

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'études

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

THEME

**Etude et conception d'une machine de fatigue sous corrosion
en flexion plane pour multi-éprouvettes**

Proposé par :
Mr Y.BELKACEMI
Mr B.GUERGUEB

Présenté par :
BOUMARAF Intisar
NADIR Issam

Promotion: Juin 2013

Ecole Nationale Polytechnique
10, Avenue Hacen Badi, El-Harrach, Alger.

www.enp.edu.dz

ملخص

هذا المشروع هو جزء من تصميم آلة اختبار التعب في حالة انحناء مسطح مع التآكل، في وقت واحد، لعدة عينات. تم إنشاء مراجعة ببليوغرافية لفهم أفضل للظاهرة وقد وضعنا المواصفات الوظيفية التي أنتجت العديد من الحلول. ثم أخضعنا الحل المختار لعدة حسابات للتحقيق و التحجيم. تمت هذه الأخيرة باستعمال برنامج solidworks CAD. الرسوم التعريفية تصاحب هذا العمل.

كلمات مفتاحية: تصميم، آلة، اختبار التعب، التآكل، الانحناء المسطح، solidworks

Résumé

Ce projet s'inscrit dans le cadre de la conception d'une machine d'essai de fatigue sous corrosion par flexion plane permettant d'effectuer simultanément ce même essai sur une douzaine d'éprouvettes. Une étude bibliographique a été établie afin de mieux cerner le phénomène, un cahier des charges fonctionnel a été dressé et duquel a découlé bon nombre de solutions. Puis nous avons soumis la solution retenue à des calculs de vérifications et de dimensionnement. Nous avons modélisé cette dernière à l'aide du logiciel de CAO Solidworks, les dessins de définition accompagnent ce travail.

Mots clés : conception, machine, essai de fatigue, corrosion, flexion plane, Solidworks

Abstract

The design of a simple plane bending fatigue and corrosion fatigue testing machine is discussed. This new design allows the simultaneous testing of more than one test specimen .A bibliographic review was established to a better understanding of the phenomenon. Functional specifications have been developed of which many solutions resulted. Then, we submitted the withholding solution to some check and design calculations. We modeled this latter using Solidworks CAD software. Plans of the machine are included in this work.

Keywords: design, machine, fatigue testing, corrosion, cantilever bending, Solidworks

Remerciements

Nous tenons en premier lieu à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

En second lieu, nous tenons à remercier sincèrement Mr. BRAHIM GUERGUEB et Mr. YACINE BELKACEMI, qui, en tant que directeurs de mémoire, se sont toujours montrés à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire, ainsi pour l'inspiration, l'aide et le temps qu'ils ont bien voulu nous consacrer et sans qui ce mémoire n'aurait jamais vu le jour.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions.

Ces remerciements vont aussi au corps professoral et administratif de l'Ecole Nationale Polytechnique, pour la richesse et la qualité de leur enseignement, qui déploient de grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation actualisée.

De nombreuses personnes de notre entourage ont également accepté de nous écouter discuter de ce mémoire pendant plusieurs mois. Ces échanges furent toujours bénéfiques, nous souhaitons ici les en remercier.

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours soutenue et encouragée au cours de la réalisation de ce mémoire. Merci à tous et à toutes.

Sommaire

Introduction générale.....	9
----------------------------	---

Chapitre 1 : Notions sur la fatigue et état de l'art

1. Introduction	12
2. Définitions et généralités.....	12
2.1. Définition de la fatigue	12
2.2. Mécanisme d'endommagement.....	14
2.2.1. Classification des théories sur la fatigue	14
2.2.2. Amorçage et propagation	14
2.3. Aspect probabiliste	14
2.4. Courbe d'endurance ou de Wöhler	15
3. Essai de fatigue	17
3.1. Classification des sollicitations	17
3.2. Eprouvette.....	17
3.2.1. Forme.....	18
3.2.2. Usinage	20
3.3. Machine d'essai de fatigue	21
3.3.1. Généralité.....	21
3.3.2. Essais de fatigue par flexion plane	21
4. Influence des différents paramètres	22
4.1. Influences géométrique	22
4.1.1. Effet d'entailles en fatigue.....	22
4.1.2. Effet d'échelle en fatigue	23
4.1.3. Etat de surface	23
4.2. Influences des facteurs mécaniques.....	24
4.3. Influence de la fréquence	24
4.4. Fatigue corrosion	25
4.4.1. Introduction.....	25
4.4.2. Généralités.....	26
4.4.3. Mécanisme de la fatigue corrosion.....	27
4.4.4. Existence d'une limite d'endurance.....	27
4.4.5. Influence de la contrainte moyenne	28
4.4.6. Dispositif pour les essais de fatigues.....	28
4.4.7. Effet de la fréquence	28
4.4.8. Effet de l'environnement	29
5. Conclusion	29

Chapitre 2 : la méthodologie de conception

1.	Introduction	31
2.	Cahier des charges fonctionnel.....	31
2.1.	Présentation de l'étude	31
2.1.1.	Le produit et son marché.....	31
2.1.2.	Contexte du projet	32
2.2.	Expression du besoin	32
2.2.1.	Milieu environnant	32
2.2.2.	Situation de vie du produit	32
2.2.3.	Description des fonctions.....	32
3.	Génération de solution	34
3.1.	Transmission de puissance	34
3.1.1.	Transmission par engrenage	35
3.1.2.	Transmission par liens flexibles	35
3.1.3.	Chaine et roue dentée	36
3.1.4.	Accouplement élastique.....	36
3.2.	Transformation du mouvement	37
3.2.1.	Système de came et tige-poussoir.....	37
3.2.2.	Système à pignon et crémaillère.....	37
3.2.3.	Système bielle manivelle	37
3.3.	Disposition des éprouvettes.....	42
3.3.1.	Disposition en ligne	42
3.3.2.	Disposition en V	42
3.3.3.	Disposition opposée horizontalement (à plat).....	42
3.4.	Fixation et positionnement des éprouvettes	43
3.5.	Cellule de corrosion	45
3.6.	Eprouvette.....	47
3.7.	Guidage en rotation.....	47
3.7.1.	Liaison arbre-bâti.....	47
3.7.2.	Liaison bielle maneton.....	49
3.8.	Système d'arrêt	50
3.9.	Système d'entraînement.....	53
3.9.1.	Le choix du moteur électrique	54
3.9.2.	La variation de vitesse.....	54
3.10.	Bâti	55
4.	Conclusion	55

Chapitre 3 : dimensionnement et conception

1.	Introduction	57
2.	Dimensionnement de l'éprouvette	57
2.1.	Distribution de la contrainte	58
2.2.	Relation entre la flèche et σ_{\max}	59
2.3.	Dimension de l'éprouvette et de l'excentrique	60
3.	Dimensionnement du moteur	60
3.1.	Couple pour un maneton	60
3.2.	Couple minimal pour les 6 manetons	61
3.3.	Calcul de la puissance nominale	61
4.	Dimensionnement de l'arbre	61
4.1.	Etude statique	62
4.2.	Diagramme des moments fléchissant	63
4.3.	Calcul du couple résistant	63
4.4.	Dimensionnement	63
4.5.	Méplat et vis de pression	67
5.	Choix des roulements	67
5.1.	Calcul de vérification	67
5.2.	Fixation et montage du roulement	68
6.	Dimensionnement de l'accouplement	68
6.1.	Couple nominal à transmettre	69
6.2.	Coefficient de sécurité	69
6.3.	Couple nominal de l'accouplement :	70
7.	Étude de la structure	70
7.1.	Introduction	70
7.2.	Bielle	70
7.3.	Position d'équilibre	71
7.4.	Éléments filetés	72
8.	Modélisation de la solution finale	73
9.	Conclusion	75
	Conclusion générale	76
	Bibliographie	78

Liste des figures

Figure 1.1 : Différents cas de sollicitations de fatigue : effort-temps ; effort-déformation

Figure 1.2 : Représentation schématique de la courbe d'endurance de Wöhler et du nombre de cycles à l'amorçage

Figure 1.3 : Tracé de la courbe de Wöhler

Figure 1.4 : Éprouvettes axisymétriques cylindriques à section circulaire constante.

Figure 1.5 : Éprouvettes axisymétriques toroïdales à section circulaire variable.

Figure 1.6 : Éprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire constante

Figure 1.7 : Éprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire variable

Figure 1.8 : Éprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire à un profil triangulaire d'égale résistance.

Figure 1.9 : Dispositif d'essai en flexion plane monté sur la machine de torsion Schneck « Flato ».

Figure 1.10 : Dispositif d'essai en flexion plane

Figure 2.1 : transmissions par engrenages

Figure 2.2 : transmissions par courroie

Figure 2.3 : transmissions par chaîne et roue dentée

Figure 2.4 : accouplement élastique.

Figure 2.5 : Vilebrequin composé

Figure 2.6 : Vue de la première solution

Figure 2.7 : Vue de la deuxième solution

Figure 2.8 : Vue de la solution retenue

Figure 2.9 : Vue éclater de la première solution.

Figure 2.10 : Vue éclater de la première solution.

Figure 2.11 : Vue éclater de la deuxième solution

Figure 2.12 : Vue éclater de la solution retenue

Figure 2.13 : Représente une première solution

Figure 2.14 : Représente une deuxième solution

Figure 2.15 : Représente une première solution

Figure 2.16 : Représente une deuxième solution

Figure 2.17 : Représente une première solution

Figure 2.18 : Représente une deuxième solution

Figure 2.19 : Représente une première solution

Figure 2.20 : Représente la barre de protection

Figure 2.21 : Variateurs de vitesse

Figure 2.22 : Représentation schématique du bâti

Figure 3.1 : Epreuve normalisée

Figure 3.2 : Représentation schématique de la poutre.

Figure 3.3 : Modélisation des efforts du maneton sur l'arbre

Figure 3.4 : Représentation des efforts agissant sur la poutre.

Figure 3.5 : Système isostatique associé

Figure 3.6 : Décomposition du système isostatique associé.

Figure 3.7 : Diagramme des moments fléchissant

Figure 3.8 : Diagramme des couples

Figure 3.9 : Schéma de la bielle + raccord

Figure 3.10 : Diagramme des poutres

Figure 3.11 : Représentation schématique du système bielle manivelle.

Introduction générale

De nombreuses pièces mécaniques, par leur nature et leur fonction, sont sujettes à des sollicitations répétées. 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. Cette rupture peut survenir pour des contraintes appliquées bien inférieures à la charge de rupture statique et même à la limite d'élasticité apparente.

Selon certains auteurs, l'endommagement par fatigue serait à l'origine de près de 75% des accidents catastrophiques occurrents dans différents domaines de l'industrie. Ces derniers ont des conséquences matérielles et humaines souvent désastreuses avec de gros dégâts, des blessés et même des morts.

L'accident du train de Versailles qui, en 1842, provoqua, suite à une rupture d'essieu la mort de 60 personnes, soit sensiblement le même nombre que celui provoqué par les deux accidents de l'avion Comet en 1945, [1].

C'est pourquoi la communauté scientifique montre un intérêt particulier à l'étude de ce phénomène et ce depuis fort longtemps. Les publications consacrées à l'étude de la fatigue ne cessent de croître. Selon Claude Bathias [1], on dénombre en effet, entre 1988 et 1993, près de 10 000 publications. Cazaud, quant à lui, affirme dans son ouvrage [8] que depuis Wöhler les mémoires publiés dépassent même plusieurs milliers.

Cependant en dépit de tous ces efforts, de nombreux aspects de la fatigue demeurent mal maîtrisés. Aujourd'hui encore, des avaries majeures, notamment dans le domaine du transport, résultent de rupture par fatigue.

La raison est que certaines de ces études, surtout les plus anciennes, ont, d'une part, été appliquées sur des matériaux souvent mal identifiés, d'autre part, dans des conditions inconnues et enfin et surtout sur des éprouvettes et machines très différentes. Ce qui a conduit à des résultats non concluants, étant souvent contradictoires et incomparables.

Pour qu'une machine d'essai de fatigue soit fiable, aux résultats reproductibles et exploitables, il est nécessaire de tenir compte du phénomène de fatigue et des facteurs qui l'influencent.

La machine d'essai de fatigue servohydraulique est la plus performante d'entre toutes. Néanmoins son prix de revient à l'achat et à la maintenance demeure très élevé. Les machines électromécaniques offrent un bon compromis toutefois, par manque de disponibilité, nos laboratoires en restent sous-équipés.

C'est dans la perspective de la conception d'une machine d'essai de fatigue sous corrosion en flexion plane que s'inscrit notre projet de fin d'étude.

Dans un premier chapitre nous allons introduire le phénomène de fatigue, les facteurs l'influençant ainsi que les solutions technologiques et normes y afférentes. Une attention particulière sera portée à la fatigue sous corrosion étant donné que notre dispositif devra aussi permettre ce type d'essai. Précisons que ce chapitre a pour but de définir les différents éléments qui apporteront à notre machine fiabilité, économie et conformité avec les normes en vigueur.

Nous consacrons le deuxième chapitre à l'analyse fonctionnelle pour définir le besoin. Le cahier des charges fonctionnel sera préparé conjointement avec le client et le fabricant. Ceci nous permettra de fixer toutes les caractéristiques principales de la machine et les conditions d'exploitation à satisfaire. Nous répondrons à ces derniers par un nombre de solutions. Finalement une solution finale sera retenue, le choix en question se fera sur une base technico-économique.

Après avoir défini la solution finale, nous achèverons, dans le dernier chapitre, le processus de conception. Ce dernier comprendra deux phases vitales et interdépendantes, à savoir le calcul de dimensionnement et de validation du modèle proposé et la modélisation géométrique du produit CAO (SOLIDWORKS).

Le mémoire comprend des annexes consacrées notamment au protocole d'essai et le guide de montage de la machine.

CHAPITRE 1 :
NOTIONS SUR LA FATIGUE
ET ETAT DE L'ART

1. Introduction

Un grand nombre d'accidents catastrophiques dans le domaine de l'aviation, du transport ferroviaire et d'une manière générale de l'industrie, a pour origine la fissuration et la rupture de pièces mécaniques.

L'une des principales causes d'amorçage de fissuration est la fatigue des matériaux et des structures. C'est la raison pour laquelle la communauté scientifique s'est penchée sur ce mode d'endommagement et de ruine des matériaux et des structures.

2. Définitions et généralités

2.1. Définition de la fatigue

On entend par fatigue ou endommagement par fatigue la modification des propriétés des matériaux consécutive à l'application de cycles d'efforts dont la répétition peut conduire à la rupture.

En uniaxial, le chargement est défini par l'amplitude de contrainte maximale au cours d'un cycle, σ_{\max} , par la valeur moyenne de la contrainte, σ_m et par le rapport entre la contrainte minimale, σ_{\min} et σ_{\max} , soit $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$. On est parfois conduit à distinguer la composante alternative σ_a de la composante statique, σ_m .

Ainsi, selon les valeurs relatives de ces deux composantes, on distingue les essais sous sollicitation (figure 1.1) :

- | | | |
|--------------------------|---------------------------|---------------|
| - Alternée symétrique | $\sigma_m = 0$ | $R = -1;$ |
| - Alternée dissymétrique | $0 < \sigma_m < \sigma_a$ | $-1 < R < 0;$ |
| - Répétée | $\sigma_m = \sigma_a$ | $R = 0;$ |
| - Ondulée | $\sigma_m > \sigma_a$ | $0 < R < 1.$ |

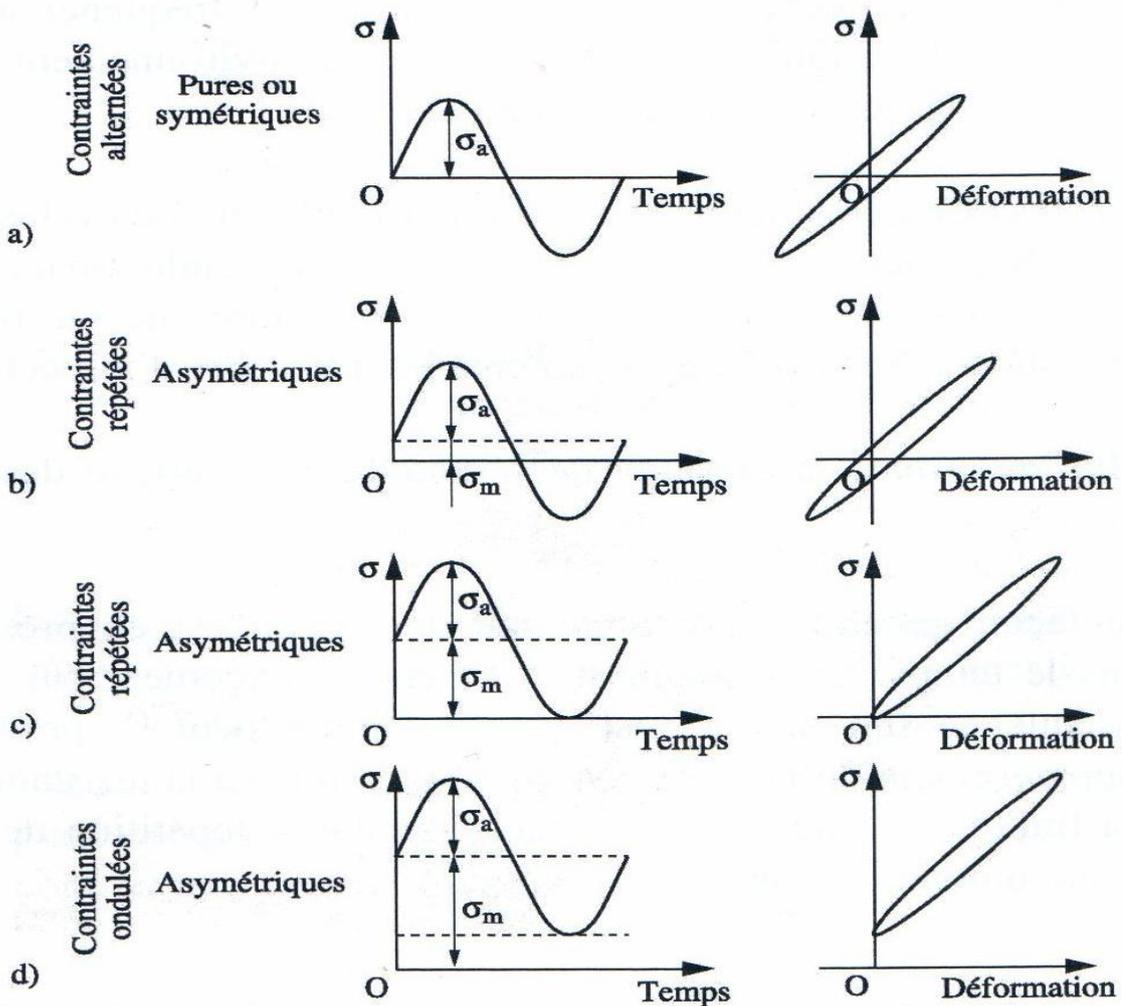


Figure 1.1 : Différents cas de sollicitations de fatigue :
effort-temps ; effort-déformation

Les déformations plastiques interviennent dans le cas de la fatigue oligocyclique. En règle générale, la fatigue se produit sans déformation plastique d'ensemble, ce qui la rend difficile à détecter, mais avec une déformation plastique localisée autour des défauts présents dans les matériaux, à fond d'entaille dans les structures, ou l'extrémité d'une fissure lorsque celle-ci s'est formée. La fatigue n'est que rarement parfaitement cyclique (amplitude et fréquence constantes), comme cela est schématisé sur la figure 1.1. Dans de nombreux cas (moteurs thermiques, ponts, etc.), les chargements sont d'amplitude et de fréquence variables.

Théoriquement, l'endommagement de fatigue ne dépend que du nombre de cycles et non de leur fréquence. En fait, très souvent, la fréquence a également un effet. C'est le cas de la fatigue en présence d'effets d'environnement. La durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture, N_r . L'exécution de N cycles ($N < N_r$) entraîne un certain

endommagement qu'il est important de chiffrer car il permet de déterminer la durée de vie résiduelle de la structure et la gestion de son exploitation, comme les intervalles d'inspection des avions. On appelle endurance la capacité de la résistance à la fatigue des pièces et des assemblages.

Ainsi, de façon générale, il y a fatigue dès qu'on est en présence d'efforts variable dans le temps. La particularité de l'endommagement par fatigue et par voie de conséquence son danger, est que la rupture peut se produire pour des contraintes apparemment faibles, souvent bien inférieur à la résistance à la traction et même à la limite d'élasticité du matériau, lorsque la répétition de ces efforts se produit un grand nombre de fois,[1].

2.2. Mécanisme d'endommagement

2.2.1. Classification des théories sur la fatigue

On a proposé de nombreuses explications du mécanisme de la fatigue des métaux. Selon [8], Au début, les hypothèses étaient simples, conformes aux théories de l'élasticité. Elles attribuaient la rupture au dépassement soit d'un effort maximal, soit d'une déformation maximale. Les théories ainsi admises étaient celles de Rankine, de Saint-Venant, de Coulomb.

On a formulé un certain nombre de théories mécaniques qui ont pour base la discussion des trois principes fondamentaux de la résistance des matériaux, à savoir :

- L'homogénéité de la matière ;
- La régularité de distribution des efforts ;
- L'exactitude de la loi de Hooke.

2.2.2. Amorçage et propagation

Lorsqu'une éprouvette ou une pièce donne lieu à une rupture par fatigue la vie peut être décomposée en trois parties :

- amorçage d'une fissure ;
- propagation lente de cette fissure ;
- propagation brutale conduisant à la rupture.

2.3. Aspect probabiliste

S'il est un point qui, dans un premier temps, dérouté un peu l'expérimentateur débutant dans des essais de fatigue, c'est bien la dispersion qu'il observe au cours du déroulement de

ceux-ci et qui peut lui faire dire que, plus que toute autre chose, cette dispersion est la caractéristique principale de la fatigue [5].

La dispersion des essais de fatigue se traduit par un intervalle relativement important des durées de vie mesurées dans des conditions identiques pour une même amplitude de contrainte. C'est la raison pour laquelle la détermination expérimentale des caractéristiques de fatigue requiert des outils de traitement statistique.

L'aspect de la dispersion observée résulte directement de sa nature et de ses causes physiques que l'on peut logiquement répartir en trois classes [1] :

- internes au matériau ;
- dues ou liées à la préparation des éprouvettes ou pièces ;
- extérieures à l'éprouvette.

La courbe correspondant à une probabilité de rupture égale à 50% est communément appelé courbe de Wöhler [15].

La dispersion des résultats des essais de fatigue est acceptée aujourd'hui, à la fois comme un fait d'expérience et comme un fait physique. Attribuée autrefois aux seules imperfections des conditions d'essais, on la considère maintenant comme un des aspects physiques du phénomène, dont les origines sont liées.

2.4. Courbe d'endurance ou de Wöhler

Chaque éprouvette étant essayée sous une seule charge maximale, on reporte les résultats des essais de fatigue sur un diagramme où les contraintes sont en ordonnées et les nombres de cycles en abscisses. Ces résultats se situent sur une courbe qui présente une allure asymptotique et sépare le plan du diagramme en deux zones : une zone supérieure pour laquelle les conditions d'essai correspondent à des ruptures, et une zone inférieure pour laquelle il n'y a pas de rupture. Cette courbe est connue aussi sous le nom de courbe S-N, où S représente les contraintes (stresses) et N les nombres de cycles à rupture [1].

Pour la commodité de la représentation, on utilise des abscisses logarithmiques ; la courbe présente alors une partie droite inclinée tant que la limite d'endurance n'est pas atteinte et une partie parallèle à l'axe des abscisses lorsque cette limite est atteinte. Sous plus faibles contraintes et donnant des ruptures transversales. Lorsque la fréquence est abaissée ou lorsque l'acuité de l'entaille est augmentée la distinction entre les deux courbes s'estompe.

Dans le cas général, on peut distinguer sur la courbe de Wöhler trois parties : l'asymptote horizontale correspondant à la limite d'endurance, une partie ascendante donnant la durée de vie en fonction de la contrainte ou endurance limitée et la zone des contraintes élevées où apparaît une déformation plastique, c'est le domaine de la fatigue oligocyclique[15].

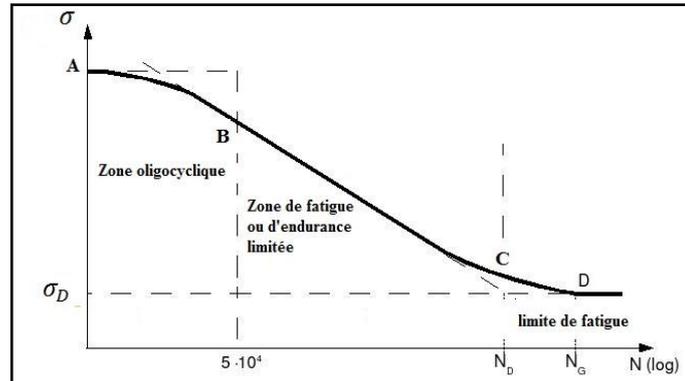


Figure 1.3 : Tracé de la courbe de Wöhler

- La zone AB, dite oligocyclique :

Correspond aux contraintes les plus grandes, supérieures à la limite d'élasticité macroscopique et où le nombre de cycles à la rupture s'étend de 0.5 jusqu'à 10^4 ou 10^5 (pour les aciers doux).

Dans cette zone, la rupture survient après un petit nombre d'alternances et est précédée d'une déformation plastique notable. Par suite de l'amplitude de la contrainte maximale, chaque cycle d'effort entraîne une déformation plastique d'ensemble accompagnée le plus souvent soit d'un durcissement notable, soit d'un adoucissement du métal.

- La zone BC, dite zone de fatigue ou d'endurance limitée :

Où la rupture est atteinte après un nombre de cycles compris approximativement entre 10^4 et 10^6 à 10^7 . La rupture n'est pas accompagnée d'une déformation plastique d'ensemble, mesurable. La réponse de l'éprouvette atteint dans ce cas un régime adapté élastique. L'adaptation élastique est un état où la réponse de l'éprouvette devient purement élastique, il peut y avoir de la déformation plastique durant les premiers cycles, mais au bout d'un certain nombre de cycles, elle reste constante ; l'état final cependant dépend de l'état initial de la structure.

C'est le domaine dans lequel travaille la plupart des structures qui pour diverses raisons, doivent avoir des masses et des volumes impérativement réduits (cas des structures aéronautiques ou automobiles ou nucléaires).

