments de la machine

### Caractéristiques de la vis à bille :

#### 1. L'effort appliqué :

L'effort appliqué sur la vis à billes est déduit de la formule suivante :

$$F_a = - \frac{M_m}{r_{moy} \tan(\alpha - \phi)}$$

Où :

- $F_a$  est l'effort axial que nous cherchons en N
- $M_m$  le couple du montage du moteur en N.m
- $p$  est le pas de la vis pour notre cas
- $\alpha$  est donné par :  $\tan \alpha = \frac{p}{2\pi r_{moy}}$
- $\phi$  représente l'angle de frottement et pour une vis à billes, le demi-angle de filet de sommet et nul  $\gamma = 0$  :

$$\tan \phi = \mu = \frac{\tan \phi'}{\cos \gamma} = 0,1 \Rightarrow \phi = 5,71^\circ$$

Le pas est à choisir en fonction du diamètre de la vis et on trouve pour un diamètre de 16 mm :

$$p = 2 \text{ mm}$$

*Tableau 5. 2 Caractéristiques des vis à bille*

Ø	PAS	section	section d'épreuve	limite élastique	Rupture mini	Couple serrage	Tension Fo mini	Tension Fo maxi
mm		mm <sup>2</sup>	daN	daN	daN	daN	daN	daN
3	0,50	5,03	292	322	402	0,12	170	208
4	0,70	8,78	510	562	702	0,27	294	359
5	0,80	14,20	823	909	1135	0,52	482	589
6	1,00	20,10	1160	1286	1610	0,91	679	830
8	1,25	36,60	2120	2342	2920	2,20	1247	1524
10	1,50	58,00	3370	3712	4640	4,40	1986	2428
12	1,75	84,30	4890	5395	6740	7,60	2896	3540
14	2,00	115,00	6670	7360	9200	12,10	3978	4862
16	2,00	157,00	9100	10048	12500	18,90	5478	6696
18	2,50	192,00	11500	12288	15900	26,10	6654	8133
20	2,50	245,00	14700	15680	20300	37,00	8560	10462
22	2,50	303,00	18200	19392	25200	50,90	10704	13083
24	3,00	353,00	21200	22592	29300	63,70	12326	15065
27	3,00	459,00	27500	29376	38100	94,40	16240	19849
30	3,50	581,00	33700	37184	46600	12,80	19732	24116
33	3,50	694,00	41600	44416	57600	17,39	24612	30082
36	4,00	817,00	4900	52288	67800	22,32	28871	35287
39	4,00	976,00	58600	62464	81000	29,00	34719	42434

L'angle  $\alpha$  est alors :

$$\alpha = \text{atan} \frac{2}{2 \times \pi \times 16} = 1,14^\circ$$

L'effort sera alors :

$$F_a = - \frac{11,2}{16 \times \tan(1,14 - 5,71)} = 7,85 \text{ kN}$$

La charge axiale maximale que le moteur peut supporter est de 7,85 kN, elle est relativement élevée et donc le fonctionnement de la vis est assuré.

### 2. La durée de vie de la vis à billes :

Elle est donnée comme suit :

$$L = \left( \frac{C}{F_a} \right)^3 \times 10^6 \text{ [tours]}$$
$$L = \left( \frac{13500}{7,85} \right)^3 = 5,09 \text{ millions de tours}$$

#### 2.1.4.4 Plaque écrou/tiges de traction (4)

Cette plaque sert à transmettre le mouvement de translation généré par l'écrou de la vis à bille aux tiges de traction. Elle est fixée avec l'écrou et avec les tiges de traction avec des vis et elle glisse sur les tiges de guidage aux moyens de palier en bronze.

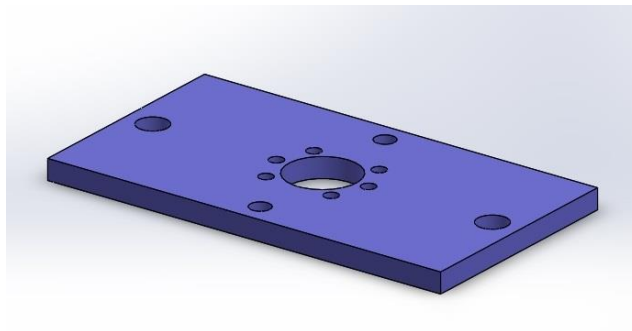
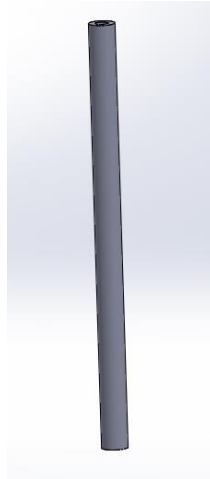


Figure 5. 10 Plaque écrou/tiges de traction

### 2.1.4.5 Tiges de traction (5)

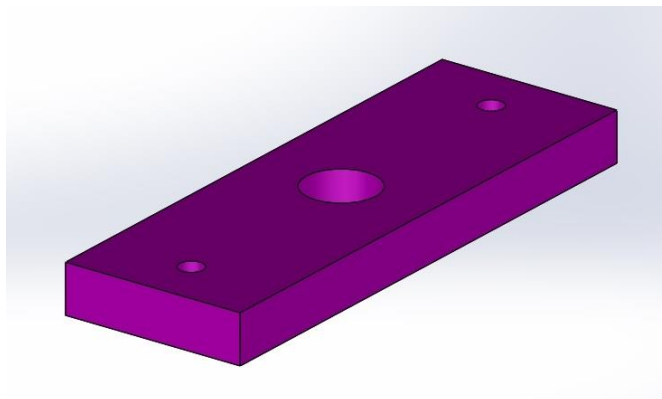
La tige de traction, par contre, sert à transmettre le mouvement de translation au capteur de force. La longueur est ajustée après avoir complété la conception.