- La zone CD, dite zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité :

Où D est un point pour les métaux ferreux qui est à " l'infini". La courbe de Wöhler présente généralement une variation de pente plus ou moins marquée autour de 10^6 à 10^7 cycles, suivie d'une zone (CD) où la courbe tend vers une limite asymptotique parallèle à l'axe des N. En dessous de cette valeur limite notée σ_D , il n'y a jamais rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué. σ_D Est nommée limite de fatigue ou limite d'endurance. Cette limite peut ne pas exister ou être mal définie pour certains matériaux (aciers à haute résistance, métaux non ferreux). Les grandes durées de vie concernent le domaine de la fatigue polycyclique.

3. Essai de fatigue

3.1. Classification des sollicitations

Selon [31], on peut classer, pratiquement, les sollicitations cycliques selon la nature des efforts exercés par les machines sur les pièces ou les éprouvettes. On distingue ainsi :

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

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

3.2. Eprouvette

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

3.2.1. Forme

Les éprouvettes de révolution à section circulaire peuvent être cylindriques ou coniques ; un exemple d'éprouvette cylindrique est donné dans la figure 1.4.

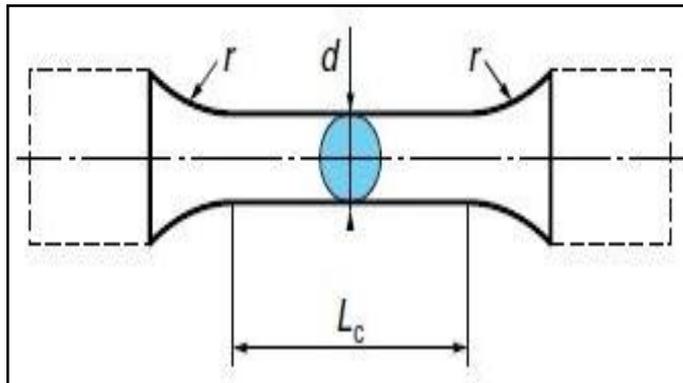


Figure 1.4 : Éprouvettes axisymétriques cylindriques à section circulaire constante.

Elles peuvent aussi posséder une gorge toroïdale comme le montre l'exemple de la (figure 1.5).

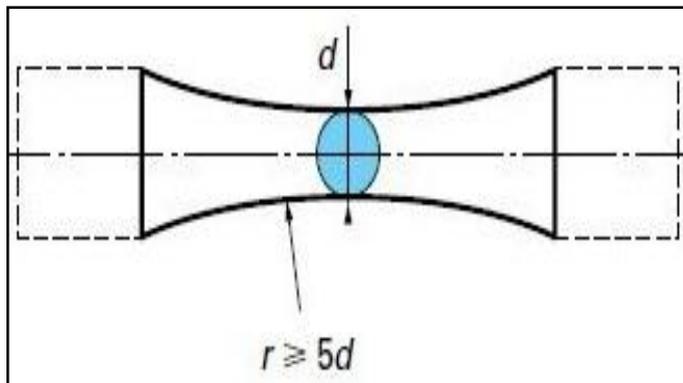


Figure 1.5 : Éprouvettes axisymétriques toroïdales à section circulaire variable.

Pour faciliter les comparaisons de résultats, l'organisme international de normalisation (ISO) propose l'emploi d'éprouvettes ayant des diamètres de 5-6-7,5-9,5 et 12,5mm avec une tolérance de $\pm 0,05$ mm [34].

Les éprouvettes prismatique à section rectangulaire peuvent avoir un profil rectiligne ou en ligne de jet (figure 1.6).

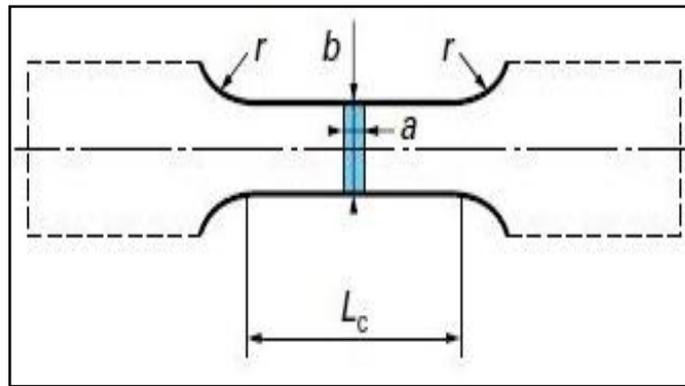


Figure 1.6 : Éprouvettes parallélépipédiques
à section rectangulaire constante

Elles peuvent aussi, comme dans le cas précédent, présenter soit un profil toroïdal (figure 1.7) soit un profil triangulaire d'égale résistance (figure 1.8)

Pour ces éprouvettes, l'ISO propose une section comprise entre 30 et 640 mm² [34].

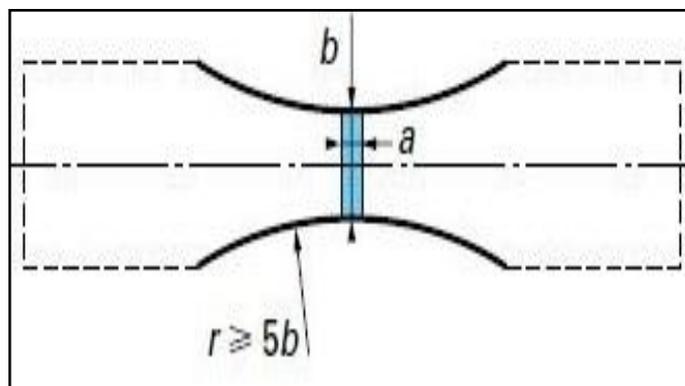


Figure 1.7 : Éprouvettes parallélépipédiques
à section rectangulaire variable

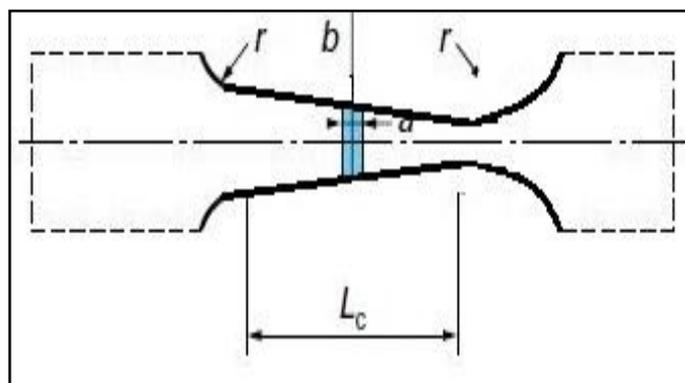


Figure 1.8 : Éprouvettes parallélépipédiques à section rectangulaire
à un profil triangulaire d'égale résistance.

3.2.2. Usinage

La plupart des ruptures par fatigue s'amorcent à la surface libre du métal, en conséquence, la résistance à la fatigue d'une éprouvette, d'une pièce mécanique ou d'un élément de construction peut être profondément influencée par les conditions de surface, la méthode de préparation d'une série d'éprouvettes pour essais de fatigue doit en tenir compte, suivant le but de ces essais.

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.

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 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 [31].

Selon les projets étudiés par l'ISO l'usinage doit se faire par la préparation d'une ébauche avec une surépaisseur de l'ordre de 0,5mm, puis par passe de finition de plus en plus fine pour terminer, autour, avec une profondeur de passe de 0,025mm. Enfin, la surface de l'éprouvette sera polie longitudinalement avec des toiles et papier abrasifs de plus en plus fins pour terminer avec un papier au silicone-carbone, imperméable à l'eau, de degré 600. Il faut obtenir ainsi une finesse de surface de 0,025 microns. CLA [34].

Dans le cas des éprouvettes à profil toroïdal, on peut rectifier l'éprouvette directement dans le sens longitudinal avec des meules au grain de plus en plus fin jusqu'au grain 500 et même 600, ce qui permet d'éviter un polissage ultérieur de l'éprouvettes.

Dans le cas des alliages légers, il est particulièrement difficile d'obtenir une surface correctement polie. On peut y parvenir en complétant les opérations d'usinage et de polissage indiquées par un feutre imbibé d'un liquide à polir (par exemple du Miror). Il est recommandé, et ceci de façon impérieuse dans le cas des alliages légers, de protéger la surface

des éprouvettes après usinage et polissage contre toute corrosion atmosphérique. Par exemple par la vaseline pure [8].

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 [31].

3.3. Machine d'essai de fatigue

3.3.1. Généralité

La méthode d'essai la plus répandue pour le tracé des courbes d'endurance est celle de la flexion rotative ou de flexion plane. Les machines mécaniques utilisées pour ces essais permettent d'atteindre des fréquences voisines de 20 Hz, [1].

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

Tous ces essais sont réalisés à effort ou contrainte imposée dans le domaine de l'élasticité. En revanche, les essais de fatigue plastique oligocyclique sont asservis en déformation imposée, ce qui nécessite l'emploi d'un système d'extensométrie. On utilise alors le plus souvent des machines servohydrauliques qui ont été mises au point au milieu des années 60.

3.3.2. Essais de fatigue par flexion plane

Sur la machine Schenck « Flato », qui est aussi une machine de torsion, un montage à leviers coudés permet de fléchir une éprouvette plane. Pour cela, l'un des leviers est solidaire d'une tête A soumise à une torsion alternative, tandis que l'autre tête B est fixe pendant l'essai, [8].

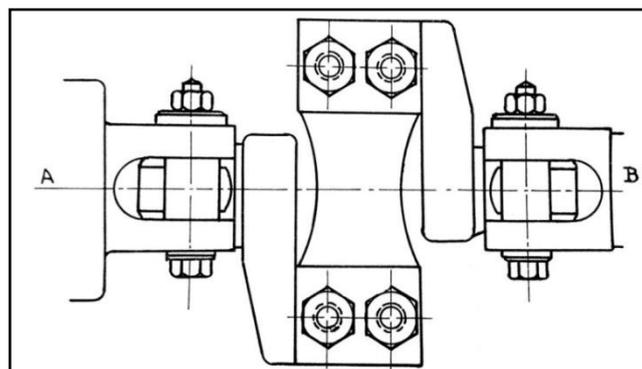


Figure1.9: Dispositif d'essai en flexion plane monté sur la machine de torsion Schneck « Flato »

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

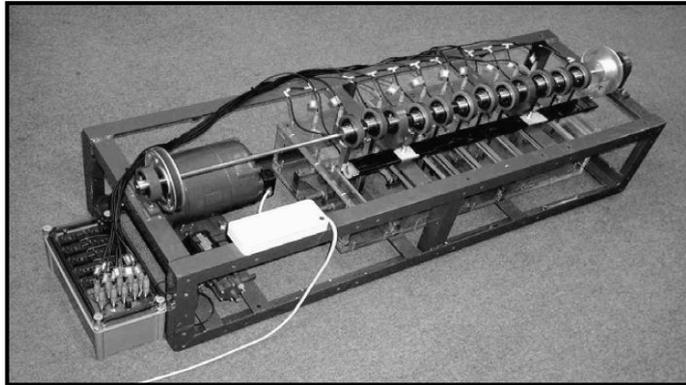


Figure1.10 : Dispositif d'essai en flexion plane

4. Influence des différents paramètres

4.1. Influences géométrique

4.1.1. Effet d'entailles en fatigue

Les concentrateurs de contraintes tels que gorges, congés, changements de section, épaulements, trous, sont responsables de la majorité des ruptures de fatigue rencontrées en pratique. Les concentrateurs de contraintes de contact sont souvent aussi à l'origine de fissuration de fatigue. En cas de sollicitation dynamique, on définit le facteur de réduction de résistance à la fatigue appelé aussi facteur d'entaille pour la fatigue :

$$K_f = \frac{\text{limite de fatigue sans concentrateur de contraintes}}{\text{limite de fatigue avec concentrateur de contraintes}}$$

L'effet d'une discontinuité géométrique dans un élément de structure chargé est d'intensifier la valeur de la contrainte nominale au voisinage de la discontinuité.

Les contraintes localisées peuvent entraîner que le métal dans cette région soit soumis à des déformations plastiques. Du fait que les contraintes nominales sont élastiques, la zone de métal déformée plastiquement reste contenue dans un champ globalement élastique. Dans cette région, les déformations qui agissent sur la structure sont commandées par les déformations des régions voisines qui restent élastiques. Autrement dit, lorsque la structure est sollicitée à charge imposée, les zones de déformation plastique localisées sont sollicitées à déformation imposée.

Le facteur d'entaille présente une parenté avec le facteur de concentration de contraintes théorique k_t . Le facteur k_t dépend de la géométrie de la discontinuité et du chargement. Il peut être déterminé par la théorie d'élasticité, par un calcul numérique ou par des méthodes expérimentales tel que

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} = \frac{\text{contrainte maximale}}{\text{contrainte nominale}}$$

Tandis que k_t est indépendant du matériau, on observe que le facteur d'entaille dépend de la résistance à la traction du matériau, de la géométrie de l'entaille et du mode de sollicitation. Pour les matériaux fragiles on a $k_f = k_t$ et pour les matériaux ductiles $k_f < k_t$. Dans certains cas isolés, on a observé $k_f > k_t$ si une sollicitation brutale a provoqué une fissure. On admettra pourtant pour les calculs de dimensionnement toujours $k_f \leq k_t$ [15].

4.1.2. Effet d'échelle en fatigue

L'effet d'échelle doit être pris en considération pour permettre de comparer non seulement l'endurance des pièces de machines et celle des éprouvettes, qui sont généralement de petites dimensions, mais aussi l'endurance des éprouvettes de sections différentes et de même forme.

Selon [5], on peut citer trois causes principales à l'effet d'échelle :

- une cause mécanique ;
- une cause statistique ;
- une cause technologique.

4.1.3. Etat de surface

Il est bien établi que, quel que soit le mode de sollicitation, les microfissures conduisant à la rupture s'amorcent le plus souvent en surface. C'est pourquoi tout traitement mécanique ou physico-chimique de la surface peut influencer de manière importante le comportement à l'amorçage.

Ainsi, en introduisant des contraintes superficielles en compression sans altérer de façon critique la surface, un écrouissage superficiel par grenailage par exemple peut augmenter de façon substantielle la durée de vie. De la même façon, un polissage électrolytique peut avoir un effet bénéfique en éliminant les défauts de surface, ou néfaste en modifiant les contraintes résiduelles de surface et en facilitant l'émergence des bandes de glissement.

Les conditions d'usinage gouvernent également dans une large mesure la durée de vie. Pour caractériser l'influence de l'état de surface sur la tenue de pièces à la fatigue on introduit un facteur k_s appelé facteur d'état de surface. Ce facteur s'exprime par le rapport de la limite d'endurance obtenue sur une pièce possédant un état de surface donné σ_{D_s} à la limite d'endurance de la même pièce parfaitement polie dont l'état sert de référence, σ_D :

$$k_s = \frac{\sigma_{D_s}}{\sigma_D}$$

La littérature fournit des abaques dérivés de données expérimentales permettant de déterminer k_s en fonction de la rugosité de la surface [15].

4.2. Influences des facteurs mécaniques

La résistance à la fatigue d'un matériau est conditionnée par de nombreux facteurs aussi bien mécaniques que métallurgiques. L'un des plus importants concerne les conditions d'application des sollicitations cycliques en service.

- Contrainte moyenne.
- Contraintes appliquées
- Contraintes résiduelles
 - Traitements de surface
 - Traitements thermiques

4.3. Influence de la fréquence

Dans un domaine de fréquence restreint recoupant, par exemple, celui des machines d'essais classiques (5 à 100 Hz), on considère qu'en absence d'échauffement ou de corrosion, la fréquence d'essai n'a aucune influence sur la limite d'endurance des aciers.

Cependant, lorsque la fréquence augmente dans des proportions importantes, on observe en règle générale une amélioration de la limite d'endurance ; ce renforcement du métal aux fréquences élevées est dû à la diminution de la durée d'application de la contrainte maximale.

Dans les phénomènes de fatigue, la variation périodique de la contrainte produit une variation périodique de la déformation qui est, suivant le cas, un allongement, un raccourcissement, une flèche ou un angle de torsion.

La durée d'application des efforts maximaux est en général très brève. Ainsi, dans les essais de flexion rotative, à la vitesse de 3 000 tr/min, la durée nécessaire pour que la

contrainte partant de zéro atteint sa valeur maximale, c'est-à-dire la durée d'un quart de cycle, est de:

$$\frac{60}{3000} \times \frac{1}{4} = \frac{1}{200} \text{ de seconde.}$$

Cette durée est cependant considérable vis-à-vis de celle correspondant à la propagation de l'effort et son influence sur l'amplitude de la contrainte alternée est négligeable. Il n'en est pas de même de la durée nécessaire à la propagation de la déformation.

En règle générale, à l'ambiante, l'augmentation de la fréquence des efforts cycliques augmente la résistance du métal à la fatigue, car, la durée d'application de la contrainte maximale diminue, il en est de même de la déformation résultante par suite des phénomènes d'hystérésis mécanique. Cependant, en élevant par trop cette fréquence, la chaleur dégagée par suite des phénomènes d'hystérésis n'est plus suffisamment éliminée par rayonnement et convection, ce qui peut provoquer un échauffement local important du métal d'où une diminution de résistance à la fatigue due à l'effet de la température.

Cazaud indique dans son ouvrage [8] que bien que la distinction entre les domaines de fréquences soit arbitraire, il distingue néanmoins : les fréquences élevées, supérieures à 15 000 tr/min, les fréquences moyennes comprises entre 500 et 15 000 tr/min les fréquences basses comprises entre 5 et 500 tr/min et les fréquences très basses, inférieures à 5 tr/min.

4.4. Fatigue corrosion

4.4.1. Introduction

Dés 1917, Haigh [14] a fait des essais comparatifs de résistance à la fatigue sur éprouvettes préalablement attaquées ou non par la corrosion, ou corrodées au cours même de l'essai de fatigue, il résulte de ces expériences que la diminution de résistance à la fatigue par corrosion avant l'essai est en général faible, tandis que l'influence de la corrosion exercée durant l'essai de fatigue est considérable.

L'influence de la corrosion peut donc être envisagée de deux point de vue selon que :

- Les efforts de fatigue s'exercent sur les pièces préalablement corrodées ;
- La fatigue et la corrosion agissent simultanément.

C'est ce dernier point qui fera l'objet de notre étude.

4.4.2. Généralités

La fatigue-corrosion peut être définie comme l'action combinée d'un environnement agressif et d'une contrainte cyclique conduisant à une rupture prématurée du métal par fissuration. Dans cette définition, il convient d'insister sur le terme « combiné » puisque de nombreux expérimentateurs ont montré que ni la contrainte cyclique à l'air, ni l'action due à l'environnement ne produisaient séparément le même dommage résultant de l'action conjointe. En d'autres termes, une éprouvette pré-corrodée ne présentera pas forcément une réduction appréciable de durée de vie en fatigue, et une éprouvette fatiguée tout d'abord à l'air ne conduira pas obligatoirement à une vitesse de corrosion du métal accrue.

Les essais de fatigue-corrosion font appel à des termes de fatigue, précisés en [30] et à des termes de corrosion précisés en [23]. Certaines définitions cependant sont typiques des essais de fatigue-corrosion (norme ASTM E 742, [28]).

Fatigue-corrosion : effet combiné de la fatigue et d'un environnement agressif agissant simultanément, qui conduit à une dégradation du comportement en fatigue.

Désaération : processus d'élimination des gaz d'un environnement liquide avant et pendant l'essai de fatigue.

Environnement : ensemble d'éléments chimiques et d'énergie qui entoure l'échantillon d'essai.

Cellule de corrosion : récipient contenant la partie utile de l'éprouvette d'essai.

Composition du milieu corrosif : concentration des produits chimiques dans le milieu liquide au cours d'essais de fatigue- corrosion.

Teneur en hydrogène ou en oxygène : concentration de l'hydrogène gazeux ou de l'oxygène du fluide d'environnement.

Contrôle de l'environnement : mesures périodiques ou continues de la concentration du fluide d'environnement.

Pression ou température d'environnement : pression ou température supportée par la zone utile de l'éprouvette d'essai.

Volume d'environnement : volume total entourant directement l'éprouvette d'essai ainsi que celui qui est contenu dans le réservoir de circulation, s'il existe.

Temps de maintien : durée dans le cycle de sollicitation pendant laquelle la variable d'essai contrôlée (charge, déformation, déplacement) reste constante avec le temps.

4.4.3. Mécanisme de la fatigue corrosion

Le mode d'action du milieu corrosif pendant la fatigue est très complexe et encore insuffisamment connu : il se produit des piqûres de corrosion provoquant des effets d'entaille et on observe des détériorations locales très fortes tandis que l'attaque générale est faible. La plupart des auteurs expliquent ce fait par une aération différentielle des divers points du métal, donnant naissance à des différences de potentiel et à des actions électrochimiques.

SIMNAD ET VANS [17] pensent que les efforts alternés agissent sur la corrosion par les facteurs suivants :

- Rupture des films protecteurs ou enlèvement des produits de la corrosion avec diminution de la polarisation anodique ou de la résistance du chemin électrolytique entre les anodes et cathode localisées ;
- Augmentation de l'apport en oxygène avec diminution de la polarisation cathodique

4.4.4. Existence d'une limite d'endurance

BUCHHOLTZ [6] a observé sur des aciers que, si la contrainte est suffisamment basse, il se produit bien des piqûres de corrosion et des fissures de fatigue mais l'attaque s'arrête par suite de la formation de pellicules protectrices que les efforts alternatifs sont trop faibles pour détruire. Dans ces conditions, il observe une limite d'endurance voisine de la limite obtenue dans l'air.

Lorsque le métal est attaqué par le réactif corrosif sans qu'il y ait formation de pellicule protectrice, la limite d'endurance est théoriquement nulle, car il suffit de prolonger suffisamment la durée de l'essai pour arriver à dissoudre complètement l'éprouvette, même sans l'action des efforts alternés. C'est le cas de certains métaux essayés à la fatigue sous corrosion d'eau salé, par exemple.

Enfin si le réactif corrosif attaque le métal avec formation d'une pellicule protectrice adhérente, il semble bien qu'il puisse y avoir une limite d'endurance sous corrosion, par exemple pour l'acier inox inoxydable, l'acier nitruré dans l'eau douce.

Il en résulte que l'existence d'une limite d'endurance sous corrosion dépendra, pour un métal donné, du milieu corrosif.

Une conséquence de ce comportement général pour tous les matériaux métalliques est le remplacement en fatigue-corrosion du terme « limite d'endurances σ_D » par celui de « résistance à la fatigue-corrosion σ_{FC} à N cycles ».

4.4.5. Influence de la contrainte moyenne

Dans beaucoup d'application pratique, les métaux sont soumis à des cycles d'efforts dont la valeur moyenne de la contrainte n'est pas nulle. Il est donc important de connaître le comportement des métaux sous des sollicitations de ce genre en présence de corrosion, car les propriétés de résistance des pellicules protectrices peuvent être différentes.

GOUGH ET SOPWITH [13] ont déterminé, pour quelques aciers ordinaires et inoxydables et pour le duralumin, la résistance à la fatigue dans l'air et en présence de brouillard salin. On observe que, sous corrosion, la valeur des écarts limites diminue avec le nombre de cycles considérée échelle logarithmique, les courbes de fatigue ne présentent pas d'asymptote horizontale mais seulement des branche rectilignes plus ou moins inclinées.

4.4.6. Dispositif pour les essais de fatigues

Les dispositifs d'essais de fatigue sous corrosion sont très divers mais ils ne donnent pas tous les mêmes résultats. Dans un très grand nombre de machines d'essais de flexion rotative, la corrosion est produite en laissant tomber le liquide goutte à goutte sur l'éprouvette soumise à la fatigue. Ce procédé présente certains inconvénients, car sous l'effet du choc des gouttes, des effets de cavitation peuvent se produire. C'est pourquoi, dans un certain nombre de dispositifs, on fait frotter sur l'éprouvette de fatigue une bande de toile tendue, humectée du liquide corrosif.

On peut également faire l'essai de fatigue en disposant autour de l'éprouvette une petite chambre dans laquelle on fait circuler du liquide corrosif, on peut encore faire une projection du liquide en forme de brouillard [8].

4.4.7. Effet de la fréquence

En fatigue corrosion, la fréquence joue un rôle important, les basses fréquences augmentent généralement l'effet néfaste du phénomène de corrosion. Pour des cycles lents, le phénomène de corrosion peut intervenir pendant un temps plus long, augmentant ainsi le dommage créé par cycle [5].

4.4.8. Effet de l'environnement

Les variables caractérisant l'activité des espèces chimique sont, pour les environnements gazeux, pression et pureté, pour les électrolytes, le Ph, la composition, le potentiel d'électrode et le débit de la solution. La température est aussi un paramètre important pour les deux environnements car beaucoup de mécanismes chimiques sont thermiquement activés [2].

5. Conclusion

Après avoir passé en revue le phénomène de fatigue (certes d'une manière non exhaustive mais quand même assez explicite) et connaissant les possibilités permettant d'obtenir des résultats d'essais par fatigue exploitables, une machine d'essais peut être mise en projet. Quant au phénomène de dispersion, il faut envisager une machine qui peut réaliser au moins des essais sur 10 éprouvettes simultanément. La flexion simple plane peut être envisagée car donnant une machine assez simple et compacte. Les essais peuvent être réalisés à l'air libre ou sous corrosion.

CHAPITRE 2 :
LA METHODOLOGIE DE CONCEPTION

1. Introduction

Confronté au problème de conception, l'ingénieur doit choisir entre diverses possibilités et solutions. Ce choix doit être effectué sur une base technique qui prend en compte les caractéristiques du mouvement, l'intensité de la charge, les conditions d'ambiance et de nombreux autres aspects quelquefois moins contraignants mais pouvant en d'autres occasions se révéler décisifs.

Par ailleurs, ce choix ne doit pas omettre l'aspect économique et donc correspondre à la solution globalement la moins coûteuse et qui répond le mieux au cahier des charges, dont les critères peuvent parfois être contradictoires. Il s'agit donc de trouver le bon compromis.

2. Cahier des charges fonctionnel

Un des facteurs déterminants dans une démarche rationnelle de conception de produits est l'établissement d'un cahier des charges fonctionnel.

2.1. Présentation de l'étude

2.1.1. Le produit et son marché

L'ingénieur jongle en permanence entre le produit qu'il conçoit, les modèles théoriques qui l'aident à dimensionner et les bancs d'essais permettant de valider certains résultats. Les travaux pratiques en sciences de l'ingénieur permettent de comprendre les enjeux et les pièges de ce dialogue entre modèle et réel.

L'enseignement dans les filières de l'ingénierie et tout particulièrement le génie mécanique et le génie métallurgie doit privilégier l'acquisition de solides connaissances de base. Ces connaissances sont acquises et structurées non seulement pendant les cours théoriques mais également au travers des activités de travaux pratiques. Il est donc indispensable que chaque école, université possède le matériel adéquat.

En nous intéressant à la résistance des matériaux et plus particulièrement aux essais destructifs, on note par exemple qu'au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique l'absence d'une machine d'essai de fatigue-corrosion en flexion plane.

On se propose alors d'établir le cahier des charges fonctionnel afin d'étudier, analyser et décortiquer le produit envisagé dans le but de le rendre aussi compétitif que possible et lui donner le maximum de caractéristiques, pour qu'il réponde aux besoins des différentes institutions, et plus particulièrement l'Ecole Nationale Polytechnique.

2.1.2. Contexte du projet

L'étude suivante s'inscrit donc dans la perspective d'une réalisation en petite série d'une machine low-cost d'essai de fatigue sous corrosion en flexion plane sur multi-éprouvettes à grand nombre de cycles.

Afin d'étudier la faisabilité du projet, on a recours à l'analyse fonctionnelle dans le but de mieux cerner et de définir le problème ; puis de passer à la conception assistée par ordinateur afin de visualiser les solutions adoptées. La machine, ses équipements et accessoires doivent être conformes au présent cahier des charges fonctionnel.

2.2. Expression du besoin

1.1.1. Milieu environnant

Le milieu environnant d'un produit est l'ensemble des composantes physiques, humaines économiques en relation avec le produit pendant son cycle de vie.

Les éléments du milieu environnant peuvent être classés dans quatre grandes familles :

- l'environnement humain : Élèves ingénieurs, chercheur, chef d'atelier, professeur, technicien.
- l'environnement matériel : Laboratoire
- l'environnement énergétique : énergie électrique.

1.1.2. Situation de vie du produit

Parmi toutes les situations du cycle de vie du produit, il ne sera considéré que la situation de fonctionnement opérationnel. Toutefois, certains aspects de la maintenance seront incorporés à cette situation.

1.1.3. Description des fonctions

- Fonctions principales

FS1 : Appliquer un effort cyclique sur chaque éprouvette.

FS2 : Fixer les éprouvettes sur la machine.

FS3 : Régler la flèche maximale imposée à une valeur définie.

FS4 : Informer l'opérateur du nombre de cycles ayant entraîné la rupture de l'éprouvette.

- Fonctions complémentaires

FC1 : Arrêter la machine dès la rupture de l'éprouvette.

FC2 : Effectuer un test corrosif.

FC4 : Alimenter par un moteur électrique.

FC5 : Effectuer le test sur différents matériaux.

- Contraintes

C1 : Coût réduit d'usinage.

C2 : Conçue au sein de l'atelier. Pas d'usinage spécial.

C3 : Ne pas engendrer de danger pour les personnes travaillant dans le laboratoire.

C4 : Mise en service simple et rapide de la machine.

C5 : Entretien facile de la machine (interchangeabilité).

C6 : Encombrement minimum.

C7 : Respect des normes.

C8 : Ne pas engendré de perturbation dans le laboratoire.

- Caractérisation des fonctions

Fonctions	Critères
FS1	<ul style="list-style-type: none"> • Loi de variation de la flèche. • Pas de calage de la machine. • Nombre d'éprouvettes = 12.
FS2	<ul style="list-style-type: none"> • Forme et dimensions des éprouvettes. • Efforts à exercer par l'opérateur. • Accessibilité à l'éprouvette. • Accessibilité au dispositif de fixation. • Montage hors bâti. • Mise en position des éprouvettes.
FS3	<ul style="list-style-type: none"> • Valeur maximale de flèche à imposer. • Valeur minimale de flèche à imposer. • Effort maximal exercé. • Répétabilité du réglage de la flèche. • Maintient de la position d'équilibre. • Durée d'un réglage.
FS4	<ul style="list-style-type: none"> • Sensibilité de l'affichage. • Précision de la mesure.
FC1	<ul style="list-style-type: none"> • Durée entre rupture et arrêt.
FC2	<ul style="list-style-type: none"> • Réduction du nombre de pièces en contact avec le liquide corrosif. • Renouvellement du liquide corrosif.
FC4	<ul style="list-style-type: none"> • Tension de courant électrique. • Puissance disponible.
FC5	<ul style="list-style-type: none"> • Dispositif de fixation adaptable. • Machine flexible. • Hauteur réglable.
C1	<ul style="list-style-type: none"> • Rapport qualité-prix.
C2	<ul style="list-style-type: none"> • Procédés d'obtention des pièces.

C3	<ul style="list-style-type: none">• Formes de la machine.• Normes de sécurité en vigueur.
C4	<ul style="list-style-type: none">• Forme adaptée.• Durée d'un chargement d'éprouvettes.
C5	<ul style="list-style-type: none">• Durée de remplacement.• Outillage nécessaire.• Efforts à exercer par l'opérateur.
C6	<ul style="list-style-type: none">• Largeur.• Hauteur.• Masse.
C7	<ul style="list-style-type: none">• Iso.• Astm.
C8	<ul style="list-style-type: none">• Rigidité de la liaison au support.• Filtrage vibratoire.

Tableau 2.1 : Description et caractérisation des fonctions.

3. Génération de solution

L'objectif de ce document est de présélectionner la plus économique de toutes les solutions techniquement possibles. Des calculs ultérieurs seront nécessaires pour valider ce choix, mais compte tenu de cette présélection ils se limiteront à un nombre restreint de solutions.

3.1. Transmission de puissance

Il existe différentes solutions pour transmettre une puissance. Chaque système mécanique intermédiaire participant à cette transmission reçoit le mouvement et le restitue, au rendement près, avec ou sans changement des ses caractéristiques. Il en résulte un certain nombre de solutions constructives.

- Critères de sélection
 - Rapport de transmission ;
 - couple transmis ;
 - vitesse de rotation ;
 - lubrification ;
 - encombrement ;
 - vibration et niveau sonore ;
 - montage et entretien ;
 - prix de revient ;
 - défauts de positionnement ;
 - durée de vie ;
 - disponibilité.

Les Mécanismes de transmission de mouvement sont divers. Il faudra sélectionner la solution la plus adaptée à notre étude en se basant sur les critères ci-dessus. On retrouve dans les ouvrages spécialisés, par exemple, [4], [9], [10] et [11], toute la documentation nécessaire pour identifier ces mécanismes, avec une liste exhaustive des avantages et inconvénients qu'ils présentent. Dans ce qui suit, on se contentera de répertorier les mécanismes les plus adéquats.

3.1.1. Transmission par engrenage

Les transmissions par engrenages entre deux arbres sont les transmissions les plus utilisées. Elles présentent de très nombreux avantages : nombreuses possibilités d'utilisation, excellente fiabilité et longévité, très bons rapports puissance/encombrement. Cependant le coût de fabrication reste élevé, et de plus il faut prévoir un système de graissage performant.

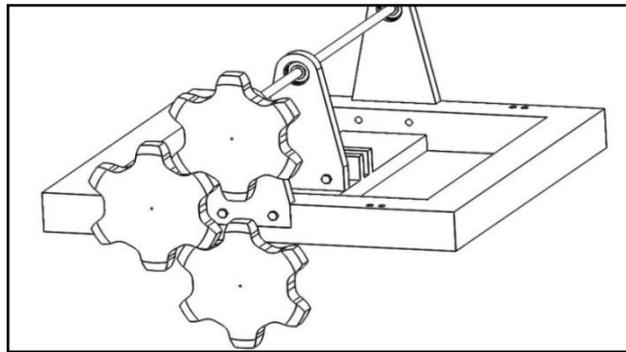


Figure 2.1: transmissions par engrenages

3.1.2. Transmission par liens flexibles

Ces transmissions sont assez faciles à concevoir et souples d'emplois ; elles donnent une grande liberté pour positionner les organes moteur et récepteur. Economiques, elles remplacent de plus en plus souvent les engrenages et diverses transmissions rigides. Néanmoins la durée de vie de ces éléments étant limitée, il est nécessaire de prévoir un plan d'entretien périodique pour surveiller l'usure, le vieillissement, la perte d'élasticité et prévoir les remplacements aux premiers signes de dégradation.

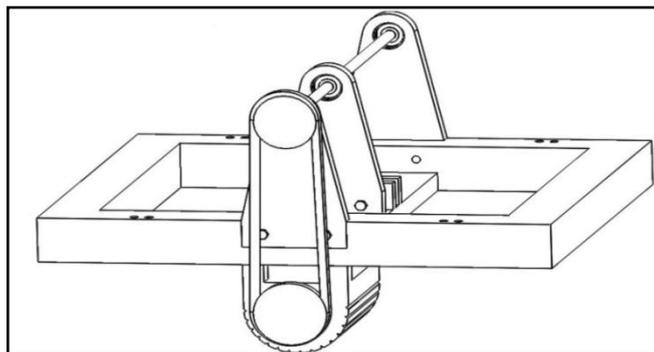


Figure 2.2: transmissions par courroie

3.1.3. Chaîne et roue dentée

Ce système présente un rapport de transmission constant (pas de glissement), une longue durée de vie. Même si l'entretien est plus simple que celui des engrenages et que le prix de revient est moins élevé mais le niveau sonore est important et une lubrification constante est nécessaire.

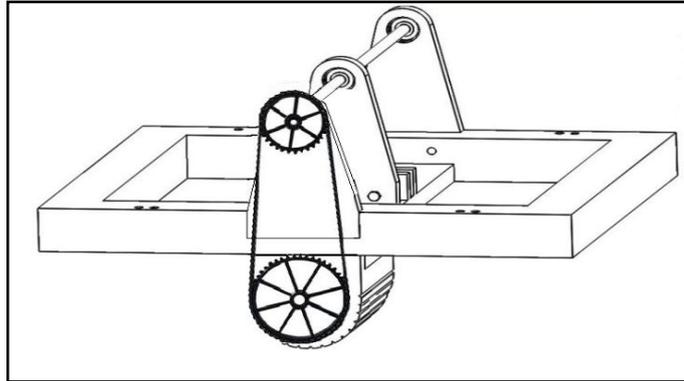


Figure 2.3: transmissions par chaîne et roue dentée

3.1.4. Accouplement élastique

L'accouplement est un organe qui permet la jonction du moteur au récepteur, les deux machines ayant des arbres quasiment alignés.

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

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

Afin de minimiser ces actions dans les arbres et dans les liaisons (pour améliorer la durée de vie du montage), il est nécessaire que l'accouplement transmette le moment de torsion, en limitant les autres actions mécaniques. Il convient donc que de petits mouvements soient rendus possibles dans l'accouplement, on se focalisera sur l'accouplement élastique. Ce dernier permet de résoudre certains problèmes de liaison de deux arbres, tels que :

- Absorber et amortir les irrégularités de couple ;
- accepter les désalignements et décalages entre les arbres ;
- autoriser certaines déformations des châssis ;
- supprimer les contraintes parasites éventuelles d'un accouplement rigide dans les mêmes conditions ;
- permettre de construire plus léger, avec des tolérances plus larges, donc plus économique.

C'est ce dernier critère qui fait que la solution retenue est l'accouplement élastique. Notons toutefois que si les machines accouplées sont installées sur supports élastiques l'accouplement élastique s'impose absolument. L'accouplement élastique, au surplus, est sans jeu, donc silencieux, sans frottement, sans graissage. Pour choisir le type d'accouplement élastique on se réfère aux catalogues de constructeur tel que [35].

Le choix est fonction des types de défaut qu'on peut avoir, du couple à transmettre et de la vitesse de rotation. La figure 2.4 schématise la solution retenue de l'accouplement élastique :

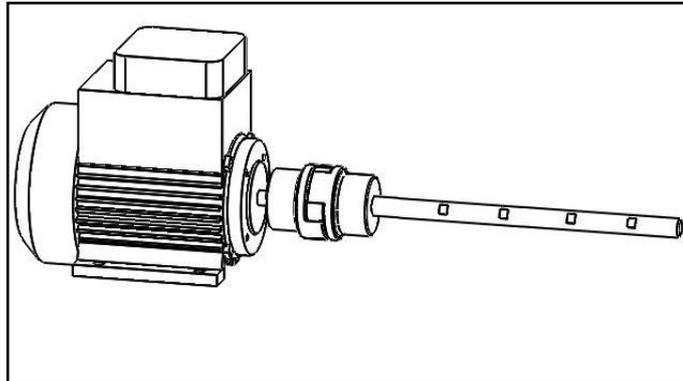


Figure 2.4: accouplement élastique.

3.2. Transformation du mouvement

La transformation du mouvement est une fonction mécanique complexe qui consiste à transmettre un mouvement d'une pièce à une autre, tout en modifiant sa nature. Le type de mouvement change, soit d'un mouvement de rotation à un mouvement de translation ou inversement.

Il s'agit de transformer le mouvement de rotation communiqué à l'arbre en un mouvement de translation alternatif. Différentes solutions technologiques répondent à ce besoin.

3.2.1. Système de came et tige-poussoir

Bien qu'il présente de nombreuses caractéristiques qui font de lui une solution de choix, il reste inadapté à notre étude du fait de l'usure, de la lubrification, de la difficulté d'usinage et de réalisation et du phénomène de vibration qu'engendrent les grandes vitesses.

3.2.2. Système à pignon et crémaillère

Du fait de la précision de l'ajustement, de l'usure et surtout de la difficulté d'usinage cette solution est refusée.

3.2.3. Système bielle manivelle

Il y a certes beaucoup de frottement dû aux nombreuses articulations de ce système mais il répond à notre besoin, en termes de :

- Flexibilité ;
- facilité d'usinage ;
- simplicité du montage/démontage.

Comme son nom l'indique, il est constitué d'une bielle, d'une manivelle et d'un oscillateur. La manivelle peut prendre différentes formes :

- **Vilebrequin**

La figure 2.5 schématise la solution proposée :

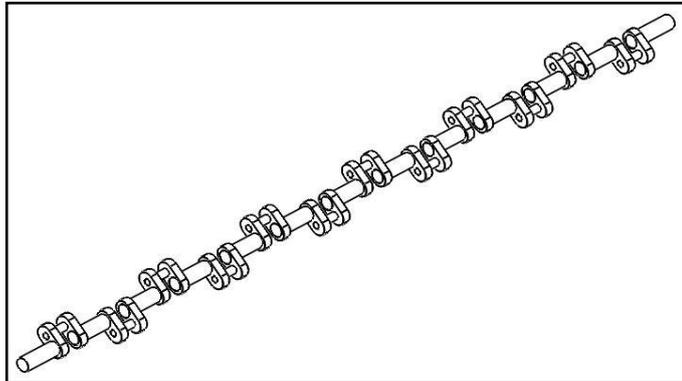


Figure 2.5: Vilebrequin composé

- **Critique :**
 - Nombre très important de pièce ;
 - défaut d'usinage ;
 - système complexe ;
 - manque de rigidité.

- **Excentrique**

L'idée de base est de lier l'arbre en rotation avec un excentrique, plusieurs solutions sont proposées :

- **Première solution**

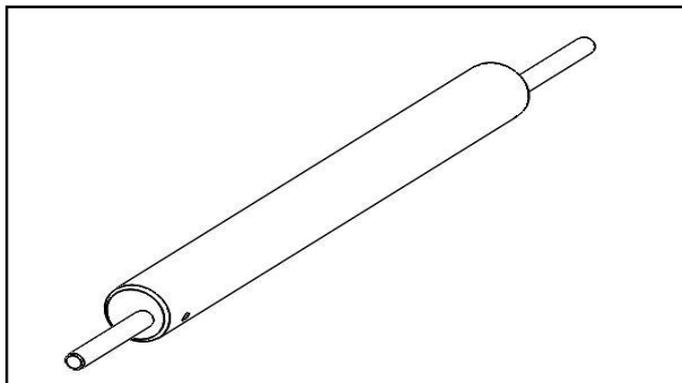


Figure 2.6: Vue de la première solution

- Critique
 - Défauts d'usinage ;
 - difficulté de montage et de positionnement des bielles ;
 - effet balourd.
- Deuxième solution (12 manetons)

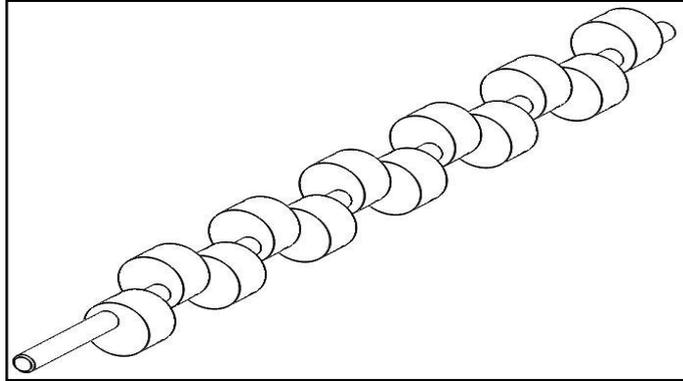


Figure 2.7: Vue de la deuxième solution

- Critique
 - Défauts d'usinage ;
 - nombre de pièces important ;
 - cout élevé.
- Solution retenue (6 manetons)

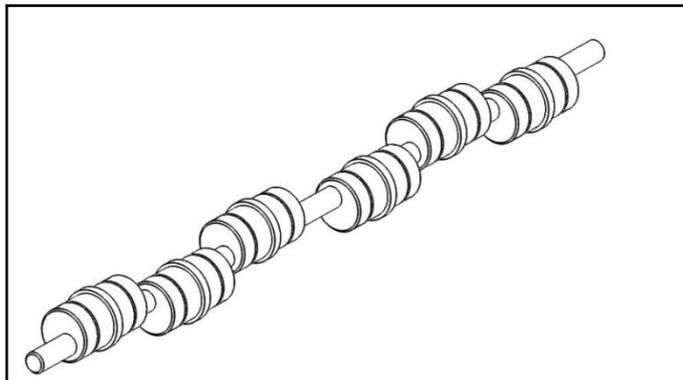


Figure 2.8: Vue de la solution retenue

▪ Système de liaison arbre/ excentrique

Ces systèmes permettent de lier en rotation un arbre avec un logement (excentrique dans le cas échéant) et, par là, de transmettre des efforts. La liaison encastrement d'une pièce cylindrique sur un arbre peut se décomposer selon plusieurs critères :

- Critères géométriques :

Selon la forme de la pièce cylindrique qu'elle soit épaisse ou mince.

- Critères technico-économiques :

- Coût ;
- quantité à produire ;
- procédés employés.

- Critères techniques :

- Démontabilité ou non ;
- transmission d'un couple (ou d'un l'effort) important ou non.

Le maintien en position peut être obtenu par adhérence ou par obstacle. Les éléments standards ajoutés doivent être suffisamment importants en dimension, au niveau de la zone de contact afin de stopper la rotation ou bien pour transmettre un couple. D'ailleurs, toutes les pièces susceptibles de casser sont vérifiées par des calculs mécaniques. Bien souvent, le critère de choix est fonction du couple à encaisser.

La documentation technique propose différentes solutions, on note par exemple [4] et [11]. La solution retenue doit convenir aux assemblages simples, ne nécessitant pas beaucoup d'usinage aussi ces critères doivent être remplis :

- Démontable ;
- économique ;
- sous couple modéré ;
- arbre de faible diamètre ;
- production moyenne série ;
- cout relativement faible.

Par conséquent, certaines solutions sont à éliminer, citons par exemple :

- *Emmanchements forcées :*

Le démontage est impossible.

- *Par éléments d'assemblage biconiques :*

Ils conviennent aux grands diamètres (de 500 à 1000 mm).

- *Liaison par goupille :*

Concentration de contrainte entraînant l'affaiblissement de l'arbre.

- *Liaison par clavette :*

Deux rainures sont réalisées, une dans l'arbre et une autre dans le logement. De plus, elle engendre des concentrations de contraintes ce qui pourrait conduire à un surdimensionnement.

- *Liaison par cône :*

Positionnement difficile, très faible tolérance, usinage couteux.

- *Intéressons nous à la liaison par méplat-vis de pression*

L'assemblage par vis de pression est très simple d'utilisation et peu couteux. Il ne nécessite que l'usinage d'un trou taraudé sur le moyeu, et l'usinage d'un méplat sur l'arbre dans le cas d'une vis à bout plat, d'un cône dans les cas d'une vis à bout pointue. Cependant le couple transmis par ce type d'assemblage est limité et le freinage de la vis est à prévoir (soit par frein de filet (Loctite) ou un contre écrou).

- **Application de la charge :**

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

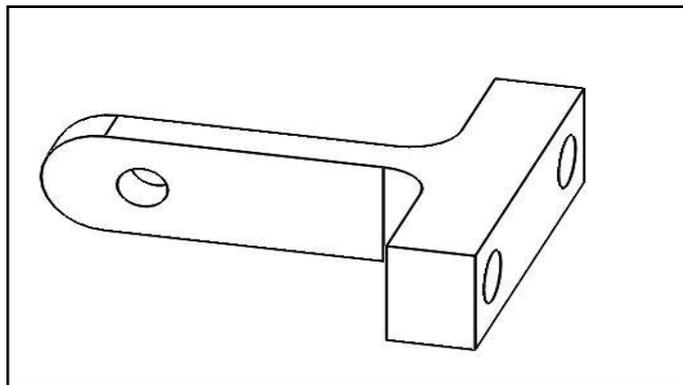


Figure 2.9: Vue éclatée de la première solution.

La liaison pivot, entre le raccord et la bielle est assurée par un axe d'articulation.

3.3. Disposition des éprouvettes

On s'inspire de l'architecture des moteurs à combustion interne pour positionner nos éprouvettes. On en retiendra trois dispositions qui sont :

- En ligne ;
- disposition en V ;
- disposition opposée horizontalement (à plat).

3.3.1. Disposition en ligne

Cette disposition est une architecture où les éprouvettes sont placées les unes à côté des autres. La construction se trouve être facilitée cependant du fait de l'alignement des éprouvettes, l'encombrement sera important surtout en termes de longueur. Ce qui nécessitera plus de paliers. De plus cette disposition engendrera d'importantes vibrations.

3.3.2. Disposition en V

Cette disposition est une architecture où les éprouvettes sont placées les unes à côté des autres longitudinalement mais décalées d'un certain angle (15 à 120°) latéralement par paire, ce qui permet de les placer plus près les unes des autres. Cette solution est plus compacte, l'arbre est plus court donc plus léger et plus rigide. Le phénomène de vibration est atténué. Cependant la construction est plus complexe et plus coûteuse. De plus du fait de l'inclinaison des éprouvettes, il est difficile d'installer la cellule de corrosion.

3.3.3. Disposition opposée horizontalement (à plat)

Une disposition à plat est une architecture où les éprouvettes se déplacent dans un même plan horizontal. On a les mêmes avantages que pour une disposition en V en termes de rigidité et d'encombrement avec un centre de gravité plus bas ce qui rend le système plus stable. De plus le fait d'avoir les éprouvettes sur deux lignes permet d'effectuer deux types de tests simultanément.

Ce système possède quelques inconvénients :

- Le fait qu'il y ait deux fixations pose un problème de réglage ;
- Le poids de la bielle exerce un effort de compression sur l'éprouvette.

La solution retenue doit tenir compte des contraintes exigées par l'industriel, mais aussi des contraintes de fabrication.

Pour plus de flexibilité et de stabilité on opte pour la dernière solution.

Pour un souci de conception, il convient de présenter les inconvénients de cette solution plus en détails.

- Problème de réglage :

Il suffit de disposer des bons outils de mesure tels que (pied à coulisse, cale étalon etc.)

- Le poids de la bielle exerce une contrainte de compression sur l'éprouvette :

Pour palier à ce problème on pourrait ajouter un contrepoids à la bielle afin de déplacer le centre de masse de cette dernière. En procédant de la sorte la bielle sera en équilibre lors de la rupture. Toutefois, le dénivellement de la bielle est primordiale (voir chapitre 3). Cette solution ne peut être adoptée.

Dans la partie dimensionnement on procédera au calcul de la contrainte de compression afin de déterminer son effet.

3.4. Fixation et positionnement des éprouvettes

L'éprouvette est montée en porte-à-faux, fixée au bâti de la machine par encastrement de l'une de ses extrémités. Afin de faciliter le montage/démontage tout en ayant une durée de chargement d'éprouvettes réduite et en garantissant une accessibilité au dispositif de fixation, on propose la solution suivante :

On choisit de fixer les éprouvettes hors bâti sur un profilé en L avec une liaison encastrement démontable par éléments filetés. Ce dernier est fixé sur le bâti avec la même liaison.

On améliore la répartition de la pression de contact en plaçant une baguette entre les éprouvettes et la surface d'appui de la tête des vis. Concernant le positionnement des éprouvettes, il faudrait que ce dernier soit fiable et facile à réaliser.

- Première solution

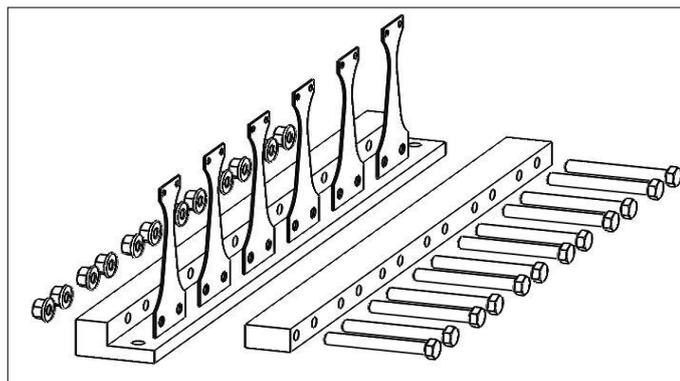


Figure 2.10: Vue éclatée de la première solution.

- Critique

Sachant que le nombre d'éprouvettes est de 12 partagé en deux, le nombre de vis-écrou à serrer/desserrer est de 24.

Le temps que prendra cette opération est important, de plus il faudrait effectuer deux perçages sur chaque éprouvette.