*Figure 5. 11 Tiges de traction*

### 2.1.4.6 Plaque de fixation du capteur de force (6)

Puisque le capteur de force est nécessaire pour mesurer la force appliquée, il doit être monté en place sur la plaque No

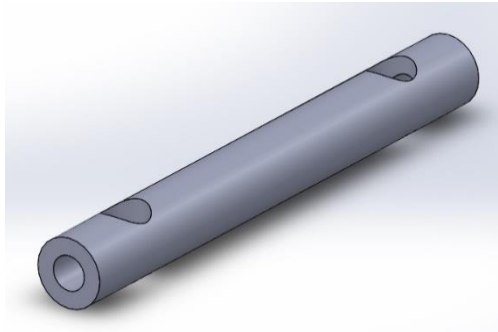


*Figure 5. 12 Plaque de fixation du capteur de force*



### 2.1.4.7 Axe de transmission (7)

Un axe est monté sur la pièce en T déjà fabriquée



*Figure 5. 13 Axe de transmission*

### 2.1.4.8 Tiges à méplat (8)

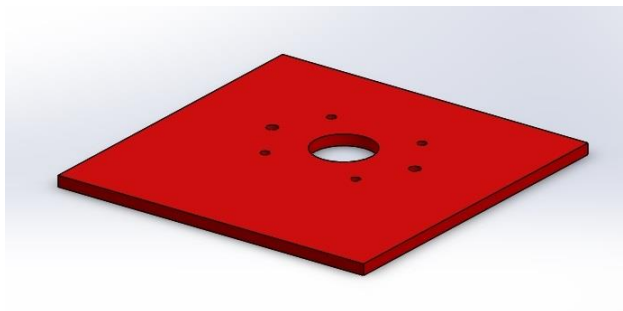
Cette tige sert à transmettre la force au moyen de vis le liant avec l'axe de transmission.



*Figure 5. 14 Tiges de traction a méplat*

### 2.1.4.9 Plaque de fixation du moteur (9)

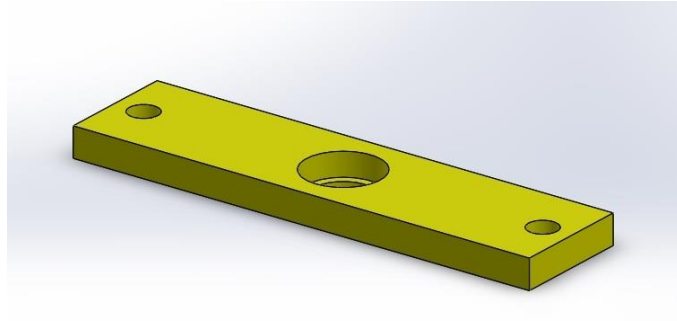
Elle a pour but de fixer le moteur et les tiges de guidage. La plaque est montée sur la table en bas de la machine



*Figure 5. 15 Plaque de fixation du moteur*

### 2.1.4.10 Plaque pour roulement (10)

Une plaque guidée par les deux tiges de guidage supporte un roulement dont les caractéristiques sont



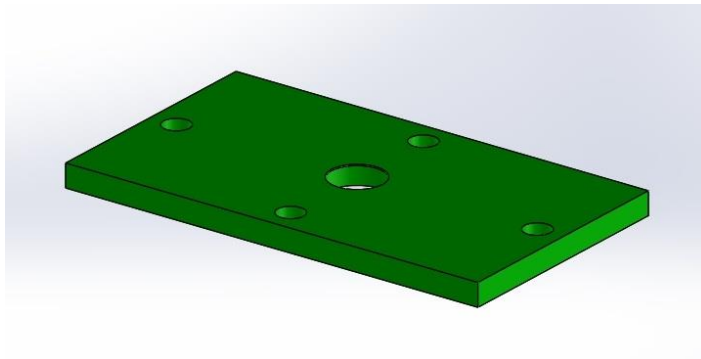
*Figure 5. 16 Plaque à roulement*

### 2.1.4.11 Tiges de guidage (11)

Deux tiges de longueur 540 mm et de sont fixées en bas sur la plaque de fixation du moteur. Elles sont fixées en haut sur une plaque au niveau de la table. Elles servent à guider les trois autres plaques.

### 2.1.4.12 Plaque à roulement (12)

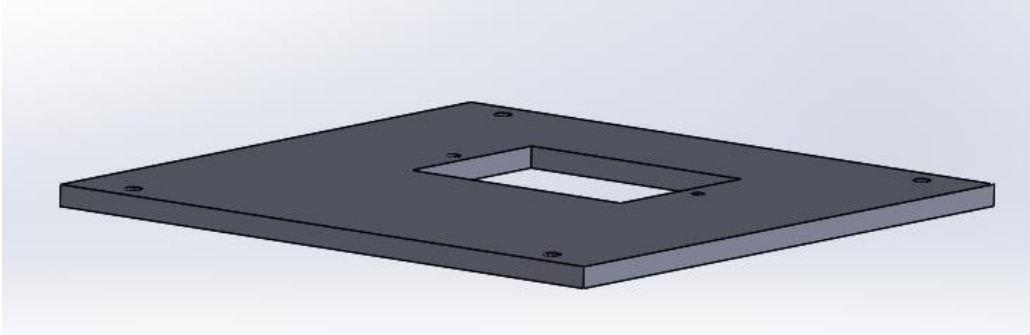
La plaque présente cinq perçages. Deux perçages dans l'axe de la longueur sont dédiés aux tiges de guidage. Deux perçages dans l'axe de la largeur sont réalisés pour les tiges de chargement. Le perçage au centre de la plaque est réservé au roulement



*Figure 5. 17 Plaque à roulement 2*

### 2.1.4.13 Plaque de fixation des tiges de guidage (13)

Elle a pour but de fixer les tiges de guidage en laissant de l'espace pour la pièce en T pour déplacer horizontalement. La plaque est montée sur la table en haut de la machine.



*Figure 5. 18 Plaque de fixation des tiges de guidage*

### 2.1.5 Conclusion :

Nous avons remarqué que le bras de chargement de la flexion est trop encombrant et ne permet que de réaliser des chargements monotones

Le système développé est compact et basé sur un moteur pas à pas.

Il est simple à réaliser.

La force est facilement mesurée avec un capteur de force

Il permet de faire varier le chargement facilement et automatiquement

Il permet de réaliser des essais de fatigue en flexion.

La machine ainsi est capable de réaliser des essais de fatigue multiaxiaux, soit torsion alternée avec une flexion alternée.

## **CONCLUSION GÉNÉRALE**

## Conclusion Générale

---

### Conclusion générale

Cette étude comporte deux parties.

La première a porté sur la simulation numérique de fatigue en flexion rotative sous entailles. La deuxième partie est sur une contribution d'amélioration de la machine d'essai de fatigue multiaxiale développée et réalisée au département de génie mécanique de l'école nationale polytechnique

Pour la première partie, des résultats d'essais de fatigue en flexion rotative ont été obtenus expérimentalement au laboratoire de génie mécanique. Ces résultats portent sur l'endurance d'éprouvette présentant une paire d'entaille.