- Deuxième solution

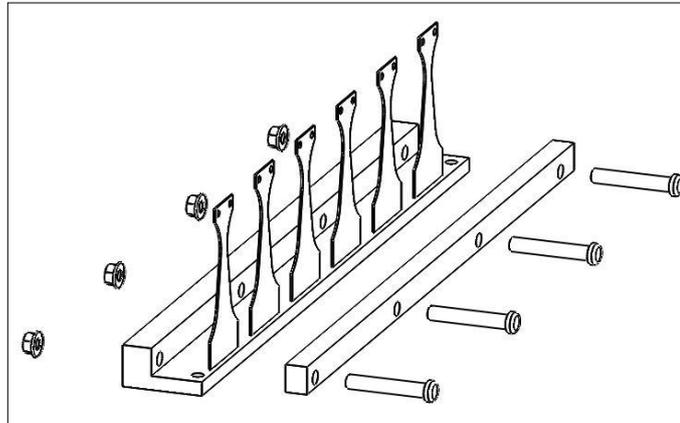


Figure 2.11: Vue éclatée de la deuxième solution

- Critique de la deuxième solution

On a certes réduit le nombre de vis écrou, le montage/démontage se trouve être facilité, mais ceci est au dépend du positionnement des éprouvettes, n'ayant plus la pénétration cylindrique, le positionnement devient vite une opération fastidieuse.

La solution appropriée est un compromis entre une facilité de montage/démontage et de positionnement tout en réduisant le nombre de vis, mais en gardant la pénétration cylindrique ; on satisferait ainsi les contraintes imposées.

Dans une perspective de faciliter le montage/démontage on se propose de réaliser une liaison glissière entre la baguette et le profilé en L par un guidage à section prismatique.

On a donc recours à une queue d'aronde sans dispositif de rattrapage de jeu, puisque les vitesses sont très faibles.

- Solution retenue

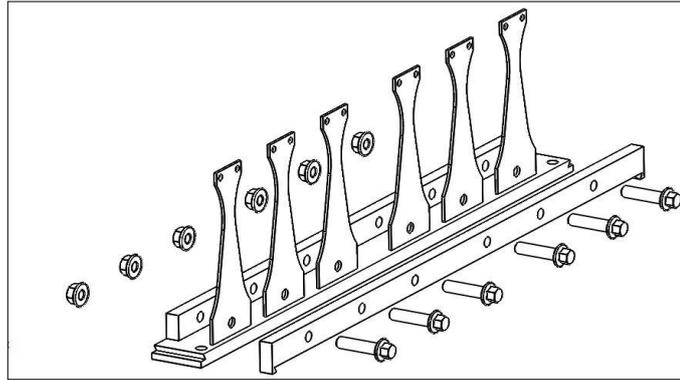


Figure 2.12: Vue éclater de la solution retenue

3.5. Cellule de corrosion

Afin d'effectuer l'essai de fatigue corrosion, il est essentiel que l'éprouvette soit immergée dans le liquide corrosif.

Pour que les pièces de la machine aient une durée de vie acceptable, il faudrait qu'un minimum d'organes de la machine soit en contact avec le liquide corrosif.

Pour ce, on a prévu une cellule de corrosion qui reposera sur le profilé et la baguette de fixation et puisque la flèche à cet endroit est quasi nul il suffit de jointer pour assurer l'étanchéité.

- Première solution

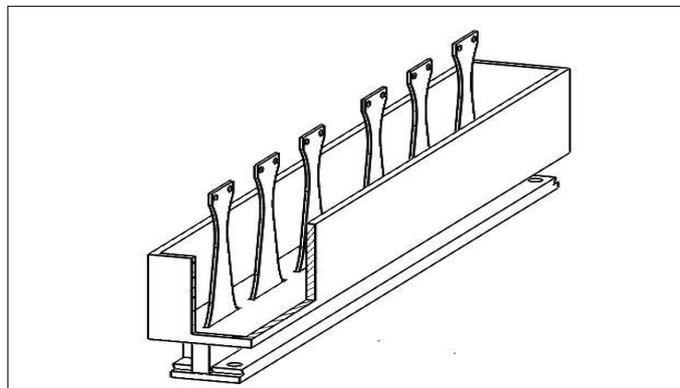


Figure2.13 : Représente une première solution

- Avantages

- Aucun organe de la machine n'est en contact avec le liquide corrosif ;

- réduction de l'usure ;
- amélioration de la durée de vie de la machine ;
- le positionnement des éprouvettes est indépendant des dimensions de la cellule de corrosion.

- Critique de la première solution

- Étanchéité difficile à réaliser ;
- temps de nettoyage important ;
- difficulté d'usinage du plexiglas ;
- un seul type d'éprouvette peut être testé.

- Deuxième solution

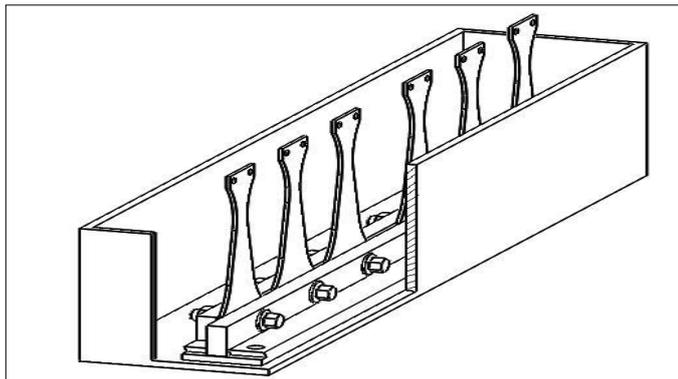


Figure2.14 : Représente une deuxième solution

- Avantages

- Assurer une bonne étanchéité, par un joint torique ;
- éprouvettes de différentes dimensions ;
- facilité d'usinage.

- Critique de la deuxième solution

- Les dimensions de la cellule de corrosion interviennent dans le positionnement relatif des éprouvettes.
- le système de fixation est immergé ce qui impose le choix d'un matériau inoxydable.
- Le cout est relativement élevé.

- Solution retenue

On retient la deuxième solution parce que l'aspect économique ne doit pas empiéter sur l'aspect technique.

3.6. Epreuve

Selon [31] le choix de l'éprouvette dépend de l'essai et de la machine dont on dispose. On veut effectuer un test de fatigue corrosion en flexion plane alternée, l'éprouvette est donc parallélépipédique.

Dans ces conditions, on utilisera de préférence des éprouvettes présentant une section d'égale résistance, tandis qu'il serait préférable d'employer des éprouvettes à sections toroïdales pour étudier l'influence de facteurs expérimentaux comme la fréquence ou la température.

En choisissant une éprouvette d'égale résistance (dog bone shaped), la position de la cassure dépendra des hétérogénéités présentes, aucune section particulière n'est favorisée pour la rupture, puisque la contrainte maximale est constante dans toute la surface utile. Alors que dans le cas contraire (utilisation d'autres types d'éprouvettes) la position de la cassure est imposée par la section minimale.

Plusieurs articles justifient ce choix, nous citerons à titre d'exemple : WEIMIN, Z. et al. 2011 [19] sur des essais de fatigues corrosion X80 et GHELICHI, R. et al. [12], où il précise que la norme ASTM-B593 recommande ce type d'éprouvette.

3.7. Guidage en rotation

Pour établir un guidage en rotation entre deux pièces d'un mécanisme, une solution constructive doit assurer les fonctions suivantes :

- Positionner les deux pièces entre elles ;
- permettre un mouvement relatif de rotation autour d'un axe ;
- transmettre les efforts ;
- résister au milieu environnant.

3.7.1. Liaison arbre-bâti

La longueur approximative de l'arbre est de 500mm, il est principalement soumis à la flexion et la torsion.

L'arbre est en rotation par rapport au bâti qui lui est fixe. On procédera éventuellement à un calcul de RDM pour définir le nombre de paliers nécessaire. Pour un prédimensionnement, on admet que l'arbre repose sur trois paliers.

Plusieurs solutions constructives sont proposées dans les livres de construction. En remplaçant le frottement par glissement par des roulements, on diminue la puissance absorbée. Le rendement du guidage en rotation est donc meilleur.

Selon [4] deux paramètres conditionnent essentiellement le type de roulement à préconiser pour assurer la liaison pivot d'un palier.

- La direction de la charge appliquée (radiale, axiale, combinée) ;
- L'importance du fléchissement de l'arbre qui peut résulter :
 - De l'importance de l'effort appliqué à l'arbre ;
 - de l'importance de l'entraxe entre les paliers ;
 - des défauts d'alignement des paliers.

Le roulement que nous allons choisir est un roulement à deux rangées de billes, à contact oblique. Nous avons opté pour ce type de roulement parce qu'il tolère un fléchissement de l'arbre ainsi que des défauts d'alignement.

Concernant le logement des roulements qui supportera l'arbre, on a différentes solutions :

- Première solution

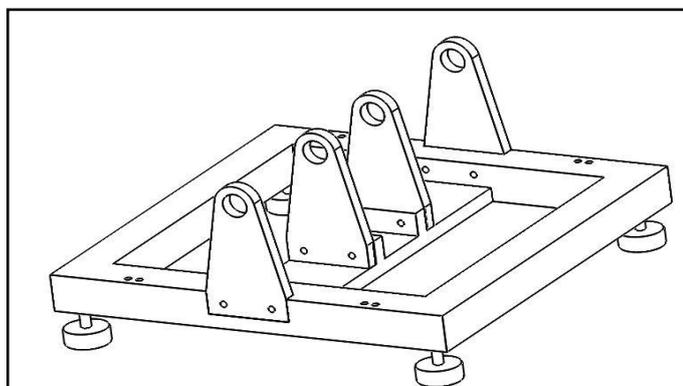


Figure 2.15 : Représente une première solution

- Critique de la première solution
 - Difficulté d'usinage (alignement, et coaxialité)
 - assemblage difficile ;
 - manque de rigidité ;
- Deuxième solution
 - Utilisation de paliers à semelle

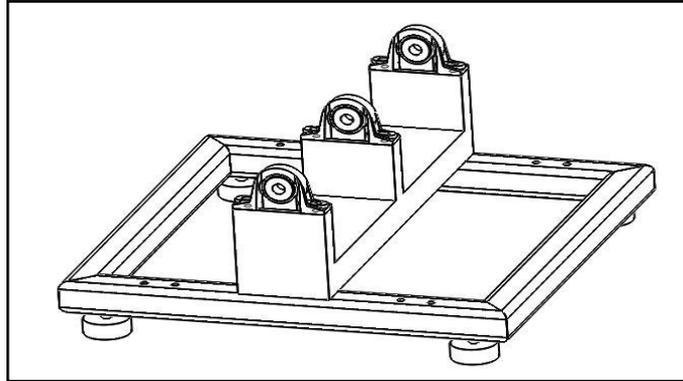


Figure 2.16 : Représente une deuxième solution

- Avantages
 - Facilité de montage ;
 - usinage facile ;
 - hauteur réglable (possibilité d'avoir différents éprouvettes) ;
 - coût relativement faible ;
 - le montage des paliers à sabot est plus aisé que celui de roulement dans leur logement.
 - guidage en rotation.
- Critique de la deuxième solution
 - Positionnement délicat ;
 - utilisation d'instruments de mesure (pied à coulisse, cale étalon, jauge de profondeur, etc.).

3.7.2. Liaison bielle maneton

Afin de réduire les frottements entre la bielle et le maneton, un guidage en rotation est nécessaire. On a donc recours à des roulements. La force axiale étant nulle et la force radiale de faible amplitude, on choisit un roulement à contact radial. On procédera à un calcul de vérification dans le chapitre suivant. Les fixations latérales y seront discutées.

3.8. Système d'arrêt

La rupture d'une éprouvette lors d'un essai de fatigue est brusque et brutale, on ne peut donc pas la prévoir. De plus l'aspect probabiliste de cet essai accentue ce fait.

- Mise en situation

Lors de la rupture, l'éprouvette se divise en deux parties. L'une reste encastrée tandis que l'autre oscillera librement dans la cellule de corrosion ; ce qui n'est pas sans danger ni pour la machine ni pour le manipulateur (endommagement de la cellule de corrosion, projection de liquide corrosif). De plus la bielle, par l'effet de son poids, risque de culbuter la cellule de corrosion. Outre cela il est nécessaire de prélever le nombre de cycle entraînant la rupture.

Il en résulte que pour le bon fonctionnement du système, les contraintes suivantes doivent être satisfaites :

- Arrêter le moteur ;
- protéger le bac en amortissant le choc ;
- guider en translation la bielle ;
- démonter l'éprouvette ;

- Solution

- Arrêt du moteur

En se basant sur le fait que s'il y a rupture la bielle va être dénivelée. Grâce à un capteur positionné judicieusement, il convertira cette information en un signal qui coupera l'alimentation. Pour répondre à cette application, il existe un large choix de technologies et de modèles. En consultant le guide d'achat sur les détecteurs TOR sans contact (paru dans le numéro 752) [21], on trouve les différentes solutions qui répondent à notre problème.

Le choix d'un détecteur tout-ou-rien repose avant tout sur les contraintes de l'application. Les principaux critères à prendre en compte sont le type de pièces, l'environnement et la distance de détection.

On distingue deux grandes familles de détecteurs : les interrupteurs de position, basés sur un contact mécanique entre le détecteur et la pièce, et les détecteurs sans contact. Ce sont ces derniers qui feront l'objet de cette étude. On distingue notamment les détecteurs inductifs, magnétiques, capacitifs, optiques et à ultrasons.

- Critères de choix

- Le type d'application ;

- détection de présence/passage de pièces ;
- distance objet/émetteur : 500mm ;
- la nature de l'objet à détecter ;
- type de matériau : solide, pièce métallique, réfléchissante ;
- dimensions, état de surface, couleur, inclinaison ;
- l'environnement ;
- humidité, température 25°, poussières, vapeurs, projections diverses ;
- encombrement ;
- cout relativement faible ;
- robustesse.

En se basant sur ces critères, le détecteur optique est le plus approprié. Cependant il existe différentes configuration

- Première solution (Barrière simple (émetteur/récepteur))

L'émetteur et le récepteur sont dans deux boîtiers différents montés en vis-à-vis. L'objet est détecté dès qu'il vient couper le faisceau optique.

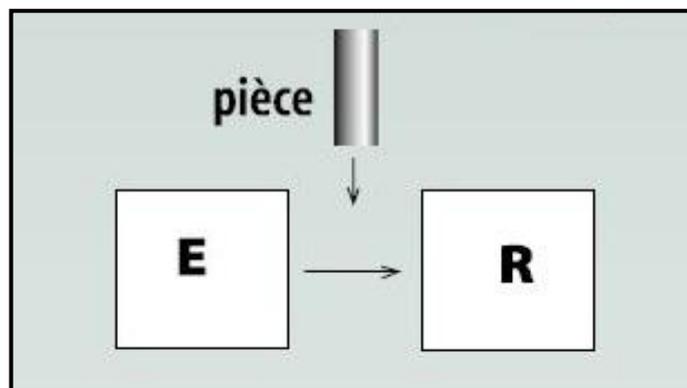


Figure 2.17 : Représente une première solution

- Principaux avantages
 - Portée élevée (plusieurs dizaines de mètres) ;
 - Bonne répétabilité ;
 - utilisation dans des conditions difficiles (pluie, brouillard, fumée, poussières) ;
- Principales limitations
 - Nécessite de monter deux boîtiers et de les aligner ;
 - risques de réflexions parasites.
- Deuxième solution (Barrière reflex).

L'émetteur et le récepteur sont dans le même boîtier. La lumière émise est renvoyée par un réflecteur. L'objet est détecté lorsqu'il coupe le faisceau optique.

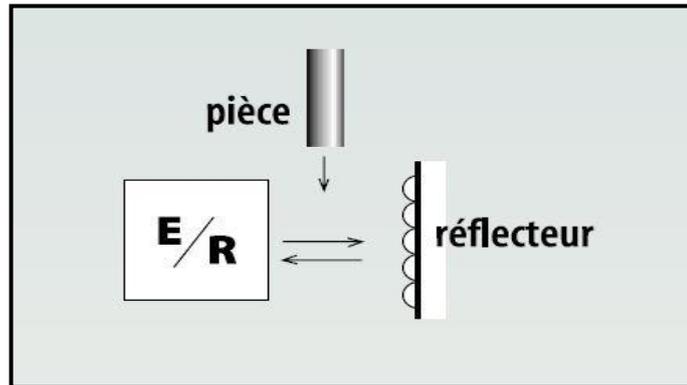


Figure 2.18: Représente une deuxième solution

- Principaux avantages
 - Facilité de montage (émetteur et récepteur dans le même boîtier) ;
 - atténuation plus facile à mesurer que dans le cas de la barrière simple.

- Principales limitations
 - Nécessite d'utiliser un réflecteur ;
 - Ne convient pas pour la détection d'objets réfléchissants ;
 - Portée moins importante qu'en émetteur/récepteur.

- Troisième solution (Détecteur direct).

L'émetteur et le récepteur sont dans le même boîtier. La lumière émise est réfléchiée par l'objet, qui est ainsi détecté.

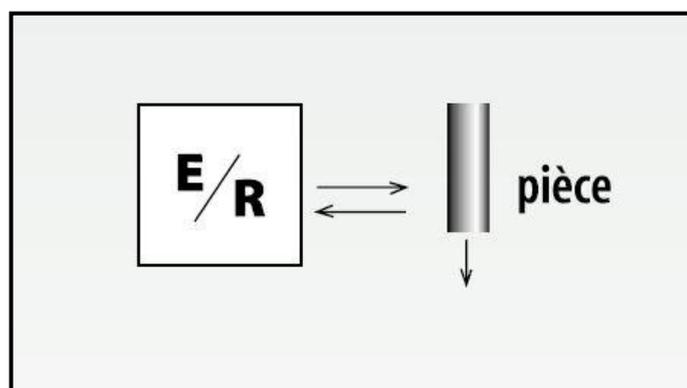


Figure 2.19 : Représente une première solution

- Principaux avantages
 - Montage simple et économique (un seul boîtier) ;

- ne nécessite pas de réflecteur.
- Principales limitations
 - La distance de détection dépend de la couleur et du pouvoir réfléchissant de l'objet ;
 - portées plus faibles que celles des détecteurs à barrières ;
 - détection difficile lorsque l'objet a un état de surface lisse et brillant.

On retiendra la deuxième solution, pour un souci de disponibilité et de montage.

- Protection de la cellule de corrosion

On a recours à une barre qu'on place au dessus de la cellule de corrosion, afin d'amortir le choc, la bielle reposera éventuellement sur cette dernière.

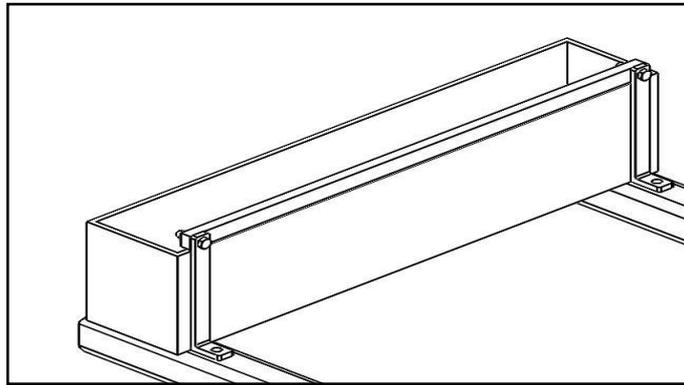


Figure 2.20 : Représente la barre de protection

- Démontez l'éprouvette

Après arrêt du moteur. Il suffit de démonter la partie non encastré. Cependant la bielle coupera le signal, pour une répétabilité du processus il est primordial de dégager la bielle du champ de vision du signal. Il suffit de dégoupiller la barre, libérer la bielle et prévoir un petit système pour la guider.

3.9. Système d'entraînement

L'entraînement en rotation d'éléments de machines est fréquemment réalisé par des moteurs électriques. La fonction d'un moteur électrique est de convertir une puissance électrique fournie en une puissance mécanique caractérisée par un couple moteur M_t et une vitesse angulaire ω (ou une fréquence de rotation N).

3.9.1. Le choix du moteur électrique

Pour être en mesure de choisir le moteur approprié à la tâche et d'effectuer son entretien correctement, il est important de connaître le cycle normal de fonctionnement d'une installation type moteur-application. Plusieurs éléments entrent en jeu dans une telle installation : l'alimentation électrique, le moteur, le mode d'entraînement, l'application et l'objectif visé.

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

Le moteur choisi indique

- *Les côtes d'encombrement :*

Elles servent à avoir les dimensions du moteur (la carcasse), cela permet d'effectuer un choix de l'emplacement du moteur).

- *Les côtes de fixation :*

Elles permettent de connaître les dimensions des pattes de fixation du moteur.

- *Les grandeurs mécanique et électrique :*

Elles régissent les différents choix de couplages, de tension/courant, de la fréquence réseau etc.

3.9.2. La variation de vitesse

Malgré sa conception ancienne, le moteur asynchrone reste toujours d'actualité car l'électronique permet maintenant de faire varier sa fréquence de rotation en agissant sur la fréquence.



Figure 2.21 : Variateurs de vitesse

3.10. Bâti

Le bâti sera confectionné avec des tube carré de dimension 40x40mm. Les tubes seront soudés entre eux et posés sur des silentblocs en caoutchouc.

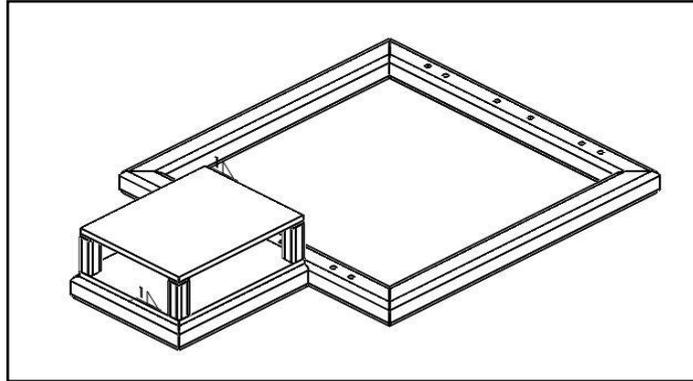


Figure 3.12 : Représentation schématique du bâti

4. Conclusion

L'objectif de la conception est non seulement de définir le produit mais également de trouver le meilleur chemin pour aboutir à cette définition. Ceci a été réalisé grâce à l'élaboration d'un cahier des charges fonctionnel et à l'application de l'analyse fonctionnelle.

Cependant l'activité de conception est ponctuée d'innombrables décisions de toutes natures, d'implications diverses et d'importances relatives. Ces dernières correspondent à des choix et à des sélections d'alternatives.

Il a fallu élaborer un produit de qualité satisfaisant les besoins du client dans des conditions économiques optimales. Le choix d'une solution finale n'est pas suffisant. Encore faut-il que chaque élément et chaque organe soient correctement conçus.

CHAPITRE 3

DIMENSIONNEMENT ET CONCEPTION

1. Introduction

Dans un processus de conception, deux principales phases sont vitales et interdépendantes, à savoir la modélisation géométrique du produit (CAO) et le calcul de dimensionnement et de validation du modèle proposé.

Le calcul de dimensionnement consiste à déterminer les dimensions en fonction des sollicitations, tandis que le calcul de validation consiste à vérifier si les dimensions choisies ou calculées permettent de résister aux sollicitations. Le calcul mécanique est réparti tout au long du cycle d'élaboration d'un produit et permet de déterminer au plus tôt les performances de ce dernier.

Pour un meilleur compromis coût - délai - qualité, il est nécessaire d'utiliser des méthodes de calcul nécessitant un délai court tout en assurant une précision des résultats suffisante pour pouvoir choisir la solution la plus performante.

2. Dimensionnement de l'éprouvette

Toutes les dimensions de la machine d'essai de fatigue à grand nombre de cycles sont déterminées directement ou indirectement par les dimensions de l'éprouvette. Pour un souci de conception, il est donc nécessaire de trouver une relation entre la forme de l'éprouvette, la contrainte de flexion, la flèche à imposer et la force maximale agissant sur le raccord ainsi que sur l'arbre.

Ses formes et dimensions s'inspirent d'éprouvettes normalisées et en respectent les proportions, mais sont adaptées au problème particulier, pour être représentatives de l'échelle des pièces réelles et être adaptées aux moyens de fabrication [31]. La figure 3.1, empruntée partiellement à [32], illustre une éprouvette normalisée.

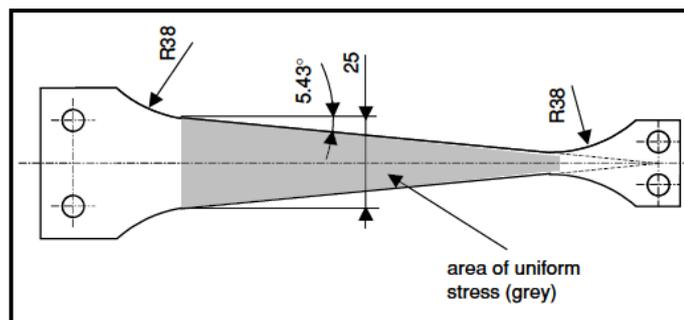


Figure 3.1 : Eprouvette normalisée

2.1. Distribution de la contrainte

La théorie des poutres est une application de la théorie de l'élasticité isotrope. Pour mener les calculs de résistance des matériaux, on considère les hypothèses suivantes :

- hypothèse de Bernoulli : au cours de la déformation, les sections droites restent perpendiculaires à la courbe moyenne ;
- les sections droites restent planes selon Navier-Bernoulli (pas de gauchissement).

L'hypothèse de Bernoulli permet de négliger le cisaillement dans le cas de la flexion.

La théorie des poutres permet d'établir des relations entre l'effort appliqué F , la valeur du moment fléchissant tout au long de l'éprouvette, la valeur extrême de la contrainte normale et la valeur de la flèche.

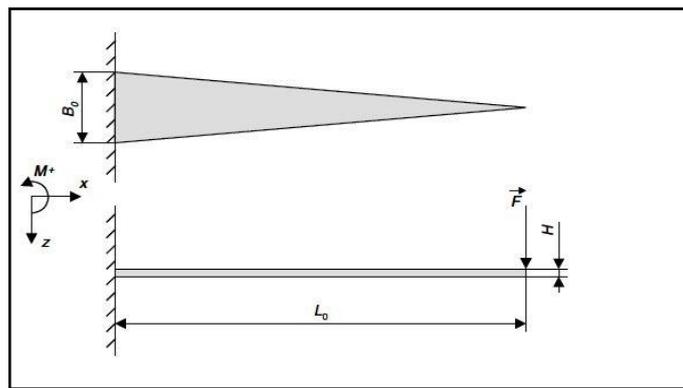


Figure 3.2 : Représentation schématique de la poutre.

Afin de procéder au dimensionnement, on assimile l'éprouvette à une poutre en porte-à-faux schématisée dans la figure 3.2, encastrée d'un côté, libre à l'autre. Pour une charge concentrée, appliquée à l'extrémité libre, le moment fléchissant est proportionnel à l'abscisse x , or pour un bon déroulement de l'essai on est contraint d'avoir un moment fléchissant constant tout au long de la longueur utile. C'est ce qui justifie l'utilisation d'éprouvettes présentant une section d'égale résistance, on s'appuie sur les calculs de [3].

Explicitons maintenant le lien existant entre la contrainte σ et le moment fléchissant M_f . Dans une section droite, L. Navier a démontré que toute fibre longitudinale située à une distance y de l'axe neutre est le siège d'une contrainte donnée par la formule suivante :

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (3.2.1)$$

Tel que σ représente la contrainte, M le moment fléchissant, I le moment quadratique calculé en fonction de la forme de la section droite. Si de plus la poutre est symétrique par rapport à son plan neutre $y = H/2$, l'équation devient :

$$\sigma_{max} = \frac{M}{I} \cdot \frac{H}{2} \quad (3.2.2)$$

Où H représente l'épaisseur de l'éprouvette.

Le moment quadratique d'une section rectangulaire s'énonce comme suit:

$$I = \frac{B \cdot H^3}{12} \quad (3.2.3)$$

Où B représente la largeur à une section donnée.

Pour une éprouvette qui présente un profil d'égale résistance, la largeur et de ce fait le moment quadratique dépendent de l'abscisse x . D'où :

$$B_{(x)} = \frac{B_0}{L_0} \cdot (L_0 - x) \quad (3.2.4)$$

Où L_0 représente longueur totale et B_0 la largeur de la base. En substituant l'équation (3.2.4) dans l'équation (3.2.3), on obtient :

$$\Rightarrow I_{(x)} = \frac{B_0 \cdot (L_0 - x) \cdot H^3}{12 \cdot L_0} \quad (3.2.5)$$

Pour une poutre montée en porte-à-faux, si l'effort est appliqué en un point à l'extrémité, le moment de flexion varie linéairement le long de l'éprouvette selon la formule suivante :

$$M_{(x)} = -F \cdot (L_0 - x) \quad (3.2.6)$$

Tel que F représente l'effort transversal s'exerçant dans le plan appliqué sur l'éprouvette à $x = L_0$. En substituant l'équation (3.2.5) et (3.2.6) dans l'équation (3.2.2), on obtient :

$$\Rightarrow \sigma_{max} = -\frac{6 \cdot L_0 \cdot F}{B \cdot H^2} \quad (3.2.7)$$

La contrainte maximale σ_{max} est indépendante de la position de x et uniforme tout au long de l'éprouvette. Elle présente bien un profil d'égale résistance.

2.2. Relation entre la flèche et σ_{max}

L'équation différentielle de la ligne élastique est donnée par :

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = -\frac{M}{E \cdot I} \quad (3.2.8)$$

Où E représente le module de Young.

Après intégration, nous obtenons la forme générale du déplacement:

$$z_{(x)} = \frac{6 \cdot F \cdot L_0}{E \cdot B_0 \cdot H^3} \cdot x^2 \quad (3.2.9)$$

Si $x = L_0$ la déformation est maximale et z prend donc la valeur maximale z_0 appelée flèche. Il s'ensuit que :

$$z_0 = \frac{6 \cdot F \cdot L_0^3}{E \cdot B_0 \cdot H^3} \quad (3.2.10)$$

Soit :

$$F = \frac{z_0 \cdot E \cdot B_0 H^3}{6 \cdot L_0^3} \quad (3.2.11)$$

En substituant l'équation (3.2.19) dans l'équation (3.2.7), on obtient :

$$\sigma_{max} = -\frac{z_0 \cdot E \cdot H}{L_0^2} \quad (3.2.12)$$

2.3. Dimension de l'éprouvette et de l'excentrique

L'équation (3.2.12) peut être utilisée pour déterminer les dimensions de l'éprouvette ainsi que celles de l'excentrique.

Il est important que la valeur maximale de la contrainte normale reste dans le domaine élastique $\sigma_{max} < \frac{R_e}{F_s} = R_p$ afin que la théorie des poutres soit applicable et qu'on reste dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles. Nous tenons à la flexibilité de la machine, en d'autres termes qu'elle puisse effectuer différents essais pour différents matériaux et épaisseurs. Cependant, dans le cadre de notre projet de fin d'étude nous limiterons nos calculs que pour un seul matériau, et pour une épaisseur (selon les exigences du client).

Caractéristiques de l'éprouvette :

- Matériau : C45 dont les caractéristiques sont les suivantes :
 - Module d'élasticité : 210000 N/mm²
 - Limite d'élasticité : 580 N/mm²
- Epaisseur de tôle : 2mm.

Pour des raisons d'encombrement, de coûts et de moyens d'usinage, nous avons décidé de prendre une flèche de 5mm. Aussi, tout en restant dans le domaine élastique, on applique une contrainte maximale de 180Mpa (selon les exigences du client).

La force correspondante est calculée à partir de l'équation (3.2.11) avec :

$$z_0 = 5mm, B_0 = 38mm, L_0 = 108mm: \quad F = 35N.$$

On trouve dans l'**ANNEXE 1** le dessin de définition de l'éprouvette

3. Dimensionnement du moteur

3.1. Couple pour un maneton

Le couple est donné par la formule suivante :

$$C_{maneton} = a \times F \quad (3.3.1)$$

Où a représente l'excentricité et F la force à appliquer sur l'éprouvette. Avec $z_0 = a$.

$$A.N : \quad C_{maneton} = 5 \times 70 = 350mm \cdot N \quad (3.3.2)$$

3.2. Couple minimal pour les 6 manetons

La figure 3.8 schématise les couples appliqués sur l'arbre

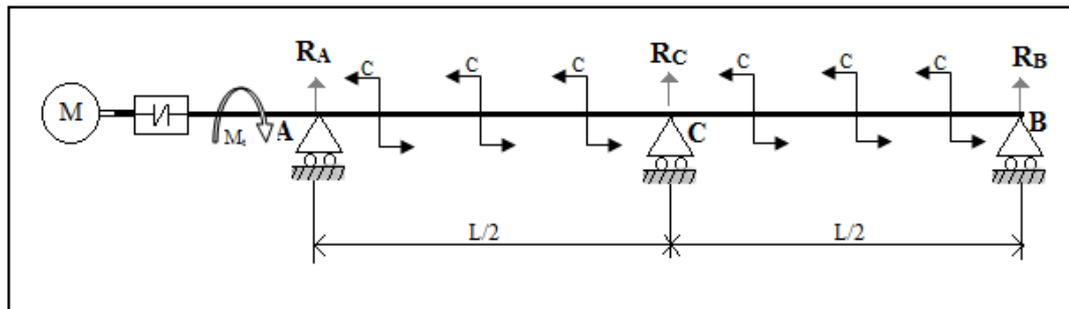


Figure 3.3 : Diagramme des couples

$$C_{min} = 6 \times C_{maneton} \quad (3.3.3)$$

$$A.N \quad C_{min} = 2.1 m \cdot N \quad (3.3.4)$$

Le couple résistant agissant sur l'arbre du aux frottements au niveau des paliers est très faible. On prend donc un facteur de service de 1.1 ce qui signifie que le moteur peut répondre à une surcharge de 10 %.

$$C_{nom} = 2.31 m \cdot N \quad (3.3.5)$$

3.3. Calcul de la puissance nominale

La vitesse de rotation utilisée durant notre essai de fatigue est de 1000 tr/min [8].

$$P_{nom} = C_{nom} \times \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = 0.24 kW \quad (3.3.6)$$

Le choix du moteur est fonction de la disponibilité et des normes en vigueur, c'est pourquoi on sélectionne un moteur asynchrone triphasé d'une puissance de 0.25kW et tournant à une vitesse de rotation de 1000 tr/min. Les caractéristiques de ce dernier sont citées en ANNEXE 7.

4. Dimensionnement de l'arbre

Le dimensionnement de l'arbre doit être précédé de la recherche des efforts à partir de l'équilibre. Les actions des appuis ou des paliers sont trouvées par les méthodes usuelles de la statique si les conditions d'équilibre le permettent. Lorsque le système est hyperstatique, tel que le cas échéant, il faut poser les relations des déformations en plus des équations d'équilibre statique.

La recherche des vitesses critiques et fréquences propres est faite seulement si la fréquence de rotation est élevée ou si les masses en mouvement sont importantes ce qui n'est pas notre cas.

L'arbre est principalement soumis à la flexion et la torsion, il sera donc dimensionné par rapport à ces dernières. Notons toutefois que le couple résistant sur l'arbre dû aux frottements au niveau des paliers à semelle est très faible, ce qui nous permet de le négliger.

4.1. Etude statique

La modélisation des efforts du maneton sur l'arbre est illustrée sur la figure 3.1.

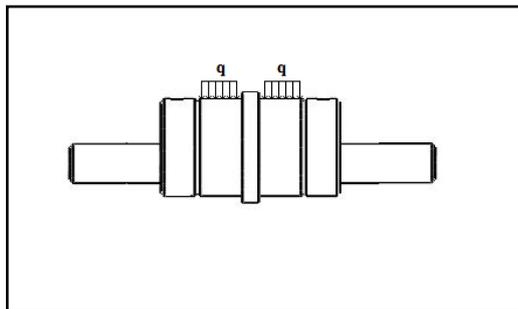


Figure 3.4 : Modélisation des efforts du maneton sur l'arbre

On assimile l'arbre à une poutre reposant sur trois appuis simples (l'arbre n'est pas sollicité axialement). Les efforts agissant sur la poutre sont représentés dans la figure 3.2.

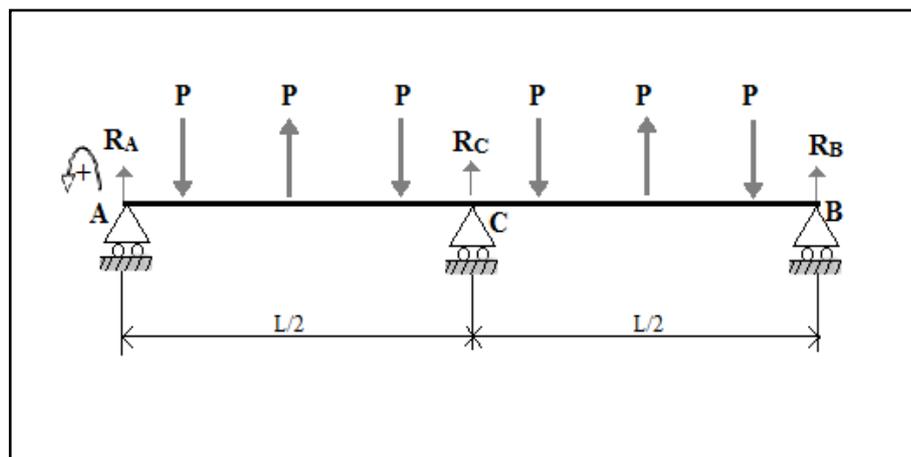


Figure 3.5 : Représentation des efforts agissant sur la poutre.

Tel que $P=2q$.

- Calcul des réactions.

Le système est symétrique.

$$R_B = R_A \quad (3.4.1)$$

Il y a plus d'inconnues que d'équations donc le système est dit hyperstatique d'ordre 1.

Les actions ne pourront être déterminées qu'après écriture d'autres équations obtenues à partir des déformations du système. Plusieurs méthodes sont possibles, on choisit la méthode de superposition.

Pour $L = 465\text{mm}$, on obtient :

$$R_C = 87,5 \text{ N} \quad (3.4.2)$$

⇒

$$R_A = 36,4 \text{ N} \quad (3.4.3)$$

⇒

$$R_B = 36,4 \text{ N} \quad (3.4.4)$$

4.2. Diagramme des moments fléchissant

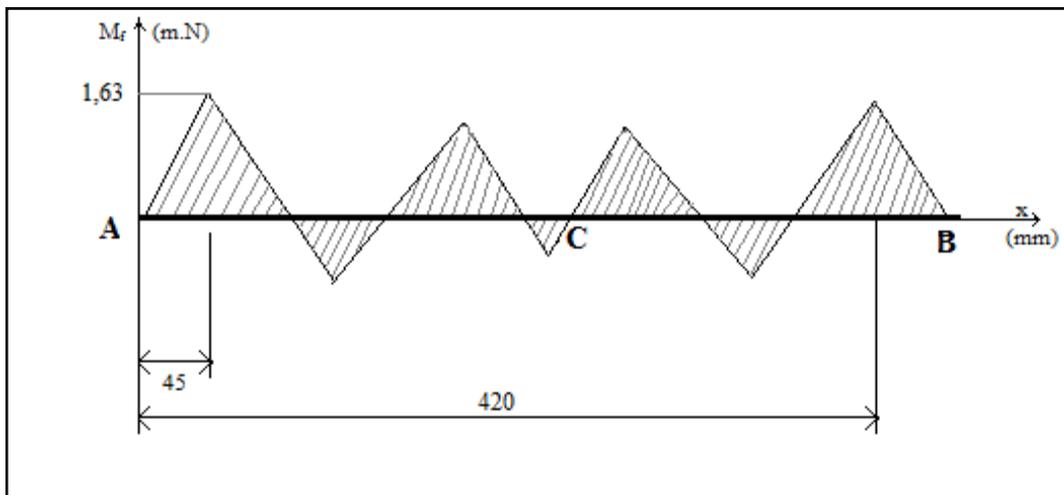


Figure 3.6 : Diagramme des moments fléchissant

Du diagramme on déduit que la section la plus sollicitée se trouve en $x = 45\text{mm}$ et $x = 420\text{mm}$, le moment de flexion $M_f = 1,63\text{ m}\cdot\text{N}$.

4.3. Calcul du couple résistant

Le couple nominal du moteur provoque un couple résistant de torsion au niveau de l'arbre tel que : $M_t = 2.31\text{ m}\cdot\text{N}$

4.4. Dimensionnement

L'état de contrainte d'une poutre soumise à la flexion et la torsion est défini comme suit :

$$\bar{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} & 0 & \sigma_{13} \\ 0 & 0 & 0 \\ \sigma_{13} & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{M_f R}{I_{x3}} & 0 & \frac{M_t R}{I_0} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{M_t R}{I_0} & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Avec M_f le moment fléchissant dans la section dangereuse, M_t le moment de torsion, R le rayon de l'arbre et I_{x3} le moment quadratique d'axe x_3 .

Avec : $I_0 = 2 \cdot I_{x3}$.

- Dimensionnement de l'arbre avec le critère de Von Mises :

$$\sqrt{\sigma_{11}^2 + 3 \sigma_{13}^2} \leq \frac{\sigma_e}{F_s} \quad (3.4.5)$$

Avec : σ_e : Limite élastique en traction.

F_s : Facteur de sécurité.

On a :

$$I_{x3} = \frac{\pi R^4}{4} \quad (3.4.6)$$

$$\Rightarrow R^3 \geq \frac{4 F_s \sqrt{M_f^2 + 0.75 M_t^2}}{\pi \sigma_e} \quad (3.4.7)$$

Avec $F_s = 2$ et $\sigma_e = 600 \text{ MPa}$

$$\Rightarrow R \geq 1.9 \text{ mm} \quad (3.4.8)$$

On sélectionne un arbre de diamètre égal à 12 mm, pour les raisons suivantes :

- il satisfait les critères de dimensionnement ;
- la valeur de la flèche est très faible comparant à celle obtenue avec un diamètre de 4mm (voir **ANNEXE 6**) ;
- les méplats induisent des concentrations de contraintes, un surdimensionnement de l'arbre est donc justifié ;
- ce diamètre est fréquemment utilisé Pour la disponibilité de certains organes.

Concentration de contrainte

Les méplats provoquent une concentration de contrainte, les abaques donnent généralement la valeur K_t pour les cas usuels. K_t peut être aussi déterminé mathématiquement à l'aide des formules établies à la suite des travaux de Neuber et Peterson cités dans [8] :

$$k_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{A \frac{2r}{D-d} + B \frac{2r(1+2r/d)^2}{d}}} \quad (3.4.9)$$

Avec D : Diamètre extérieur de l'arbre.

d : Diamètre à fond d'entaille.

r : Rayon du fond d'entaille.

A et B dépendent du genre de sollicitation.

Le moyen le plus simple de réduire la pointe de contrainte consiste à augmenter le rayon à fond d'entaille r . La figure suivante schématise ce principe.

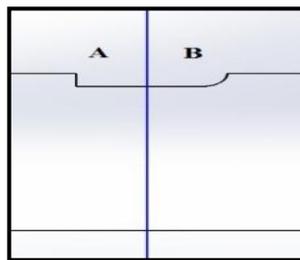


Figure 3.6 : méplat avec et sans congé.

En prenant un diamètre de l'arbre de 12 mm et pour un rayon de fond d'entaille de 1mm et un diamètre à fond d'entrailles de 11mm on trouve $k_t = 2.02$

Calculons la contrainte équivalente pour un diamètre de 12 mm :

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + 3 \sigma_{13}^2} = 22.82 MPa \quad (3.4.10)$$

Puisque $\sigma_{max} = k_t \sigma_{equivalente}$

$$\sigma_{max} = 46.1 MPa$$

Cette valeur vérifie bien le critère de dimensionnement puisque $\sigma_{max} < R_P$.

Dimensionnement à la fatigue

Pour que l'arbre résiste à la fatigue il faut que :

$$\sigma_{max} < \sigma'_D \quad (3.4.11)$$

Avec

$$\sigma'_D = \frac{\sigma_D}{k_f} \quad (3.4.12)$$

Tel que, σ_D : limite d'endurance d'un échantillon lisse.

σ'_D : Limite d'endurance d'un échantillon entaillé.

k_f :Facteur de reduction de la resistance à la fatigue.

Calcul de k_f

Bollenarth et Troost ont développé une formule basée sur le gradient de déformation, cité dans [18]:

$$\frac{k_f}{k_t} = 1 - \frac{154/R_m}{1 + R_m/1370 + r} \quad (3.4.13)$$

Avec :

R_m Résistance à la traction du matériau en *MPa*.

r : Rayon du fond d'entaille en cm.

Après calcul on a : $k_f = 1.37$

Calcul de σ_D

Selon Claude Bathias [1] de nombreux auteurs ont cherché à relier la limite d'endurance aux propriétés mécanique et en particulier à la résistance à la rupture.

De nombreuses formules ont été proposées [8], on retient celle de Brand qui est valable pour les pièces à révolution et pour ($300 < R_m < 2000MPa$).

$$\sigma_D = 0.32 R_m + 121 \quad (3.4.14)$$

$$\Rightarrow \sigma_D = 313MPa \quad (3.4.15)$$

Pour que l'arbre soit dimensionné à la fatigue, il faudrait que :

$$\sigma_{max} < \frac{\sigma_D}{k_f} \quad (3.4.16)$$

Ce qui est vérifié puisque $\frac{\sigma_D}{k_f} = 228.47 MPa$.

Des considérations relatives au positionnement des éléments, au montage, aux normes ou aux recommandations du constructeur de roulements ont pris une part déterminante dans la conception de l'arbre. Les tolérances géométriques et les états de surface sont précisés dans le dessin de définition en **ANNEXE 1**.

Nous avons allongé l'arbre de 40 mm vers la gauche à partir du palier à semelle. Ceci est nécessaire si on veut effectuer la transmission du couple d'entrée par accouplement.

4.5. Méplat et vis de pression

Le diamètre de la vis de pression doit correspondre approximativement à la moitié du diamètre de l'arbre [37]. On trouve dans les catalogues des constructeurs les diamètres normalisés. Pour un diamètre de l'arbre égal à 12 mm, correspond donc un diamètre M6.

Le couple à transmettre est fonction de la surface de contact entre l'arbre et la vis. Suivant ce principe, on utilisera deux vis de pression pour chaque excentrique afin de doubler la surface de contact. Notons toutefois qu'en agissant de la sorte la valeur du couple transmis ne sera pas forcément doubler, puisque ceci dépend aussi du positionnement relatif des deux vis.

Selon [7], la puissance de maintien est approximativement doublée lorsque la seconde vis est installée dans une même ligne axiale que la première. Il est cependant important de rappeler que le couple transmis est modéré et que ces mesures sont à titre préventif.

Le choix de l'extrémité de la vis de pression dépend de son application, [9]. On opte pour la vis de pression à bout chanfreiné.

5. Choix des roulements

Pour un diamètre de 15 mm, le catalogue SKF nous fournit divers modèles [36]. Pour un encombrement minimal, nous choisissons le 6006 dont les caractéristiques sont les suivantes :

D	B	C_0	C	N_{max}
55mm	13mm	8300N	13300N	15000 <i>tr/min</i>

Pas d'effort axial, $F_r = 35N$ et $N = 1000 \text{ tr/min}$.

5.1. Calcul de vérification

Ce dernier est destiné à vérifier la durée de vie du roulement, L_{10} , exprimée en millions de tours donnée par la relations suivante [11] :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (3.5.1)$$

Tel que :

C : Charge dynamique de base.

P : Charge équivalente exercée sur le roulement.

$n = 3$, pour les roulements à billes.

On n'est pas en présence d'une charge combinée, $F_a = 0 \Rightarrow P = F_r$

A.N: $L_{10} = 54872 \text{ gigacycles}$.

La limite d'endurance σ_d est atteinte après N_D cycles, les catalogues de matériaux donnent la limite de fatigue pour un nombre conventionnel de cycles égale à 2×10^6 [15]. Sachant que l'essai sera dans le domaine de fatigue limitée, on ne pourrait donc atteindre ce nombre de cycle pour un seul essai. C'est ce qui nous permet de dire que la durée de vie du roulement est plus que satisfaisante.

5.2. Fixation et montage du roulement

Lors du montage du roulement, son flanc vient buter contre un épaulement. L'épaulement joue plutôt un rôle de localisation car aucun effort axial n'est en jeu. Le roulement est maintenu par un circlips [9].

L'état de surface à imposer à la section d'appui du maneton ainsi que les tolérances de forme (perpendicularité et cylindricité) sont mentionnés sur le dessin définition, **ANNEXE 1**.

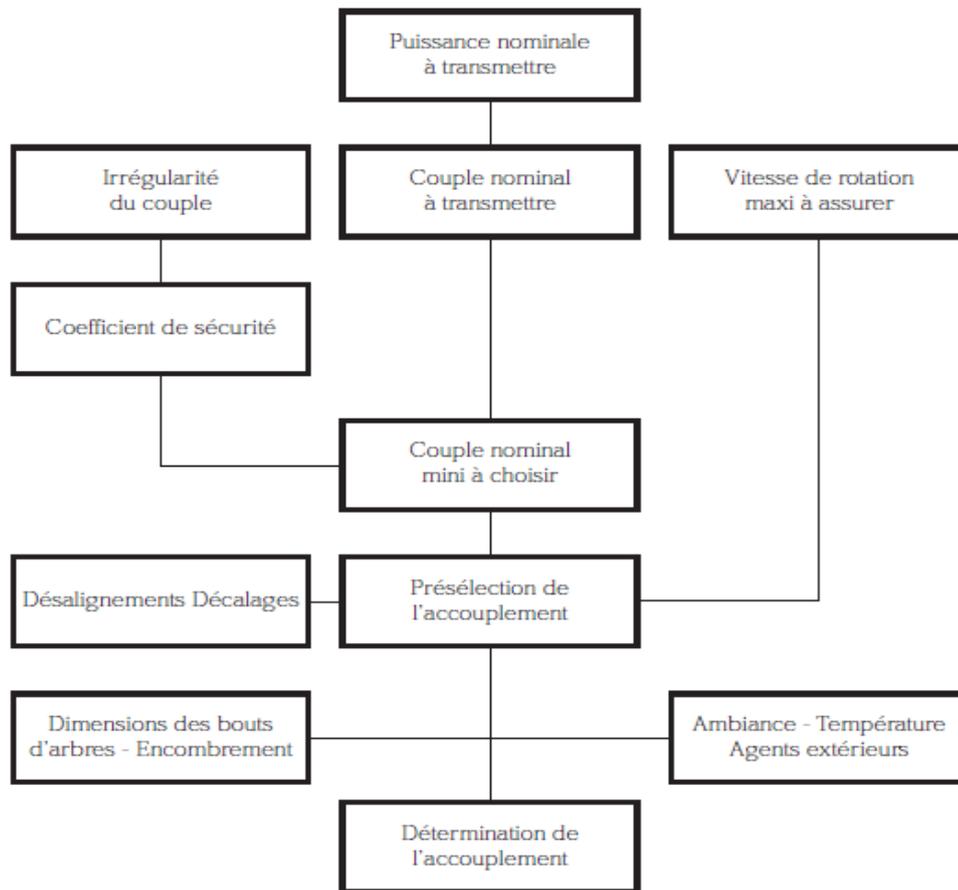
Les ajustements à prévoir y sont noté aussi. Notons toutefois que nous nous basons sur les principes généraux de montages des roulements [36] pour définir ces derniers cependant le constructeur SKF précise dans ses catalogues toutes les données nécessaires.

6. Dimensionnement de l'accouplement

La détermination d'un accouplement élastique implique donc la connaissance des paramètres suivant :

- Couple nominal à transmettre
- Coefficient de sécurité- couple nominal de l'accouplement.
- Désalignement décalages
- Dimensions - encombrement
- Ambiance-température-agents extérieurs

Le synoptique de la détermination d'un accouplement est le suivant :



Les catalogues contiennent toutes les formules et indications nécessaires au choix des éléments. On se basera sur le catalogue de [35] sur les accouplements élastiques.

Machine motrice : (LS 71 P)

Puissance : 0,25 kW

Vitesse : 1000tr /min

Bout d'arbre : Ø14mm – long: 30mm

Machine réceptrice :(Arbre)

Bout d'arbre : Ø12mm – long: 40mm

Un seul démarrage par heure

16-24 heures de fonctionnement par jour

6.1. Couple nominal à transmettre

$$C(m.N) = \frac{9735 \times P(kw)}{N(tr/min)} \quad (3.6.1)$$

$$C(m.N) = 3,602 m.N \quad (3.6.2)$$

6.2. Coefficient de sécurité

$K_1 = 1,2$ Machine réceptrice marche irrégulière a faible inertie

$K_2 = 1$ Un seul démarrage par heure

$K_3 = 1,2$ Nombre d'heur de fonctionnement quotidien 16-24

D'où
$$K = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1,44 \quad (3.6.3)$$

6.3. Couple nominal de l'accouplement :

$$C_N = C(m.N) \times K = 5,19 m.N \quad (3.6.4)$$

Toujours selon le même constructeur, les machines ayant un fonctionnement cyclique régulier et un lignage correct, un accouplement à grande élasticité n'est pas indispensable, aussi on va sélectionner l'accouplement suivant :

MINIFLEX 10 m.N (Il supporte une vitesse allant jusqu'à 9000tr/min et d_{max} de 28mm).