Ces résultats montrent que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre entaille. La simulation numérique de ces résultats a été faite et considérons qu'elle est satisfaisante.

En fatigue, la flèche augmente linéairement avec la distance entre entaille. Ceci montre que l'endommagement est bien mesuré par la perte de rigidité flexionnelle. Ceci n'est pas valable en statique ou la flèche diminue en éloignant les entailles

La durée de vie est très sensible au rayon en fond d'entaille

Par contre, l'angle d'ouverture d'entaille n'influe pas beaucoup sur la durée de vie.

Le rayon en fond d'entaille a une plus grande influence que l'angle d'ouverture sur la durée de vie. La diminution de la durée de vie en augmentant la distance en fond d'entaille n'est pas perturbée par les paramètres rayon en fond d'entaille et angle d'ouverture.

Pour la deuxième partie, nous avons remarqué que le bras de chargement de la flexion de la machine est trop encombrant et ne permet que de réaliser des chargements monotones

Le système développé est compact et basé sur un moteur pas à pas.

Il est simple à réaliser.

La force est facilement mesurée avec un capteur de force

Il permet de faire varier le chargement facilement et automatiquement

Il permet de réaliser des essais de fatigue en flexion.

La machine ainsi est capable de réaliser des essais de fatigue multiaxiaux, soit torsion alternée avec une flexion alternée.

## ***BIBLIOGRAPHIE***

## Bibliographie

---

### Références bibliographiques :

[1] MOUSSAOUI Mustafa. Etude et modalisation de la résistance à la rupture sur des Eprouvettes entaillées [en ligne]. Thèse de doctorat : Génie Mécanique. Constantine : Université Constantine 1, 2015. [Consulté 15/04/2020]. Disponible en PDF à l'adresse : <https://bu.umc.edu.dz/theses/gmecanique/MOU6703.pdf>

[2] WALTER D. PILKEY. Peterson's stress concentration factors. 2<sup>nd</sup> ed. New York ,1997. Disponible en PDF à l'adresse : <https://d1n7iqsz6ob2ad.cloudfront.net/document/pdf/532c520a9d92c.pdf>

[3] M. Zehsaz, S. Hassanifard and F.Esmaeili. Fatigue life estimation for different notched specimens based on the volumetric approach. EPJ Web of Conference, 14<sup>th</sup> International Conference on Experimental Mechanics ,42001, Vol 6 ,2010. Disponible en PDF sur l'adresse : <https://doi.org/10.1051/epjconf/20100642001>

[4] GUERGUB Brahim. Influence de certains paramètres sur l'endurance sous entaille en flexion rotative [en ligne]. Thèse de magister : Génie mécanique. ALGER : ENP.2007. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.

[5] Aimé-Claude Nyoungue. Comportement à la rupture des matériaux fragiles sous sollicitations dynamiques : Application sur le verre. Autre [cond-mat.other]. Université Paul Verlaine - Metz, 2001. Français. ffNNT : 2001METZ031Sff. fftel-01748965

[6] ABDUL MANAN Muhamad Saifuldin. Fracture Mechanics Analysis of Multiple Edge Cracks. [en ligne]. Doctor of philosophy: Mechanical Engineering. London: University College London.2008. [Consulte]. Format PDF, Disponible sur : <https://discovery.ucl.ac.uk/id/eprint/1444086/1/U591388%20redacted.pdf>

[7] Paul RABBE, Henri-Paul LIEURADE, André GALTIER. Essais de fatigue, Partie 1. Techniques de l'Ingénieur. Mars 2010. France Réf. : M4170 V1

## Bibliographie

---

[8] S. FILIPPI, P. LAZZARI, R. TOVO. Developments of Some Explicit Formulas Useful to Describe Elastic Stress Fields a Head of Notches in Plates. International Journal of Solids and Structure. Vol 39, numéro 17 , août 2002 , pages 4543-4565.

[9] Paul RABBE, Henri-Paul LIEURADE, André GALTIER. [10/03/2000]. Essais de fatigue-Partie I. [En ligne]. Editions T.I. [Paris, France],2020. [Consulté 17/04/2020]. Réf : M4170V1.Disponible à l'adresse :

<https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-etudes-et-proprietes-des-metaux-tiamb/archive-1/essais-de-fatigue-m4170/>

[10] Jian LU. [10/01/2003]. Fatigue des alliages ferreux –Facteurs d'influence. [En ligne]. Edition T.I. [Paris, France],2020, Réf : BM5043V1.Disponible à l'adresse :

<https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/comportement-en-service-des-systemes-et-composants-mecaniques-42180210/fatigue-des-alliages-ferreux-bm5043/>

[11] ASTM International. Standard Test Method for Flexural Properties of Polymer Matrix Composite Materials<sup>1</sup> [En ligne]. D 7264/D 7264M-07, [23/05/2011]. USA : ASTM International,2011. Disponible en PDF à l'adresse :

[https://www.researchgate.net/profile/Yang\\_Shen66/project/Cordpreg-property-characterization/attachment/5a88840eb53d2f0bba528dab/AS:595107707359232@1518896142163/download/ASTM+D7264+Flexural+Properties+of+Polymer+Matrix+Composite+Materials.pdf?context=ProjectUpdatesLog](https://www.researchgate.net/profile/Yang_Shen66/project/Cordpreg-property-characterization/attachment/5a88840eb53d2f0bba528dab/AS:595107707359232@1518896142163/download/ASTM+D7264+Flexural+Properties+of+Polymer+Matrix+Composite+Materials.pdf?context=ProjectUpdatesLog)

[12] BCSA.Handbook Structural steelwork [En ligne].TATASteel ,2013.UK :BCSA,2013Disponible en PDF à l'adresse :

[https://www.steelconstruction.info/images/6/65/Handbook\\_of\\_Structural\\_Steelwork\\_EE\\_55-13.pdf](https://www.steelconstruction.info/images/6/65/Handbook_of_Structural_Steelwork_EE_55-13.pdf)



## Bibliographie

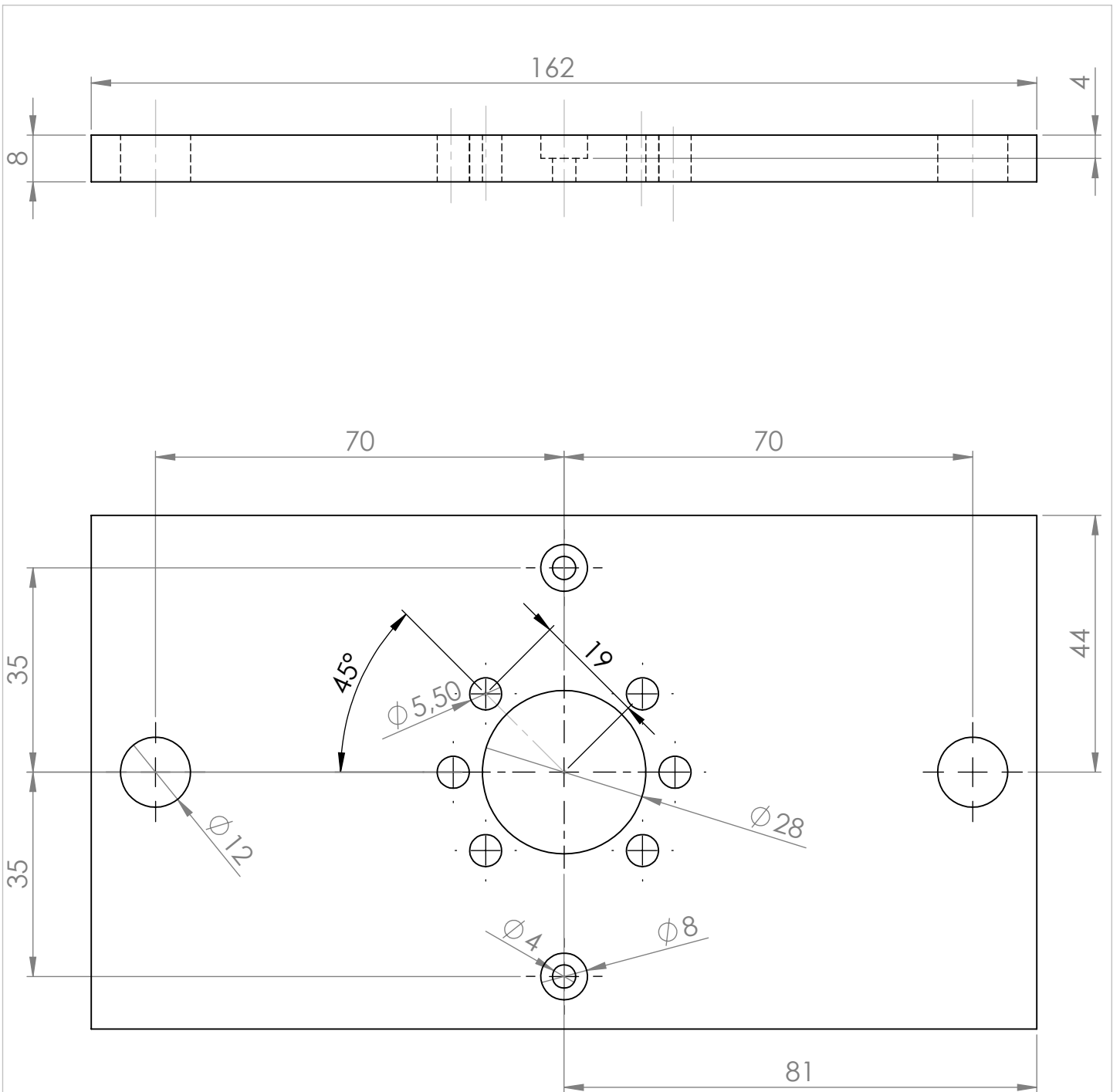
---

[13] BOUMEZIANE.Ali, INFUENCE DE LA DISTANCE ENTRE ENTAILLE DANS LES ESSAIS DE FATIGUE EN FLEXION ROTATIVE. École Nationale Polytechnique d'Alger, Département Génie Mécanique 2010.

[14] DERARDJA.Haroune, Influence des traitements thermiques sur l'endurance des éprouvettes avec double entaille en flexion rotative. École Nationale Polytechnique d'Alger, Département Génie Mécanique 2011.

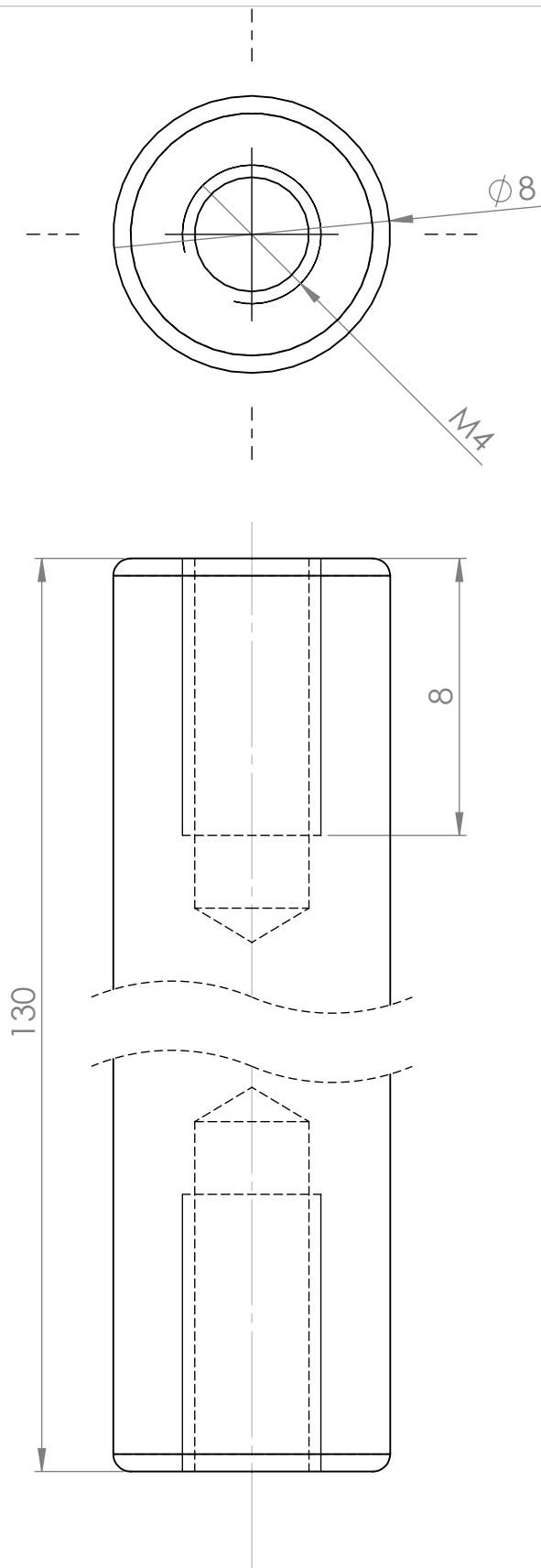
[15] BOUNAB.Sid Ali , Fatigue sous corrosion en flexion rotative en présence de double entaille. École Nationale Polytechnique d'Alger, Département Génie Mécanique 2012.