7. Étude de la structure

7.1. Introduction

Pour analyser la structure, on peut procéder de plusieurs façons. Une démarche théorique donne généralement de bons résultats en utilisant les différents critères et méthodes numériques pour évaluer les contraintes. Néanmoins, dans notre cas, cette analyse peut s'avérer fastidieuse vu la complexité de la géométrie et le nombre de pièce en jeu. Par ailleurs, on peut recourir à des logiciels de simulation de contraintes tels que *Solidworks*. Voir ANNEXE 5.

7.2. Bielle

Sa longueur est limitée par des considérations de résistance au flambage. Sa section est par conséquent la plus élancée envisageable (grand moment d'inertie). D'autre part, elle doit avoir une longueur suffisante afin que le mécanisme bielle-manivelle observe un mouvement suffisamment régulier. Bien entendu, tout est un savant dosage : une longue bielle rend aussi la machine moins compacte et sera nécessairement plus lourde. On cherche par conséquent la forme optimale donnant la légèreté et la résistance. La bielle est soumise à des sollicitations de traction/compression (le plus fréquemment compression).

- Effort de compression sur l'éprouvette

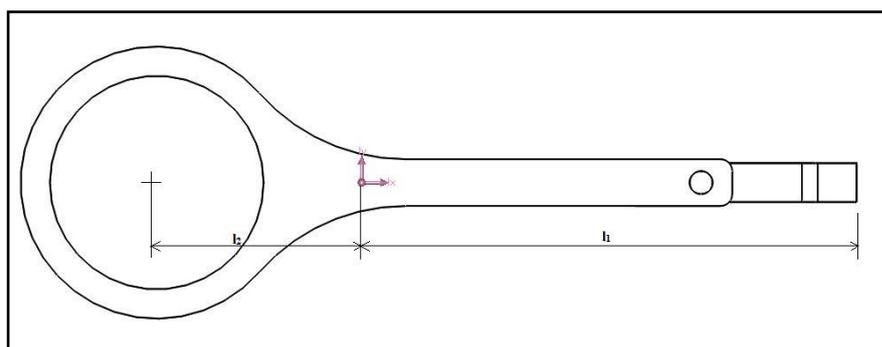


Figure 3.7 : Schéma de la bielle + raccord

En modélisant ce système et après calcul on obtient une valeur de l'effort de compression sur l'éprouvette

$$N = 0,95 \text{ N} \quad (3.7.1)$$

Calcul de la contrainte induite :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{N}{S} \quad (3.7.2)$$

On calcule la contrainte de compression dans la section de l'éprouvette la plus sollicitée qui correspond à celle dont la surface est la plus petite. On obtient : $\sigma_{\text{comp}} = 0,035 \text{ Mpa}$.

La contrainte de flexion imposée à l'éprouvette est de l'ordre de 180 MPa , la contrainte de compression exercée par la bielle est nettement inférieure, même avec l'application d'un facteur de sécurité. Elle est donc négligeable.

7.3. Position d'équilibre

Nous effectuons l'essai sous une sollicitation alternée symétrique, en d'autres termes la contrainte moyenne est nulle et $R = -1$.

Appelons la position pour laquelle $\sigma_{\text{moy}} = 0$ la position d'équilibre. Recherchons la distance séparant l'arbre de l'éprouvette correspondante à cette dernière. La figure 1.11 schématise le système bielle-manivelle-éprouvette.

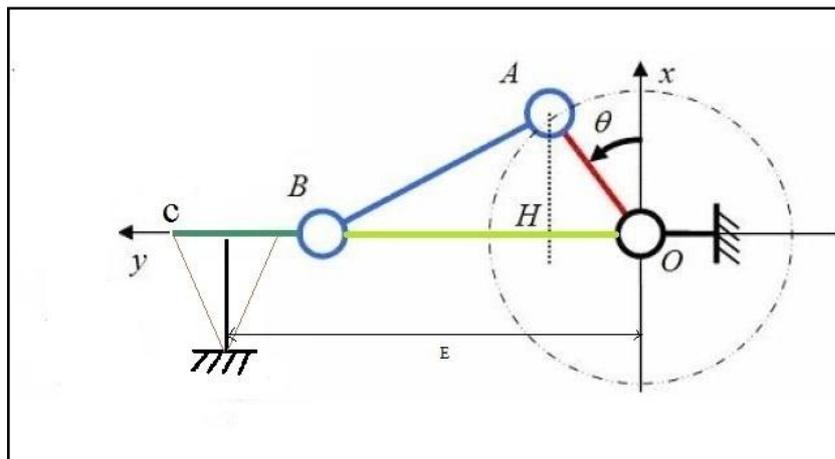


Figure 3.8 : Représentation schématique du système bielle manivelle.

Deux positions correspondent donc à la position d'équilibre : $\theta = 0$, $\theta = \pi$.

On calcule alors la distance E séparant les éprouvettes de l'axe de l'arbre pour $\theta = 0$

On a :

$$E = BC + (OB)_{\theta=0} \quad (3.7.3)$$

Tel que :

$$(OB)_{\theta=0} = \sqrt{AB^2 - OA^2} \quad (3.7.4)$$

Avec : BC : Longueur du raccord.
AB : Longueur de la bielle.
AO : Excentricité.

$$A.N : E = 179,9 \text{ mm} \quad (3.7.5)$$

Lors du percage des logement des éléments filetés du système de fixation, les dimensions indiqués sur les dessins de définition (présents en **ANNEXE 1**) sont tolérancés afin de réduire les coûts d'usinage. Cependant nous respecterons l'entraxe théorique puisque les règles constructives des assemblages filetés imposent un jeu entre la vis et son logement de quelques millimètres.

7.4. Éléments filetés

Nous avons opté pour cette solution technologique (boulon) pour réaliser la liaison encastrement en différents points de la machine, citons par exemple la liaison raccord-éprouvette, palier à semelle-bâti, bâti-système de fixation des éprouvettes etc.

Un boulon est composé d'une vis et d'un écrou de même diamètre nominal. Les pièces à réunir sont simplement percées de trous lisses. On obtient ainsi un assemblage économique de plusieurs pièces par pression des unes sur les autres.

Ce choix impose un certain nombre de règles constructives. Citons par exemple que la longueur des taraudages et l'implantation ne sont pas arbitraires. On retrouve dans le guide du dessinateur industriel [9] toutes les normes et recommandations normatives concernant cette solution technologique et bien plus.

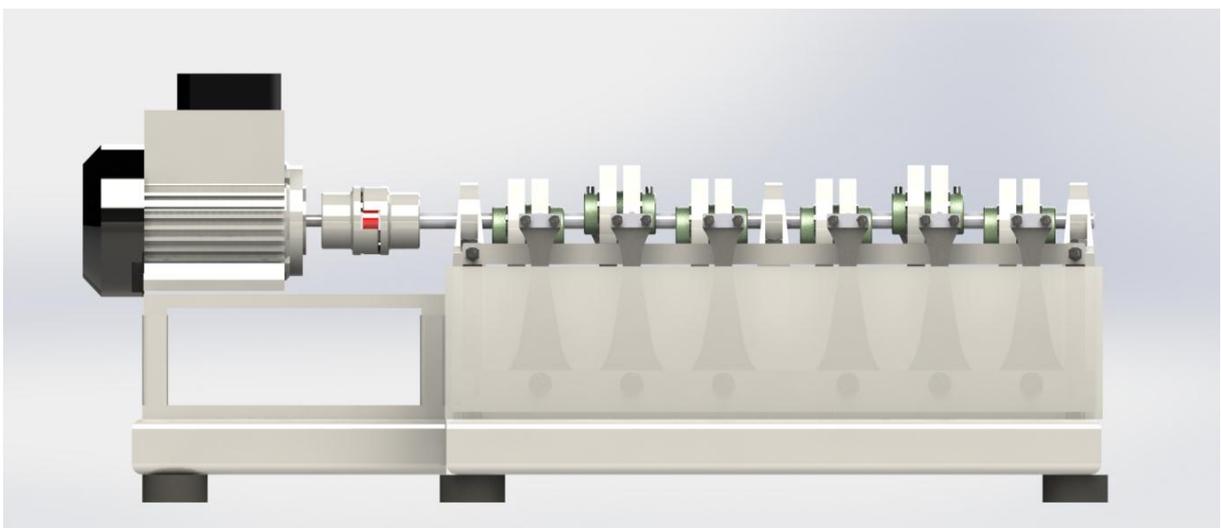
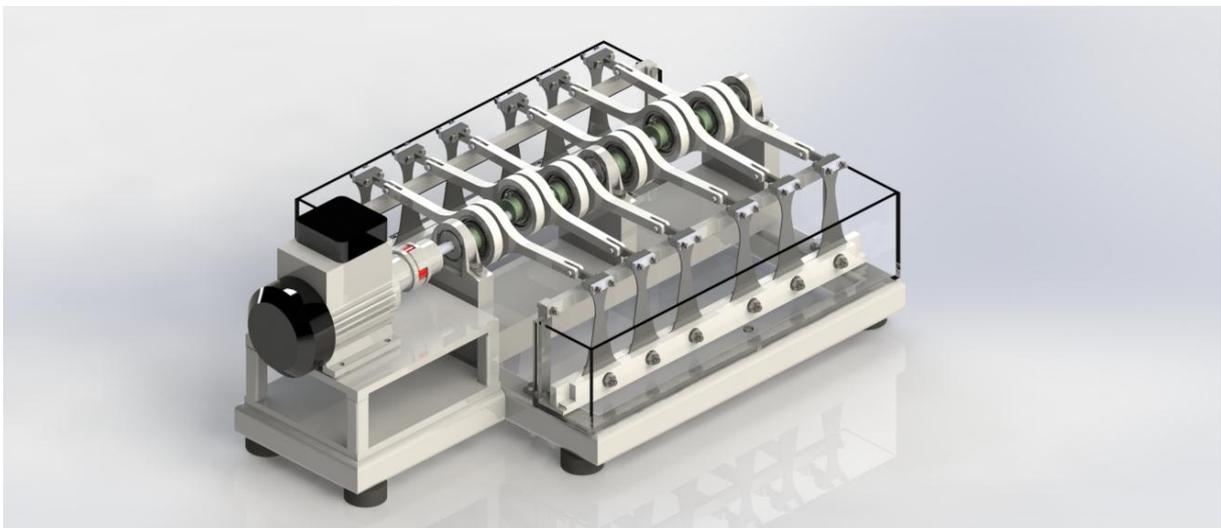
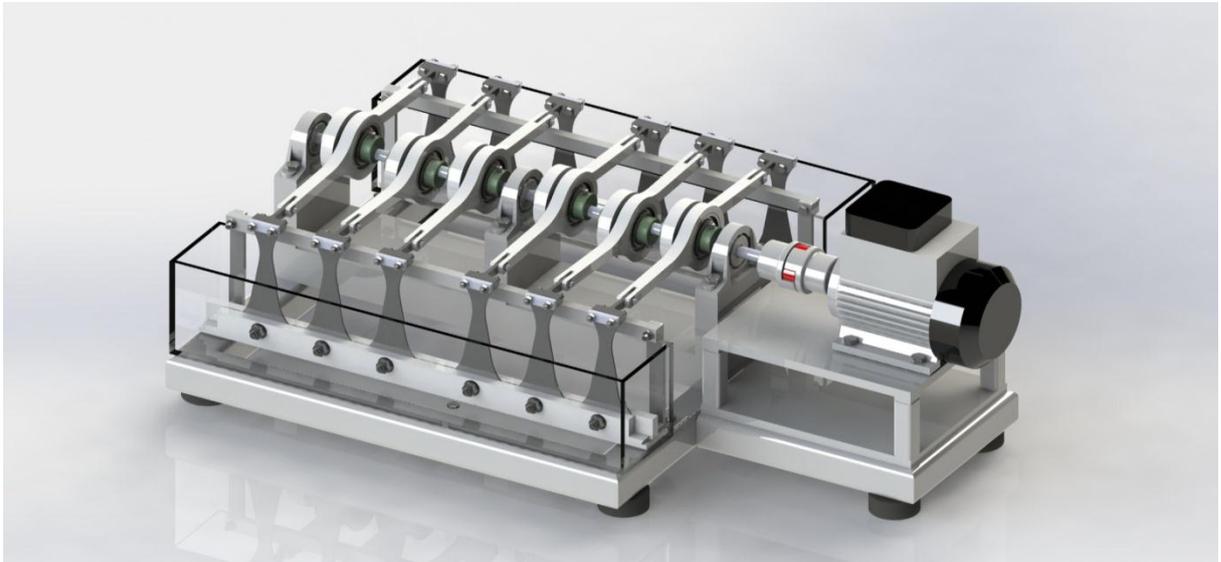
Notons toutefois que nous avons respecté et appliqué à la lettre ces recommandations.

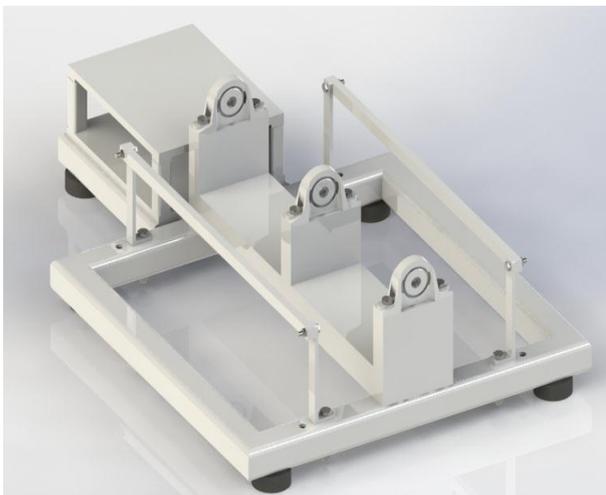
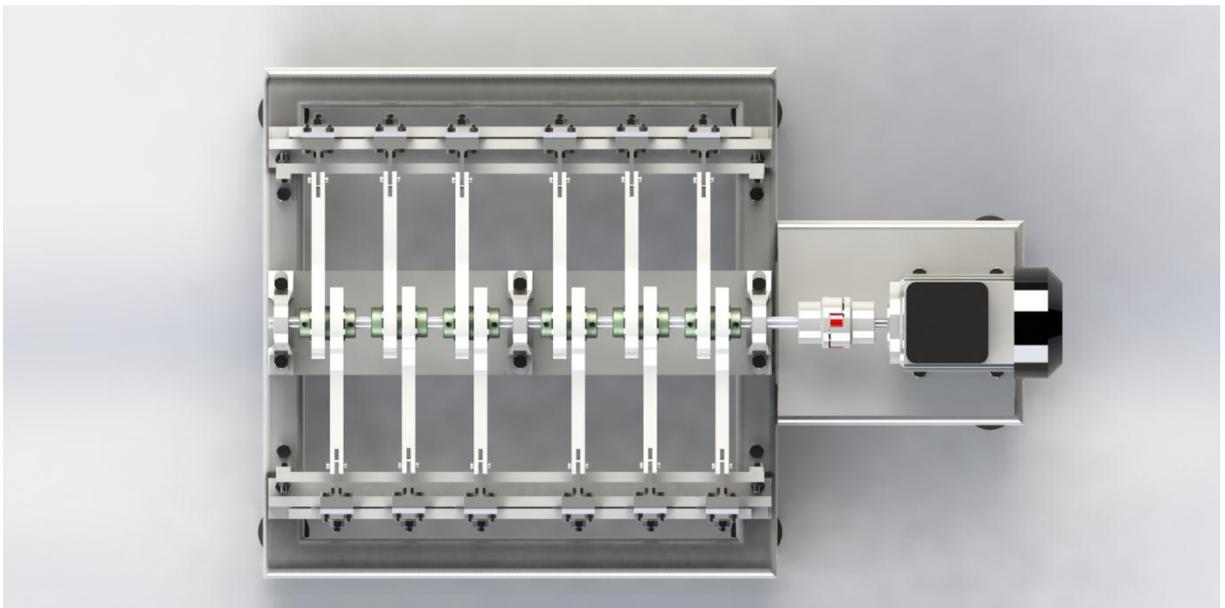
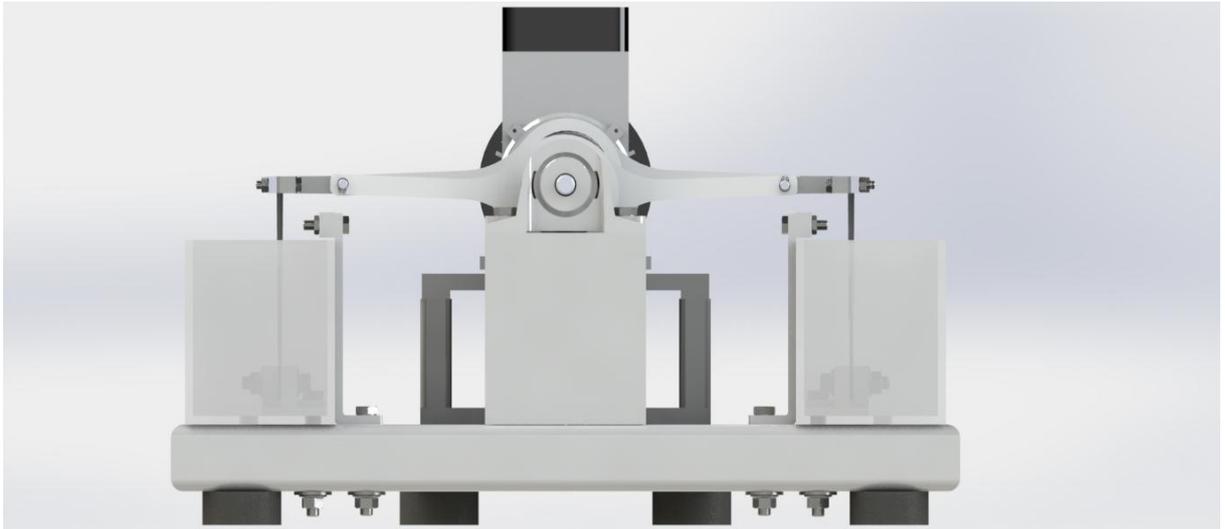
Remarques

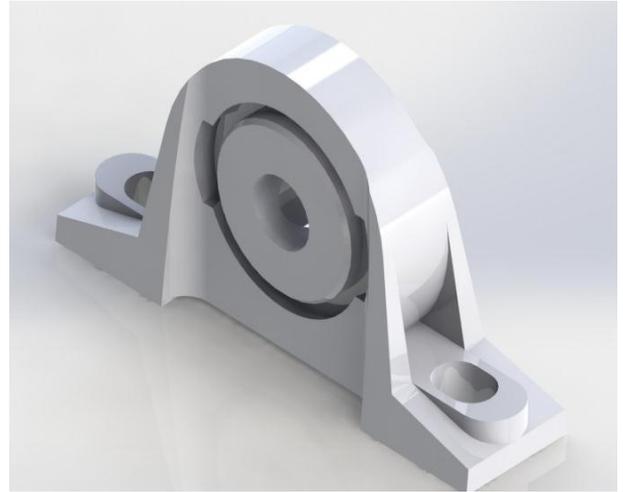
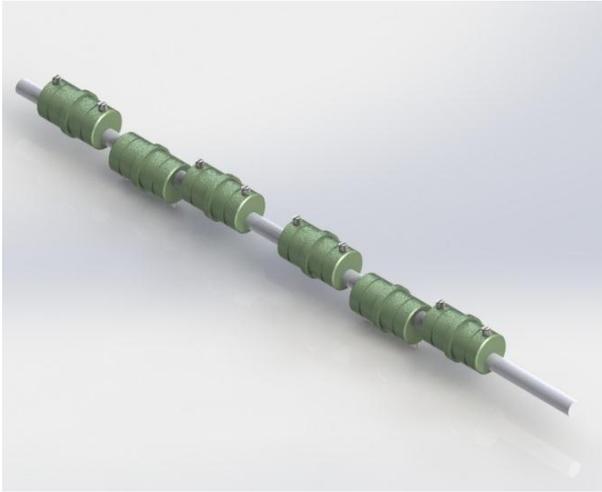
- Les dessins de définition ainsi que le dessin d'ensemble sont en **ANNEXE 1**.
- On réalise des chanfreins afin de faciliter l'insertion des différents éléments et afin d'éviter les arêtes vives dangereuses pour la manutention en bout d'arbre et du maneton.
- Les tolérances géométriques, les états de surfaces ainsi que les ajustements sont précisés dans les dessins de définition. On a pris comme référence un certain nombre d'ouvrages tels que [9], [11] et [36].

8. Modélisation de la solution finale

Après avoir défini, dimensionné et validé les solutions technologiques répondant aux exigences du client, nous représentons ci-après les différentes vues de la machine conçue à l'aide du logiciel de CAO SOLIDWORKS.







9. Conclusion

Dans ce dernier chapitre, on a bien vu que lors de la conception, chaque détail a son importance et mérite beaucoup d'attention. Une seule erreur, une omission, un mauvais choix peuvent compromettre le fonctionnement et la sûreté de la machine.

Nous notons aussi que les divers aspects de la construction et les diverses exigences sont souvent contradictoires. Toute réalisation résulte finalement de compromis.

Conclusion générale

Dans le cadre de ce projet, on a eu l'occasion de concevoir une machine d'essai de fatigue sous corrosion en flexion plane sur multi-éprouvettes en vu de sa réalisation et de son exploitation en laboratoire.

Après une étude bibliographique autour de la fatigue, la fatigue sous corrosion et les essais de fatigue et plus particulièrement celui par flexion plane, nous avons pu acquérir les éléments nécessaires à la bonne conception de la machine.

Nous avons dressé un cahier des charges et appliqué une analyse fonctionnelle.

Puis, est venue la phase de créativité, la conceptualisation, partie dans laquelle le travail consistait à faire des propositions d'idées. Chaque voie de solution a été approfondie, afin d'aboutir à la solution finalement retenue. Notons aussi que la mise en contexte de notre projet nous a permis de donner plus de valeur à notre machine et d'élargir notre champ d'action.

Tous les éléments de la machine ont été élaborés en se basant sur des calculs et simulation et en respectant les normes en vigueur. Finalement, une modélisation de la solution retenue est générée à l'aide de SOLIDWORKS.

De nos jours l'électronique, avec ses immenses possibilités, modifie profondément l'architecture des machines en remplaçant les commandes mécaniques par des gadgets susceptibles de diminuer la fiabilité et la disponibilité des machines. . C'est dans cette idée qu'on a tenu à concevoir une machine simple et robuste pouvant être exploitée convenablement en laboratoire de recherche ou pour des travaux pratiques en cycle d'ingénieur et ne demandant pas une pré qualification poussée.

Le grand public pense généralement que la mécanique est une branche dépassée, car il est momentanément surtout impressionné par le triomphe de l'informatique, de l'électronique et des télécommunications. Il est vrai qu'aux yeux du non-initié, un palier ou un engrenage a aujourd'hui encore la même forme qu'il y a 2000 ans; mais on oublie que leur capacité de charge et leur longévité augmentent constamment alors que leur taille diminue. En réalité, non seulement les organes exerçant des forces sont et demeureront mécaniques, mais on invente encore de nouveaux mécanismes.

La polyvalence de l'ingénieur est requise pour tout travail de conception. L'apport d'autres disciplines dans les mécanismes mécaniques est nécessaire.

Pour notre machine, nous avons donc proposé un capteur optique pour arrêter le moteur de la machine au moment de la rupture d'une des éprouvettes. De même, un système de mesure électronique est prévu pour enregistrer le nombre de cycle à rupture. Le technicien, par ce système, est libéré pendant le déroulement de l'essai pour d'autres tâches.

Parmi les solutions étudiées, un accouplement élastique a été retenu. Ce système nous a paru le plus avantageux parmi les solutions explorées.

Notre machine présente aussi l'avantage d'être compact. Donc elle peut être installée facilement sur une table et facilement transportable. Elle peut recevoir douze éprouvettes simultanément. Soit douze résultats d'un coup. Elle est aussi modulable pour recevoir des éprouvettes de dimensions différentes. Le manipulateur a le choix de faire des essais sous corrosion ou à l'air libre ou les deux en parallèles. Ce qui est un avantage certain.

La construction de cette machine a exigé une somme de connaissances, autant théoriques que technologiques. Et c'est cette diversité et complexité du problème qui a rendu ce travail créatif passionnant.

Bibliographie

Ouvrage, article, publication

- [1]. BATHIAS, C., PINEAU, A. Fatigue des matériaux et des structures, vol.1. Introduction, endurance, amorçage et propagation des fissures, fatigue oligocyclique et gigacyclique. Paris : Hermes science publ. 2008. 294 p.
- [2]. BATHIAS, C., PINEAU, A. Fatigue des matériaux et des structures, vol.2. Fissures courtes, mécanismes et approche locale, fatigue-corrosion et effet de l'environnement, chargements d'amplitude variable. Paris : Hermes science publ., 2008. 294 p.
- [3]. BERCHEM, K., HOCKING, M.G. A simple plane bending fatigue and corrosion fatigue testing machine, MEASUREMENT SCIENCE AND TECHNOLOGY, 2006. p. 60-66.
- [4]. BOUDERLIQUE, F. et al. Construction mécanique. Paris : NATHAN, 1997.159 p.
- [5]. BRAND, A. et al. Données technologiques sur la fatigue, Publications CETIM, 1999.383p.
- [6]. BUCHHOLOTZ, H., KREKELER, K. Moyens de combattre les ruptures de fatigue sous corrosion. STAHL UND EISEN, 1933 [analysé dans la Technique Moderne, 1934].
- [7]. BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill, 2011.1082p.
- [8]. CAZAUD, R., Pomey, G. La Fatigue des métaux. Paris : Dunod, 1969. 222p.
- [9]. CHEVALIER, A. Guide du dessinateur industriel : pour maîtriser la communication technique. Hachette Supérieur, 2003. 334p.
- [10]. ESNAULT, F. construction mécanique : tome 1. Transmission de puissance principe et écoconception. Paris : DUNOD, 2009. 240p.
- [11]. FANCHON, J.-L. Guide des Sciences et technologies industrielles. AFNOR-NATHAN, 2001.592p.
- [12]. GHELICHI, R. et al. Microstructure and fatigue behavior of cold coated Al5052. Acta Materialia 60, ELSEVIER, 2012. P.6555-6561.
- [13]. GOUGH, H.J., SOPWITH, D.G. Influence de l'effort moyen du cycle sur la résistance des métaux à la fatigue sous corrosion. Iron and Steel Inst., 1937 et Engineering, 1937[analysé dans la Revue de Métallurgie, 1938].
- [14]. HAIGH, B.P. Experiments on the fatigue of brasses, Journal Institute of Metals, n°2, 1917.