## ***ANNEXES***




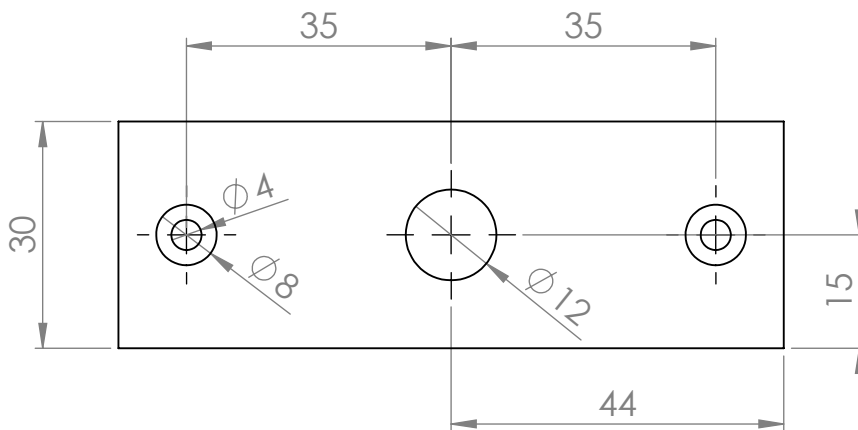
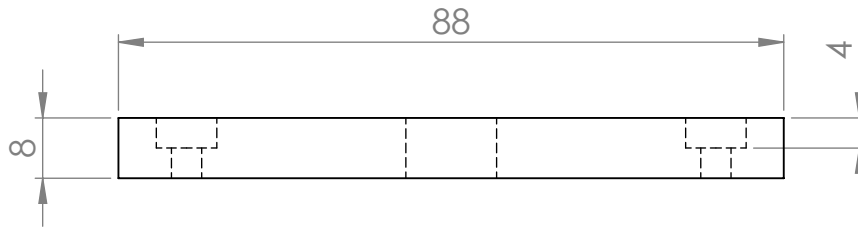
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		4 : Plaque écrou/tiges de traction	Département du Génie Mécanique
1/1				
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



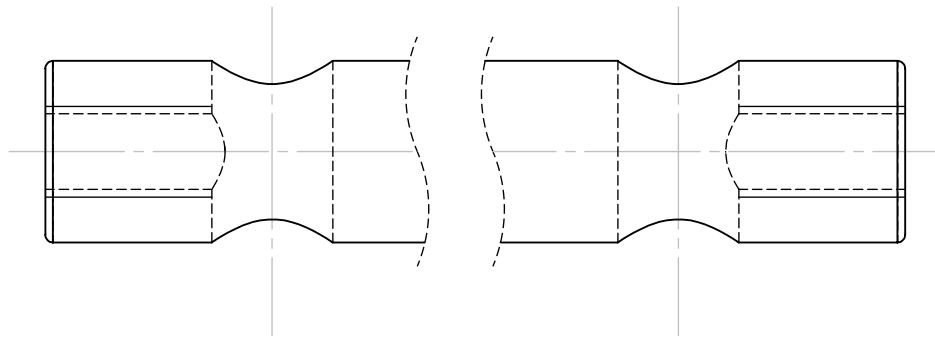
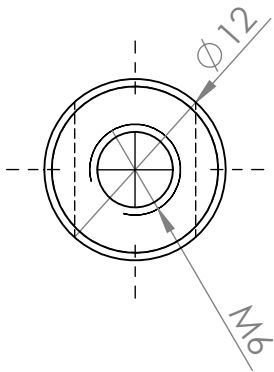
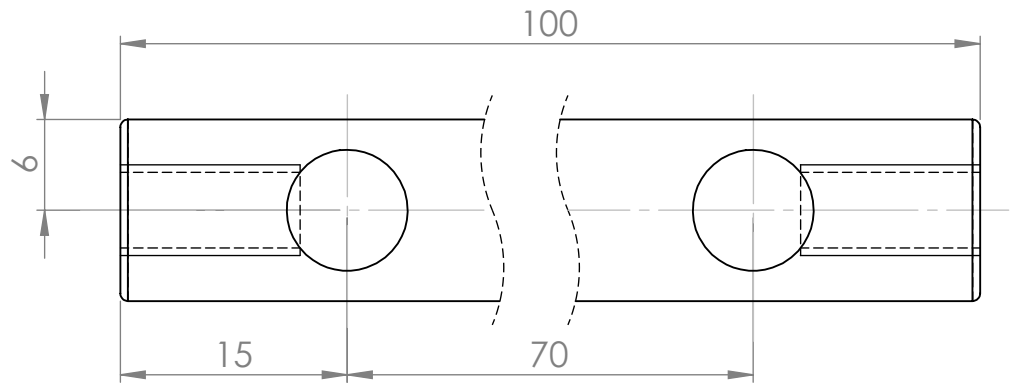
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<h3 style="margin: 0;">5 : Tiges de traction</h3>	Département du Génie Mécanique
5/1				
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



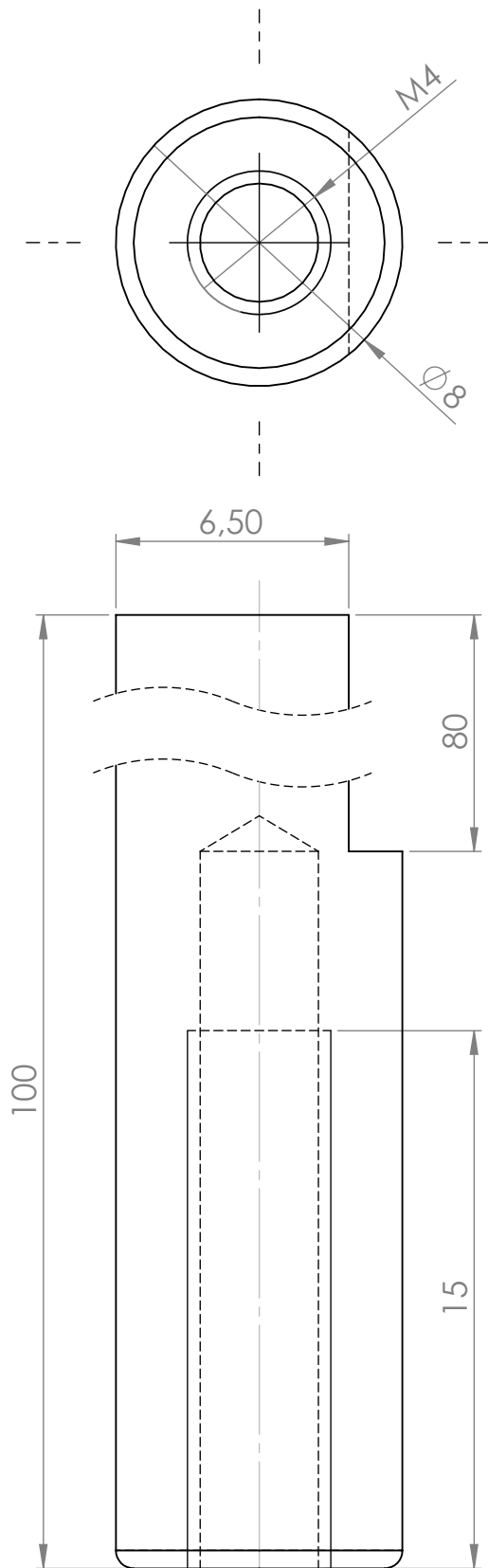
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1/1	Masse		6 : Plaque de fixation du capteur de force	Département du Génie Mécanique
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



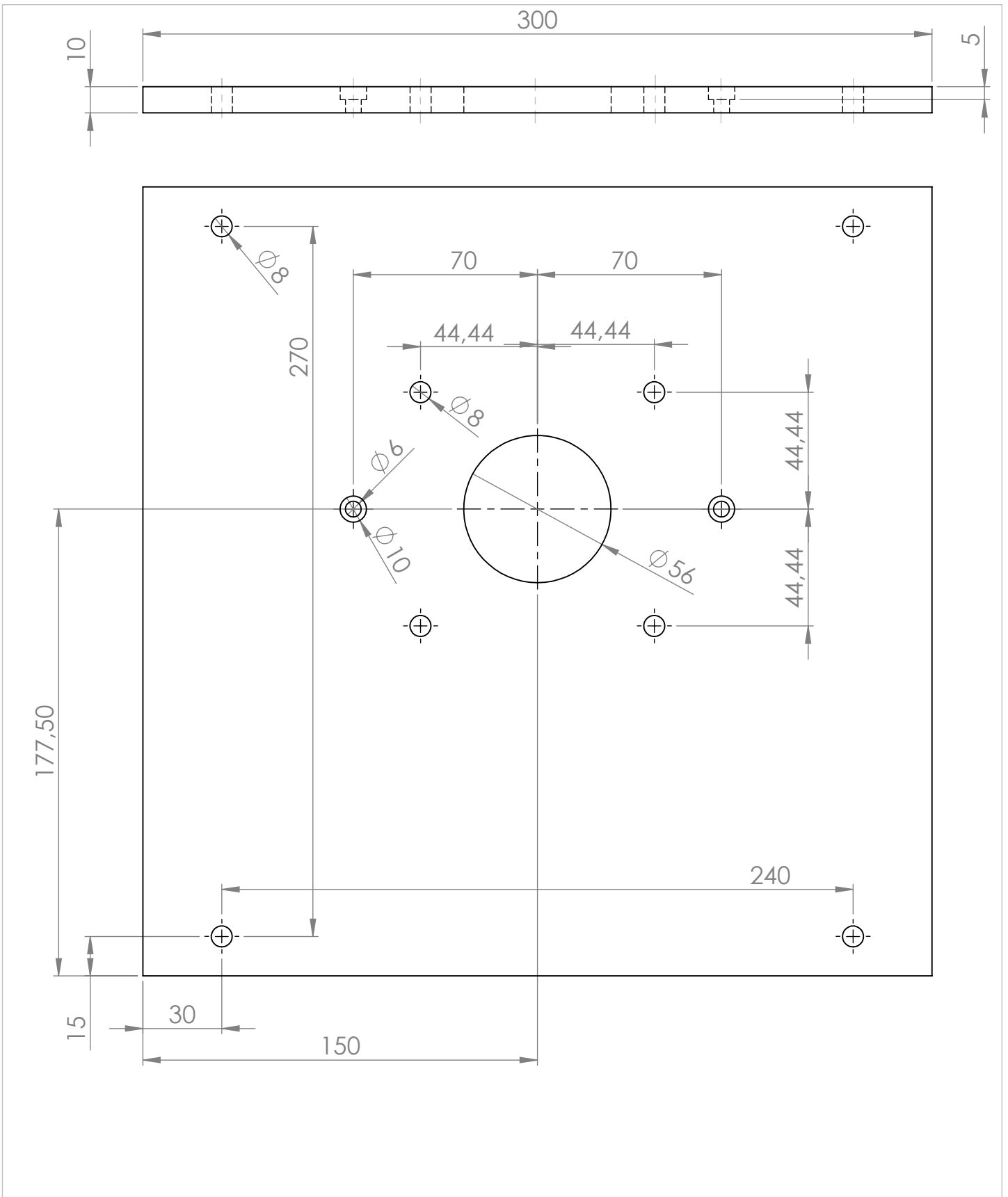
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 2/1	Masse		7 : Axe de transmission	Département du Génie Mécanique
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