- [15]. HENAFF, G., MOREL, F. Matériaux, structures: fatigue des structures : endurance, critères de dimensionnement, propagation des fissures, rupture. Paris : Ellipses, 2005.275p.
- [16]. ISHCENKO, I.I., POGREBNYAK, A.D. Strength, longevity, and failure of structural materials under multicycle loading (review). International Applied Mechanics, Vol. 33, No. 4, 1997.p.259-278.
- [17]. SIMNAD,T., EVANS, U.R. Mécanisme de la fatigue-corrosion de l'acier dans les solutions acides. Journal of the Iron and Steel Inst., 1947, p.531, et Proc. Royal Soc. A, t.168 n°1014, 1947, p.372.
- [18]. SPINLER, G. Conception des machines : vol 3, principes et applications. Lausanne : Presses polytechniques et universitaires romandes, 1997. 513p.
- [19]. WEIMIN, Z et al. Study on the mechanism of high-cycle corrosion fatigue crack initiation in X80 steel corrosion science ELSEVIER 2012 p.99-103
- [20]. XIONG, Y. Formulaire de résistance des matériaux. Paris : Eyrolles, 2002.342p.
- [21]. ZANI, M. Guide d'achat COMPOSANTS D'AUTOMATISMES : Les détecteurs tout-ou-rien sans contact. .MESURES N°752, 2003. P.46-54.
- Dans les Techniques de l'Ingénieur***
- [22]. CLOS, C. Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne. B2800, traité Génie mécanique.
- [23]. DEFRANOUX, J.M. Corrosion en milieu aqueux des métaux et alliages. M 150, Traité Matériaux métalliques.
- [24]. FAURE, L. Liaisons par obstacle. B 5 520, traité Génie mécanique.
- [25]. GIRARD, P. Analyse des décisions en conception. AG 2 220, traité L'entreprise industrielle.
- [26]. GOJON, R. Critères de choix d'un palier. Présélection. B 5 300, traité Génie mécanique.
- [27]. GOJON, R. Critères de choix d'un palier. Validation. B 5 310, traité Génie mécanique.
- [28]. LIEURADE, H. P. Essais de fatigue-corrosion. M135, Traité Matériaux métalliques.
- [29]. MILOVANOVIC D. Roulements à aiguilles. B 5 380, traité Génie mécanique
- [30]. POMEY, G., LIEURADE, H.P. Essais de fatigue. M 130, Traité Matériaux métalliques.
- [31]. RABBE, P., LIEURADE, H. P., GALTIER, A. Essais de fatigue, partie 1. M4170, Traité Matériaux métalliques.

Organisation

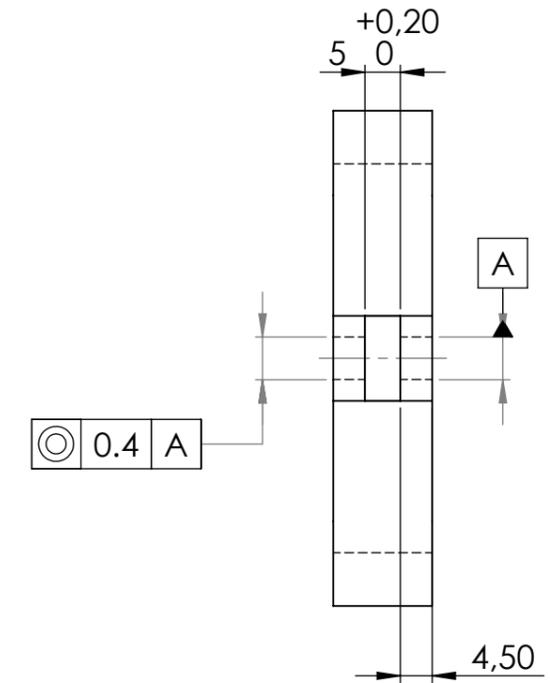
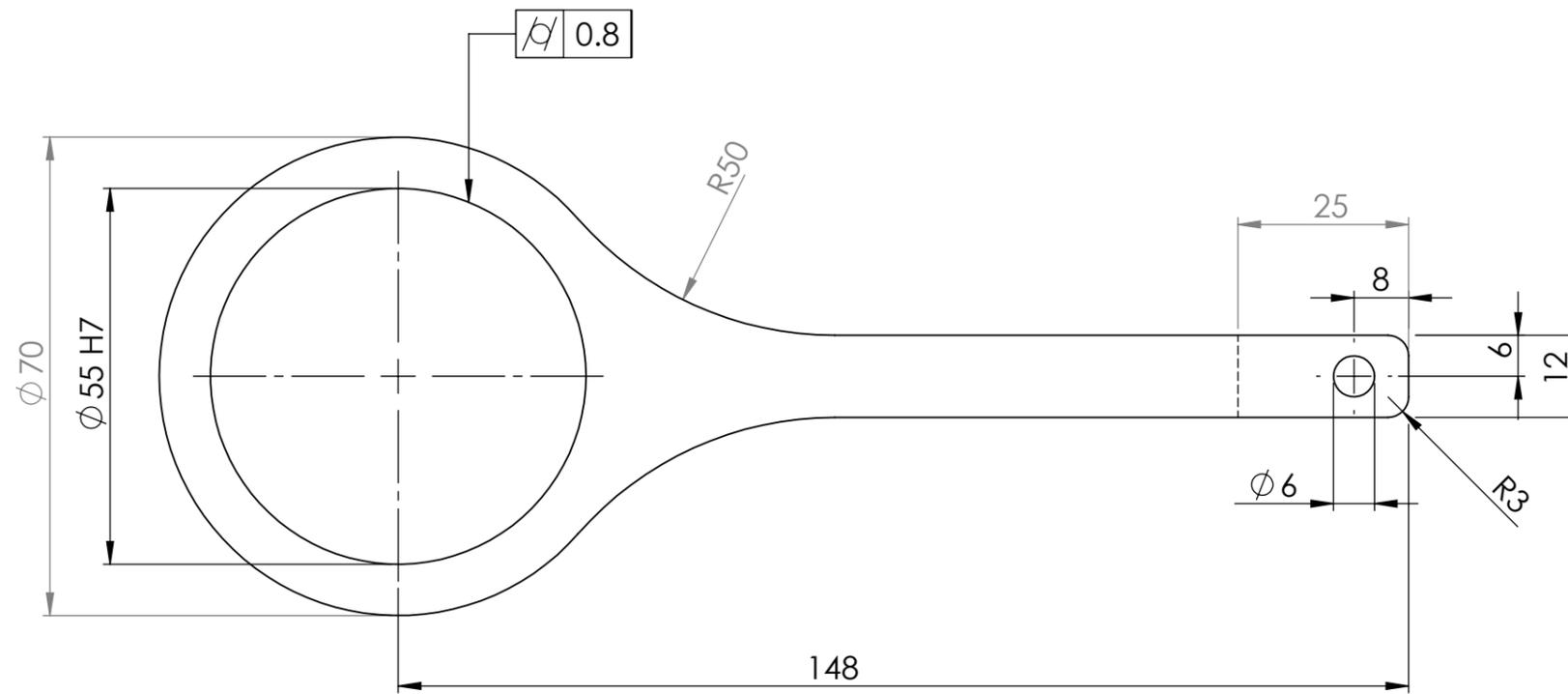
- [32]. ASM Handbook volume19: Fatigue and Fracture, ASM International, 1996.
- [33]. ASTM Standars B593-96. Standard test method for bending fatigue testing for copper-alloy spring materials, 2009.
- [34]. Organisation internationale de normalisation, I.S.O., principes généraux de l'essai de fatigue des métaux, recommandation I.S.O. R373, 1964.

CATALOGUE

- [35]. PAULSTRA VIBRACHOC. Catalogue : Accouplement Elastique. Accès interne : <http://www.paulstra-vibrachoc.com/html/accouplements-elastiques.html>
- [36]. SKF. Catalogue : Roulement. Accès internet : http://www.skf.com/portal/skf_fr/home
- [37]. UNBRAKO. Catalogue : socket set screws Accès internet : <http://www.unbrako.com/docs/engguide.pdf>

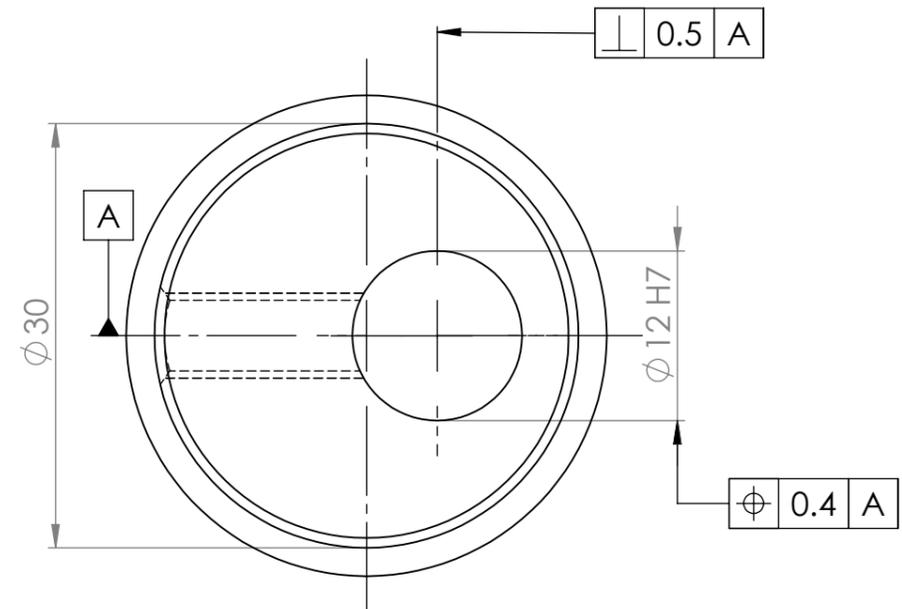
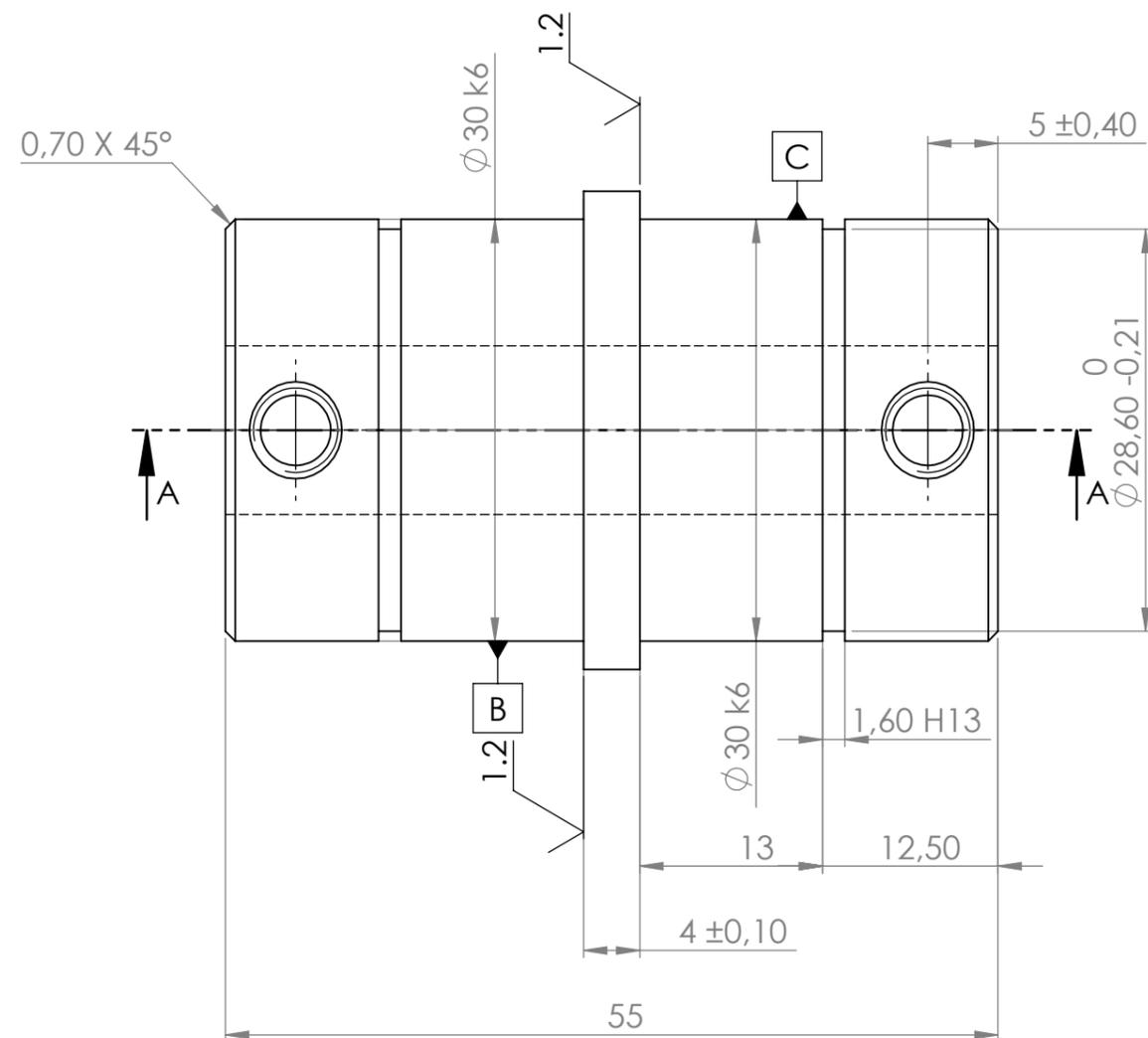
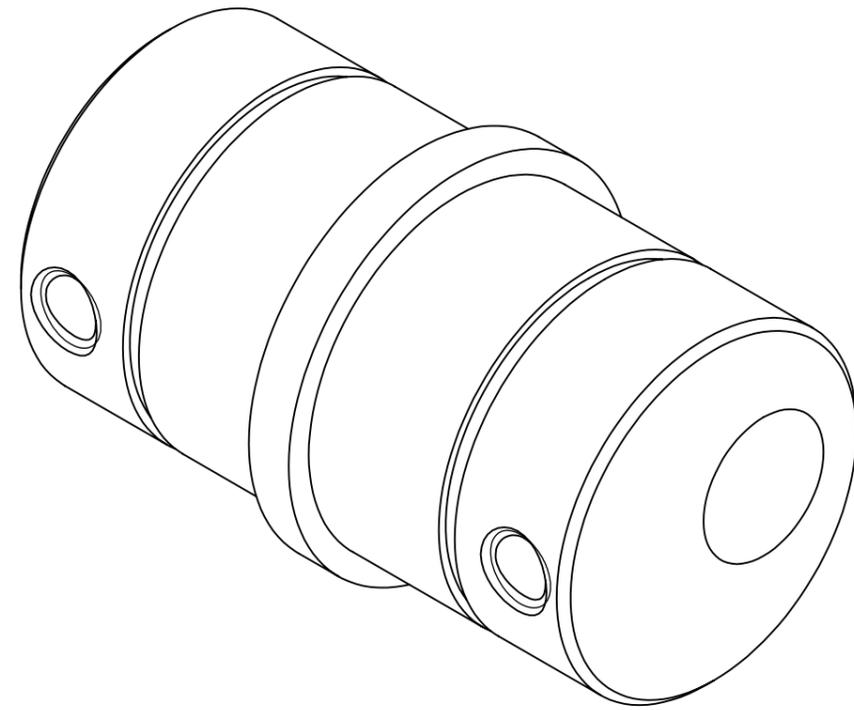
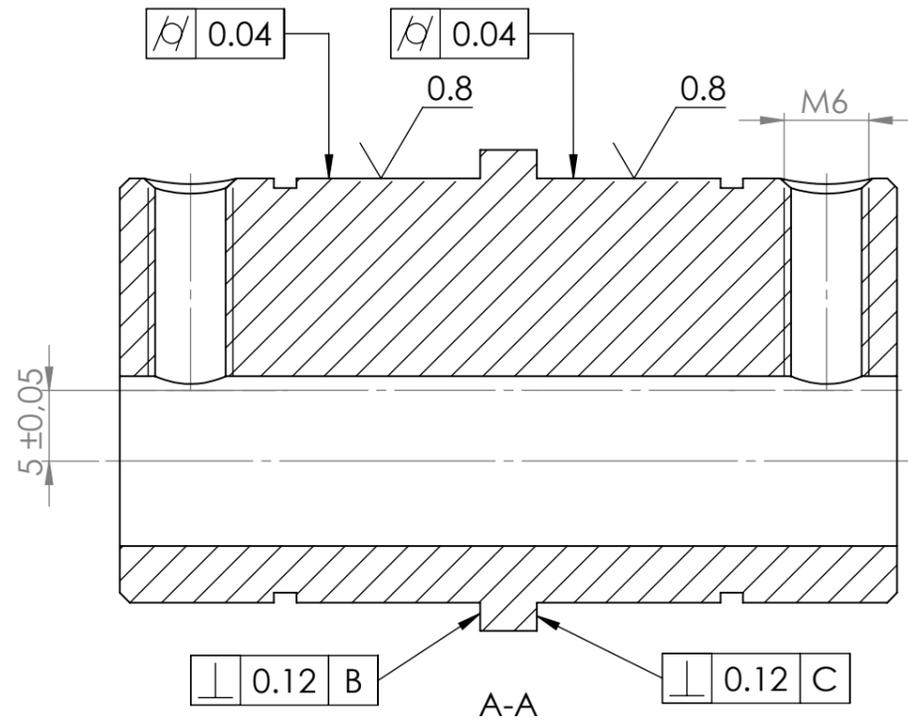
ANNEXES

ANNEXE 1
DESSINS DE DEFINITION



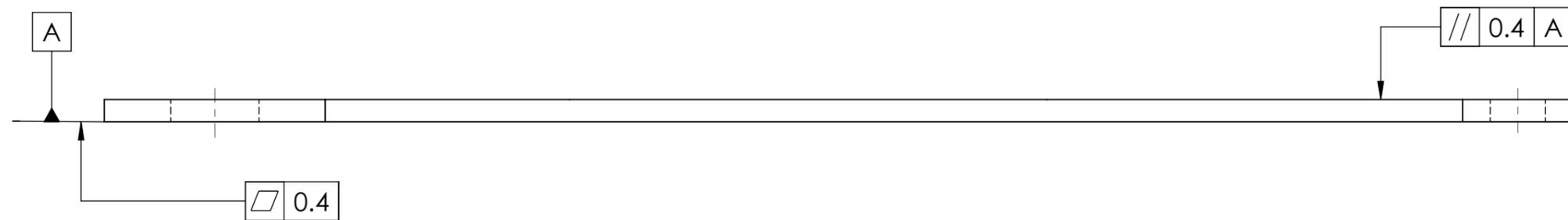
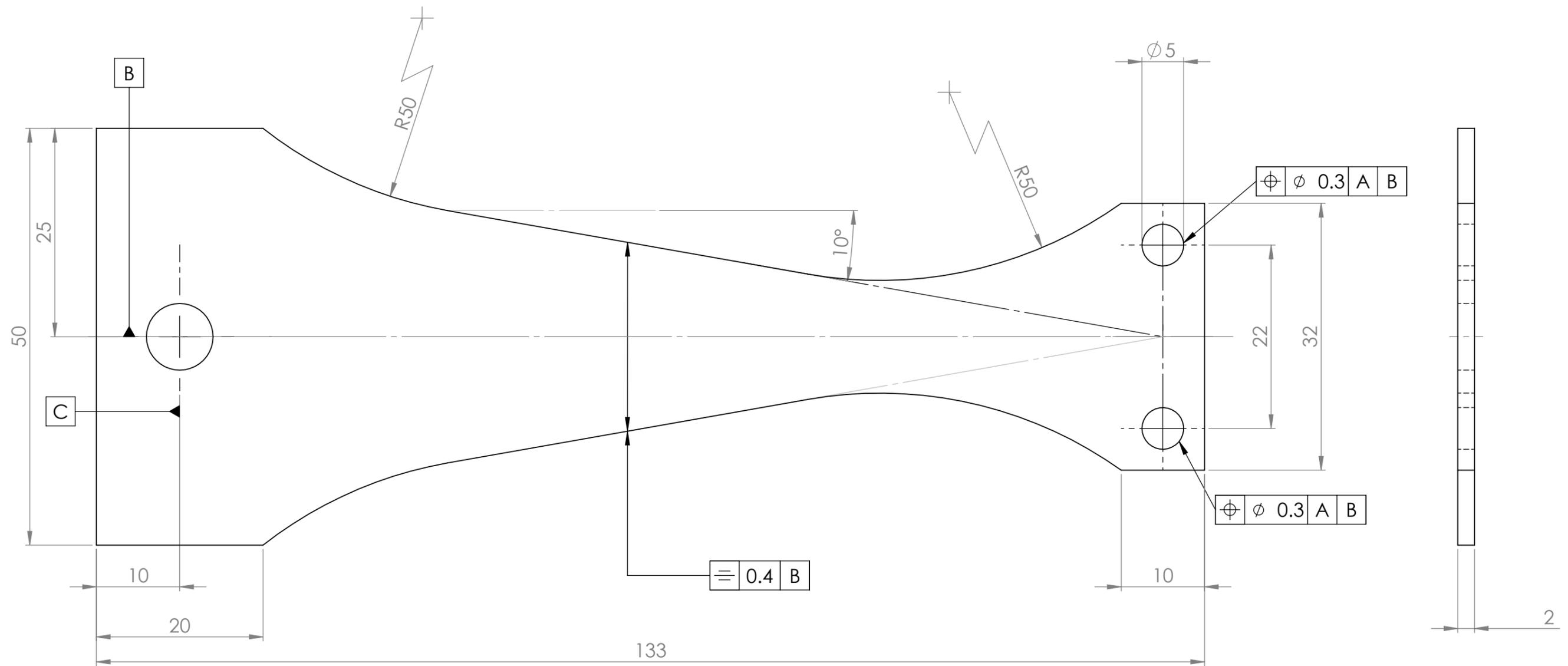
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: 3.2
TOLERANCES:
LINEAIRES: ± 0.5

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		BIELLE	E.N.P. G.MECANIQUE
Echelle 1:1			
Etudiant	BOUMARAF		MEF 12 01
Etudiant	NADIR		
Promoteur	GUERBUEB		
Promoteur	BELKACEMI		



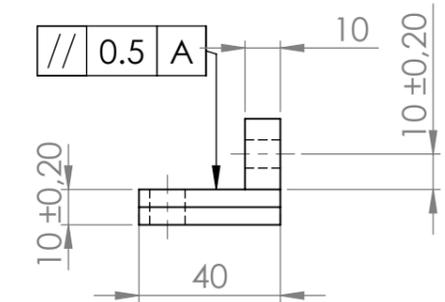
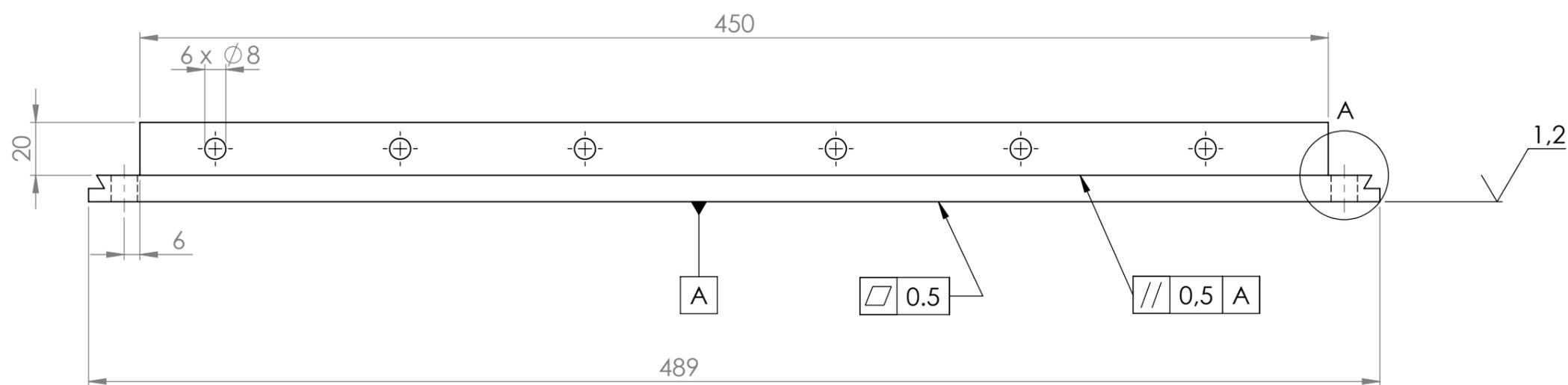
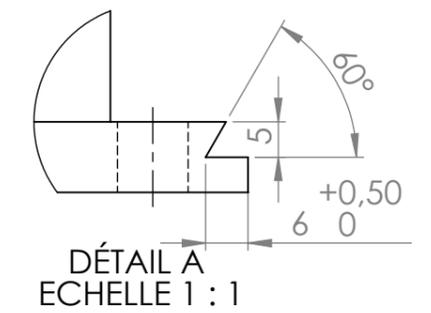
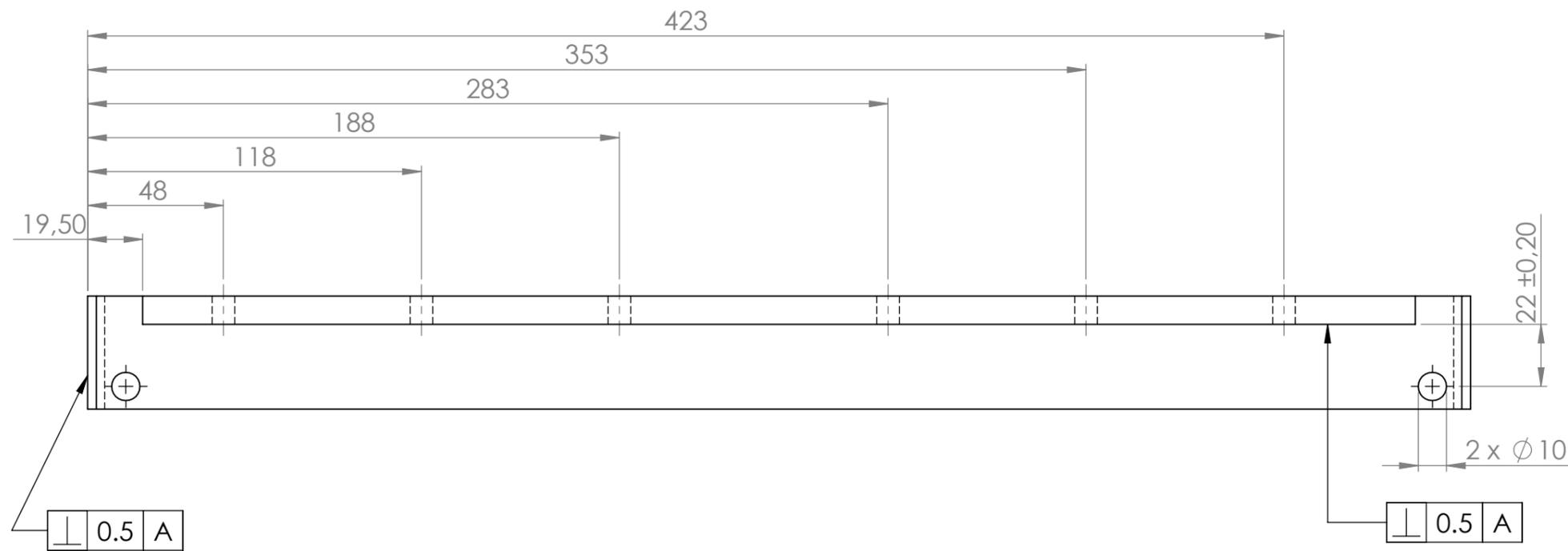
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: 3.2
TOLERANCES:
LINEAIRES: $\pm 0,5$