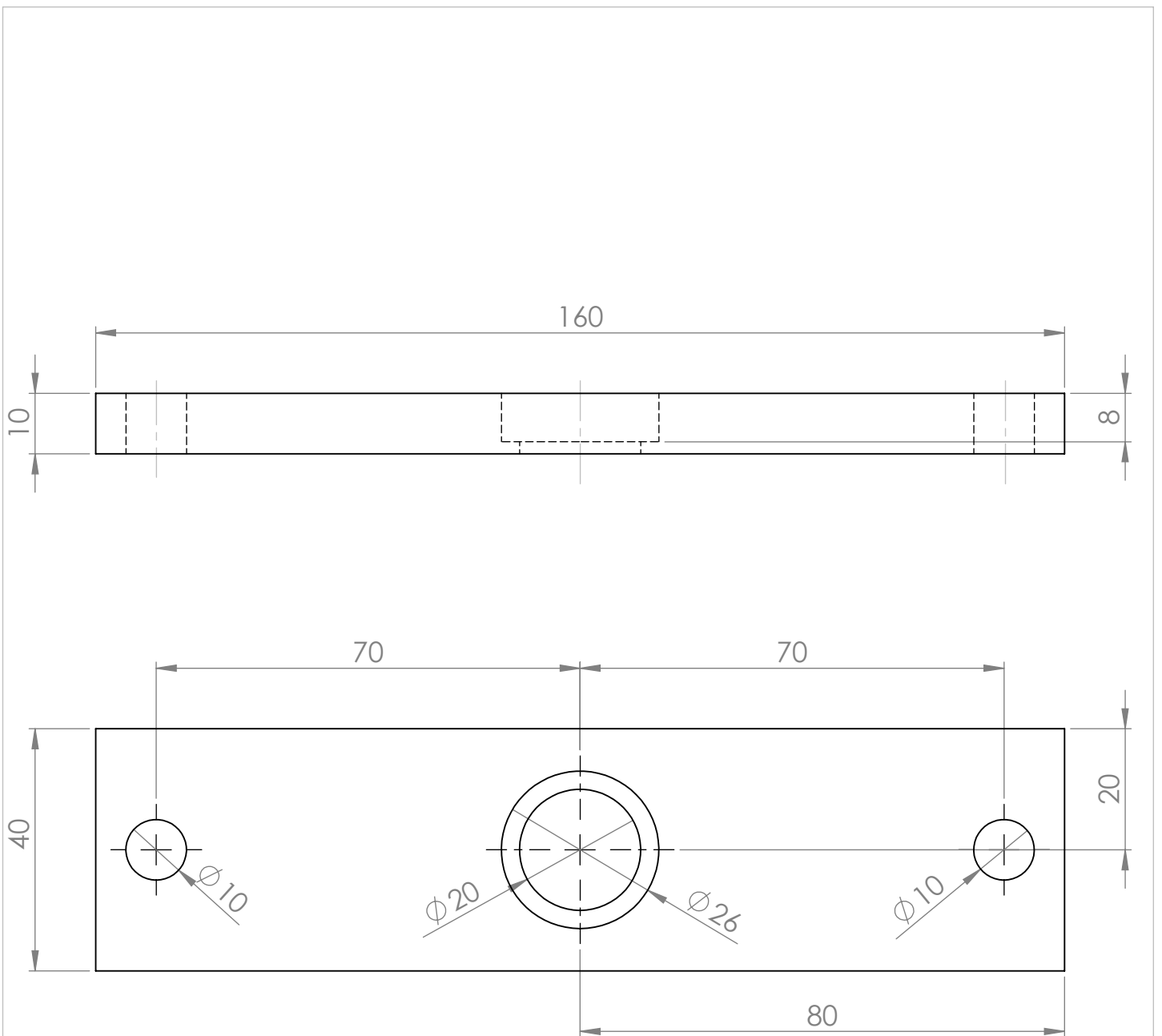
Echelle	Masse		<h3>8 : Tiges à méplat</h3>	Département du Génie Mécanique
5/1				
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

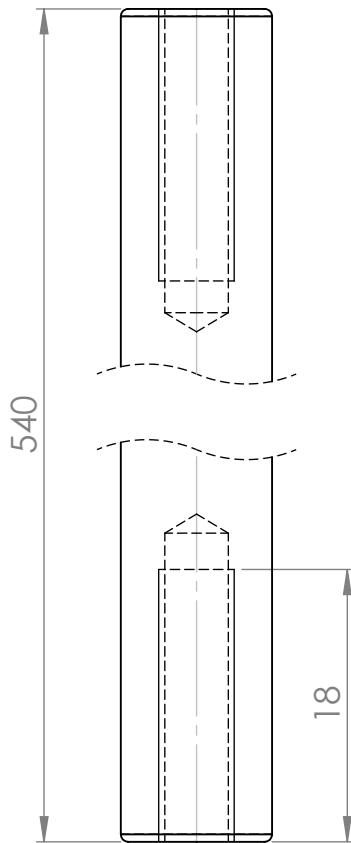
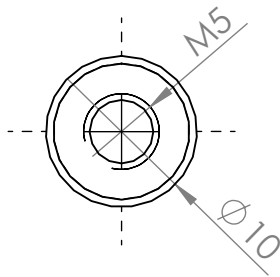
Echelle	Masse		<h3 style="margin: 0;">9 : Plaque de fixation du moteur</h3>	Département du Génie Mécanique
1/2				
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020





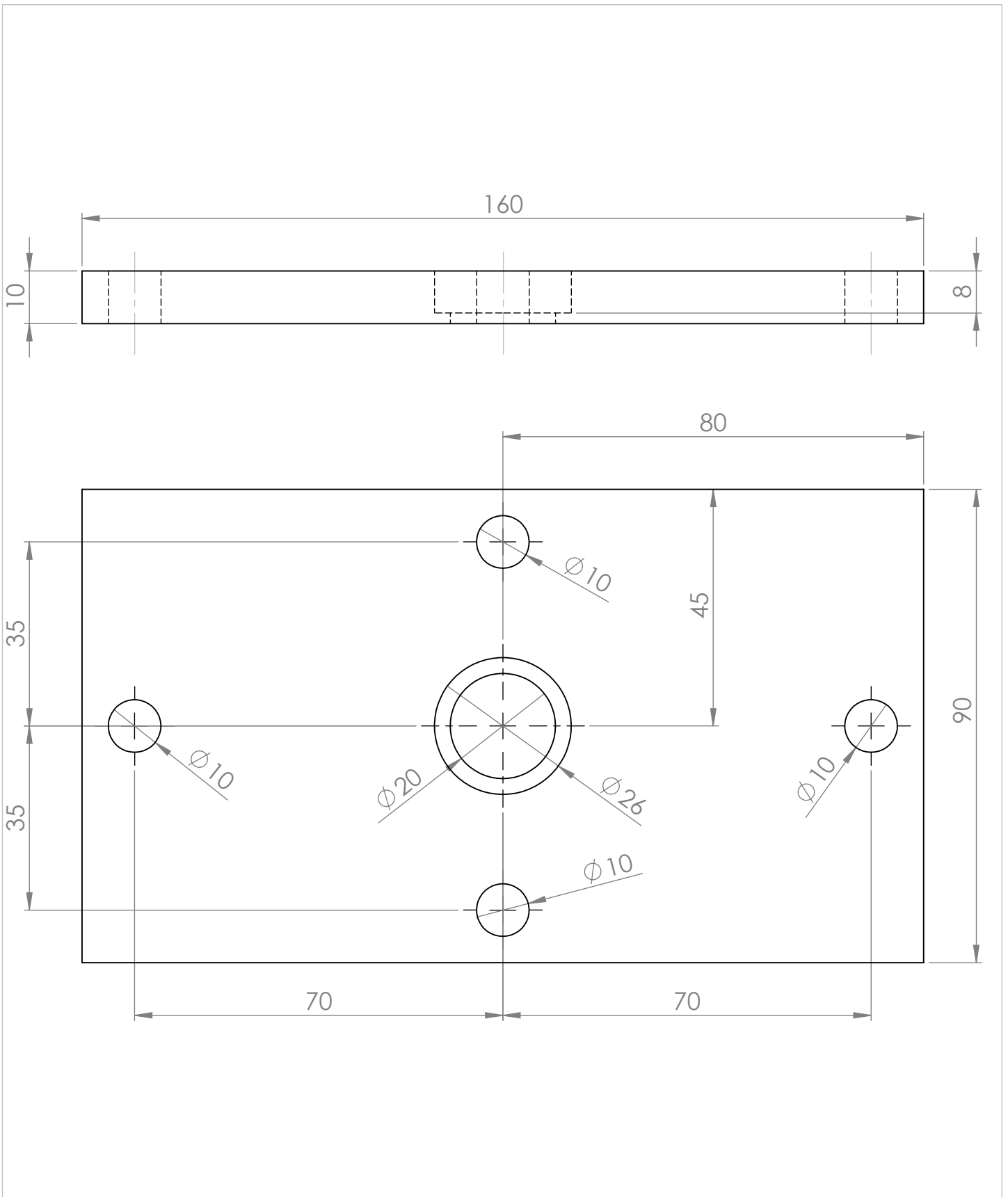
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1/1	Masse		10 : Plaque à roulement	Département du Génie Mécanique
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



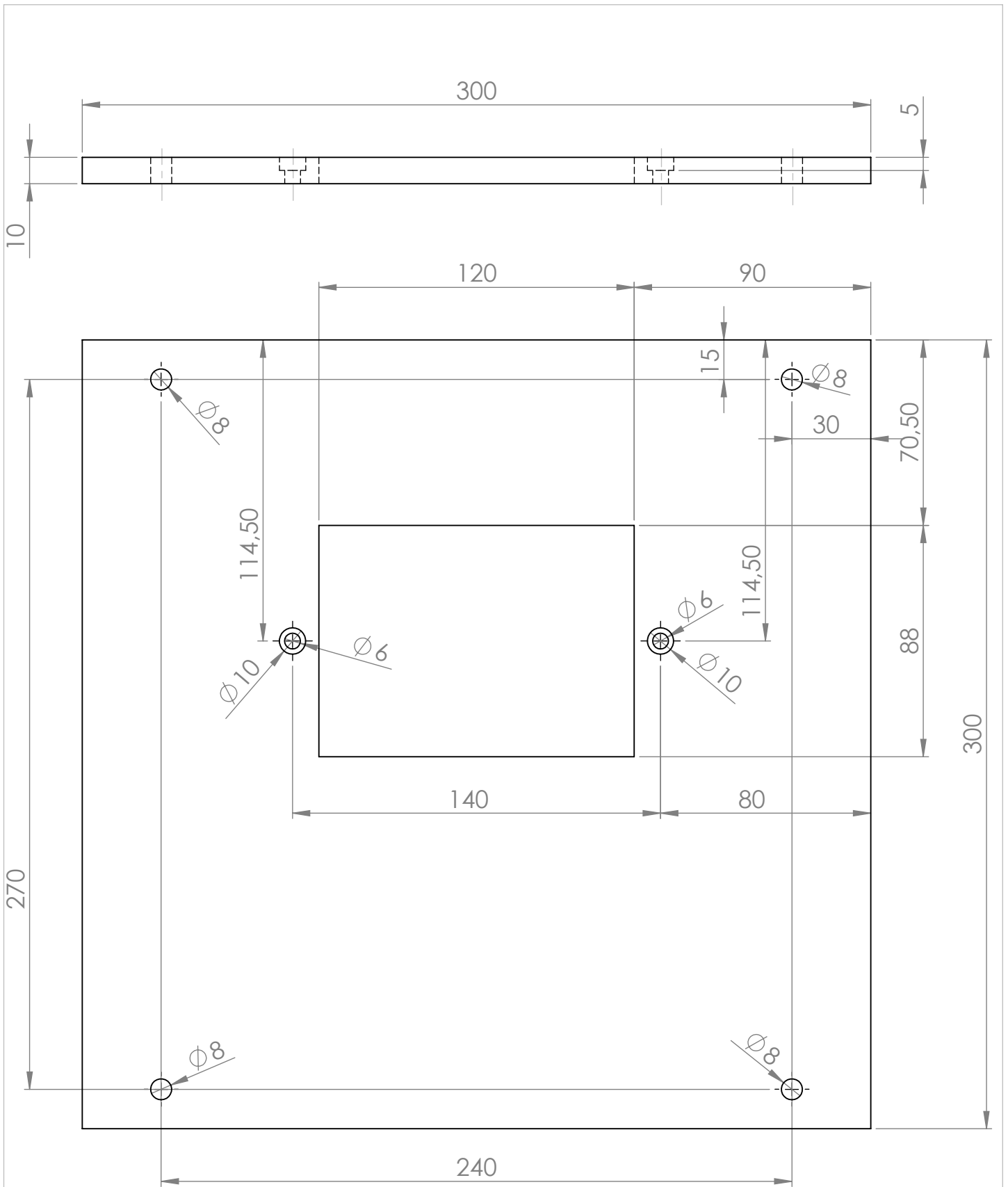
## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 2/1	Masse		11 : Tiges de guidage	Département du Génie Mécanique
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1/1	Masse		12 : Plaque à roulement	Département du Génie Mécanique
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020



## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

### 13 : Plaque de fixation des tiges de guidage

Echelle	Masse			Département du Génie Mécanique
1/2				
Promoteur	Yacine BELKACEMI			
Promoteur	Brahim GUERGUEB			
Dessiné par	Malek FARADJI			01/12/2020