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		MANETON	E.N.P.
Echelle 2:1			G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF		MEF 12 02
Etudiant	NADIR		
Promoteur	GUERBUEB		
Promoteur	BELKACEMI		



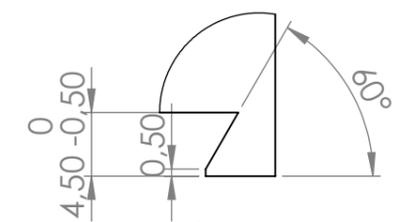
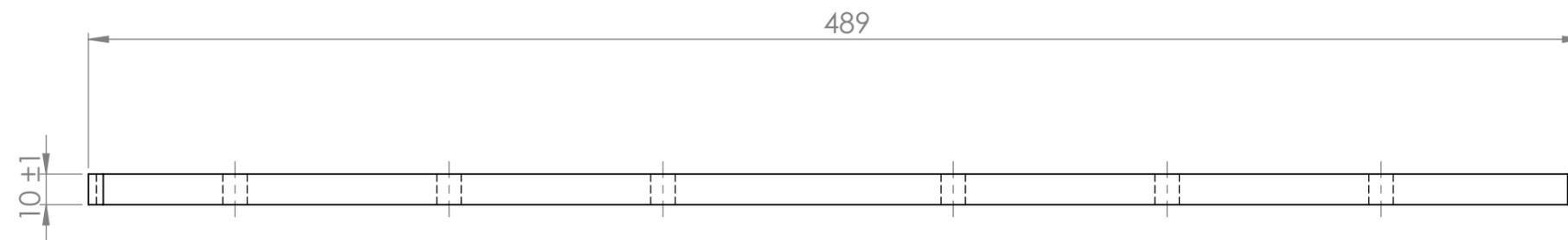
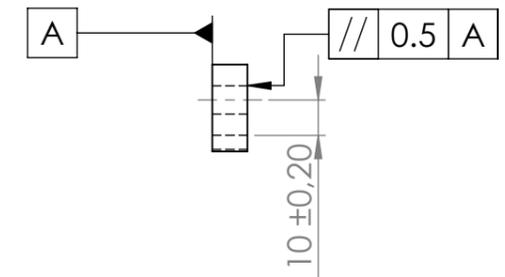
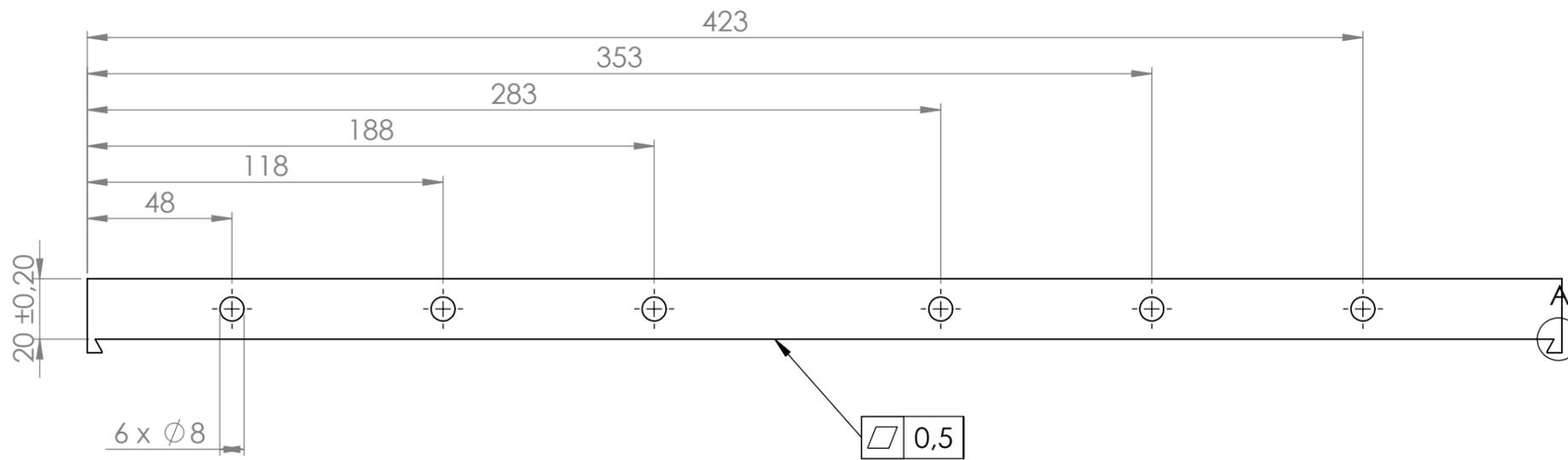
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE: 3.2
 TOLERANCES:
 LINEAIRES: ±0.5

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		EPROUVETTE	E.N.P.
Echelle 2:1			G.MECANIQUE
Etudiant BOUMARAF		C45	MEF 12 03
Etudiant NADIR			
Promoteur GUERBUEB			
Promoteur BELKACEMI			



SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: 3.2
TOLERANCES:
LINEAIRES: ±0.5

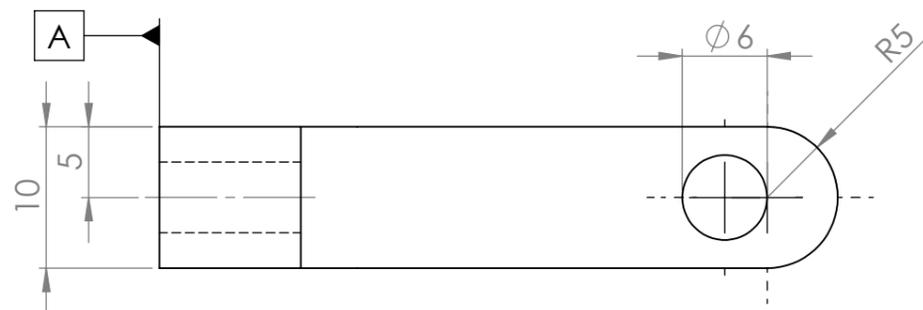
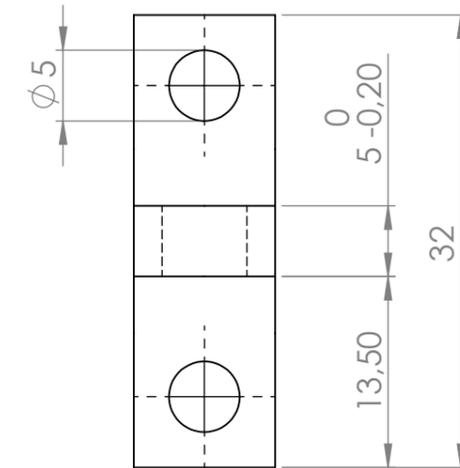
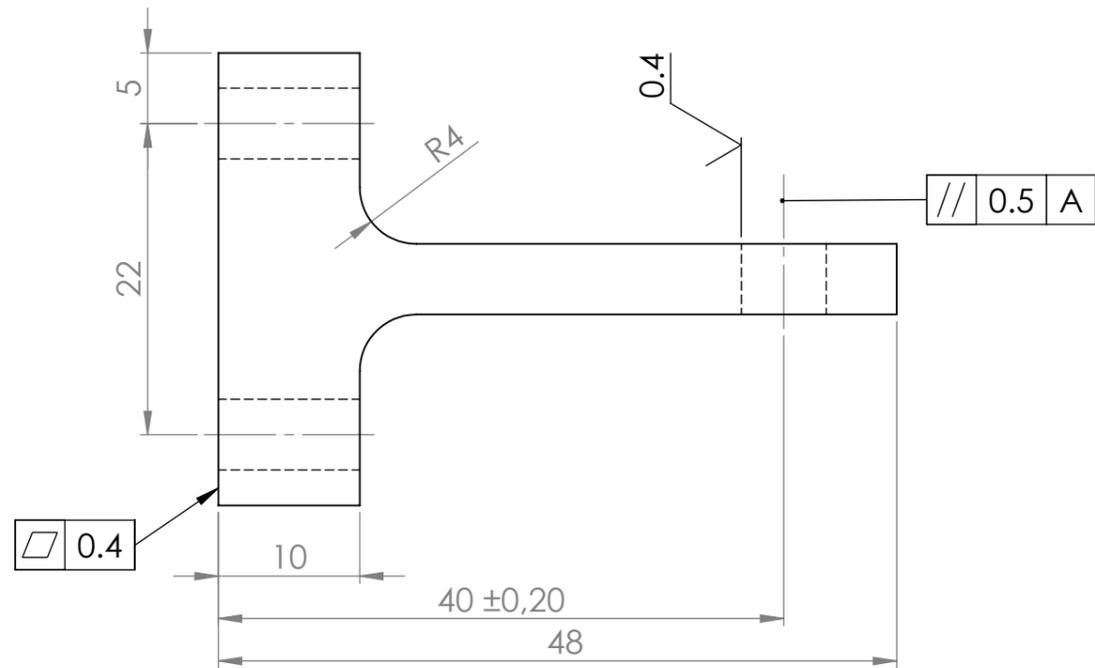
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		E.N.P.
Echelle 1:2		
FIXATION A		G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF	MEF 12 04
Etudiant	NADIR	
Promoteur	GUERBUEB	
Promoteur	BELKACEMI	



DÉTAIL A
ECHELLE 2 : 1

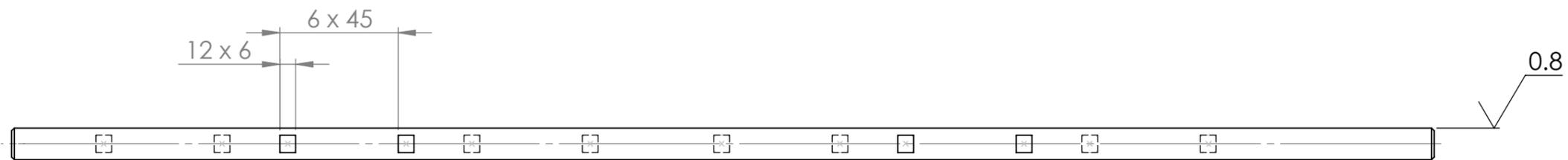
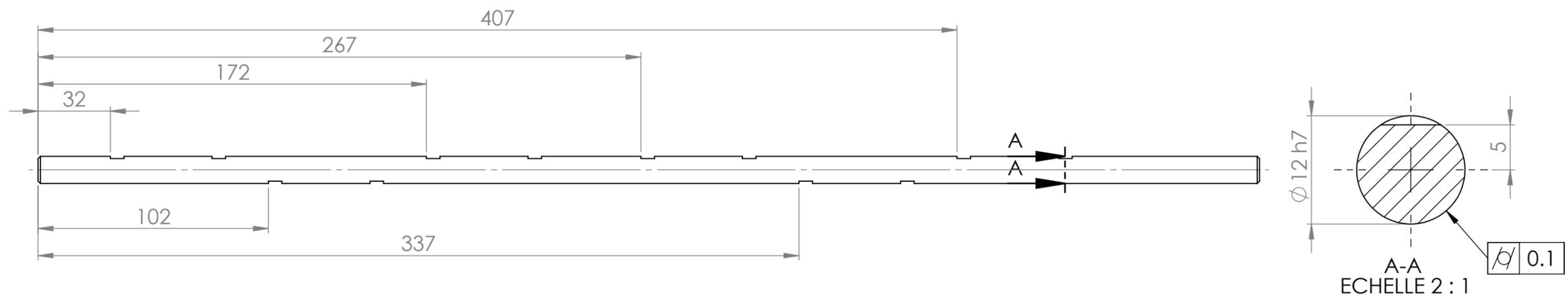
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: 3.2
TOLERANCES:
LINEAIRES: ±0.5

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		E.N.P.
Echelle 1:2		
FIXATION B		G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF	MEF 12 05
Etudiant	NADIR	
Promoteur	GUERBUEB	
Promoteur	BELKACEMI	



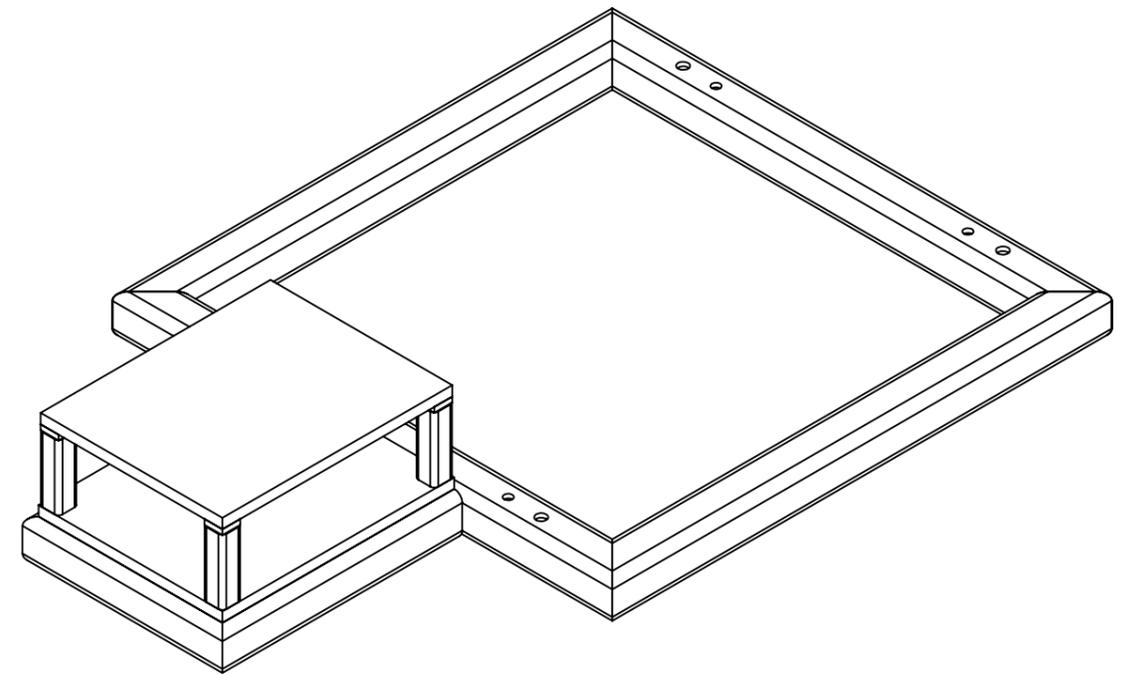
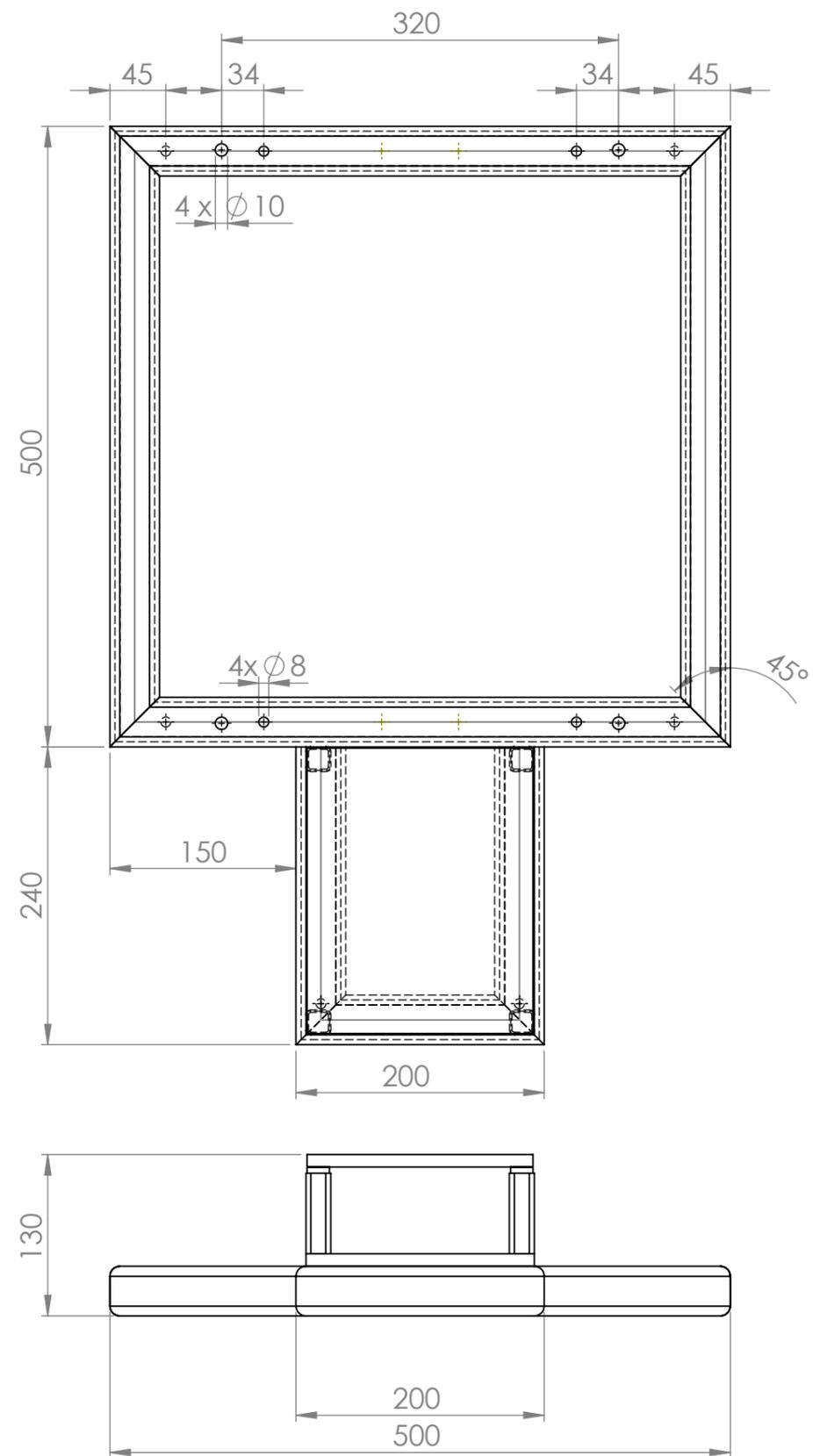
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: 3.2
TOLERANCES:
LINEAIRES: ±0.5

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		RACCORD	E.N.P.
Echelle 2:1			G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF		MEF 12 06
Etudiant	NADIR		
Promoteur	GUERBUEB		
Promoteur	BELKACEMI		



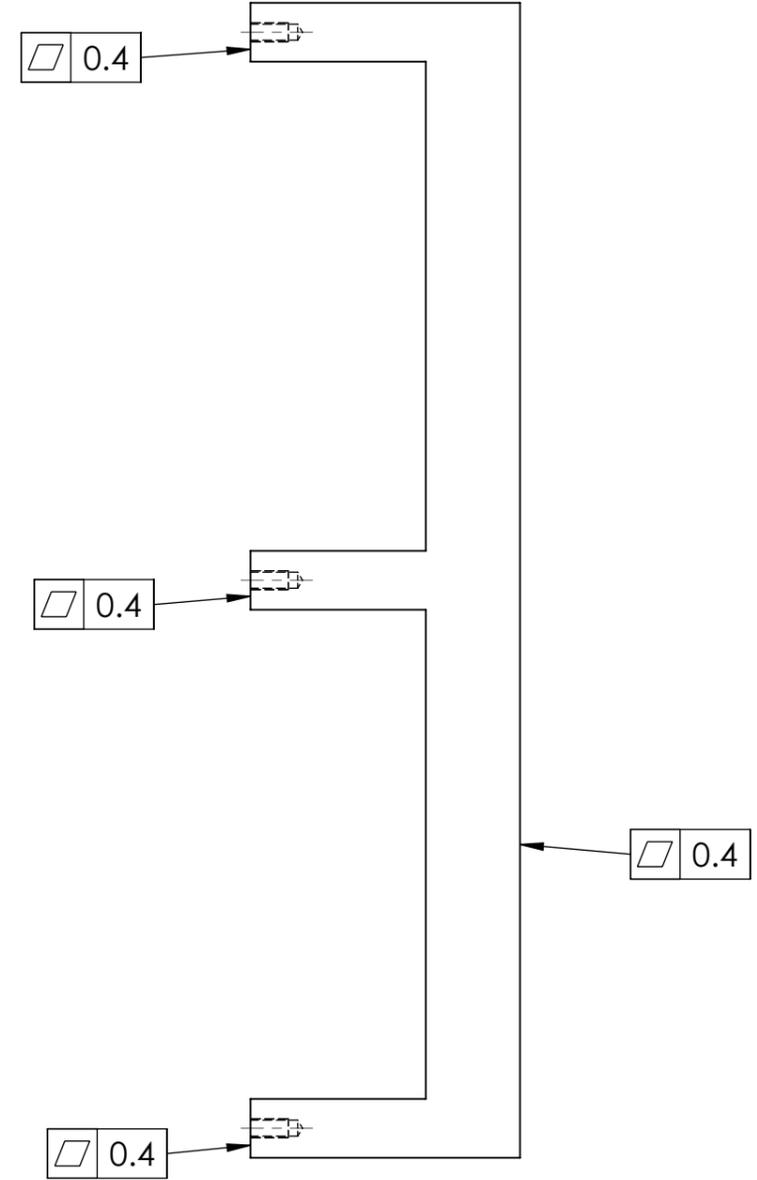
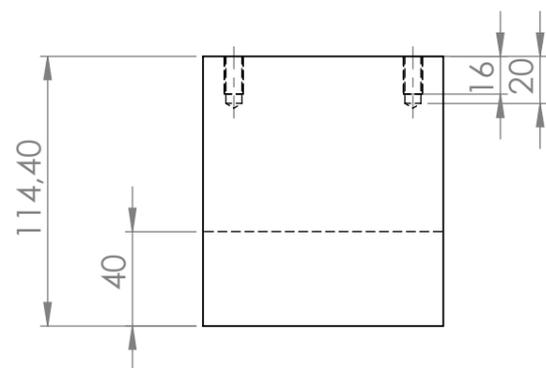
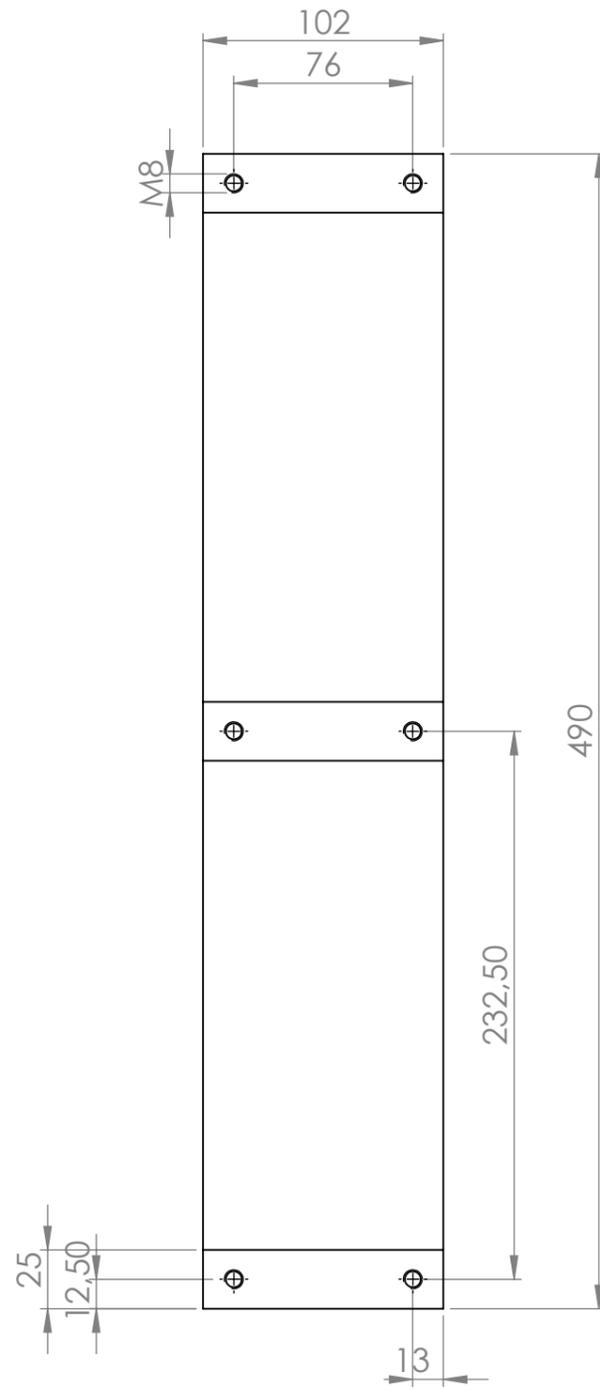
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE: 3.2
 TOLERANCES:
 LINEAIRES: ± 0.5

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		ARBRE	E.N.P.
Echelle 1:2			G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF		MEF 12 07
Etudiant	NADIR		
Promoteur	GUERBUEB		
Promoteur	BELKACEMI		



SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE: 3.2
 TOLERANCES:
 LINEAIRES: ± 0.5

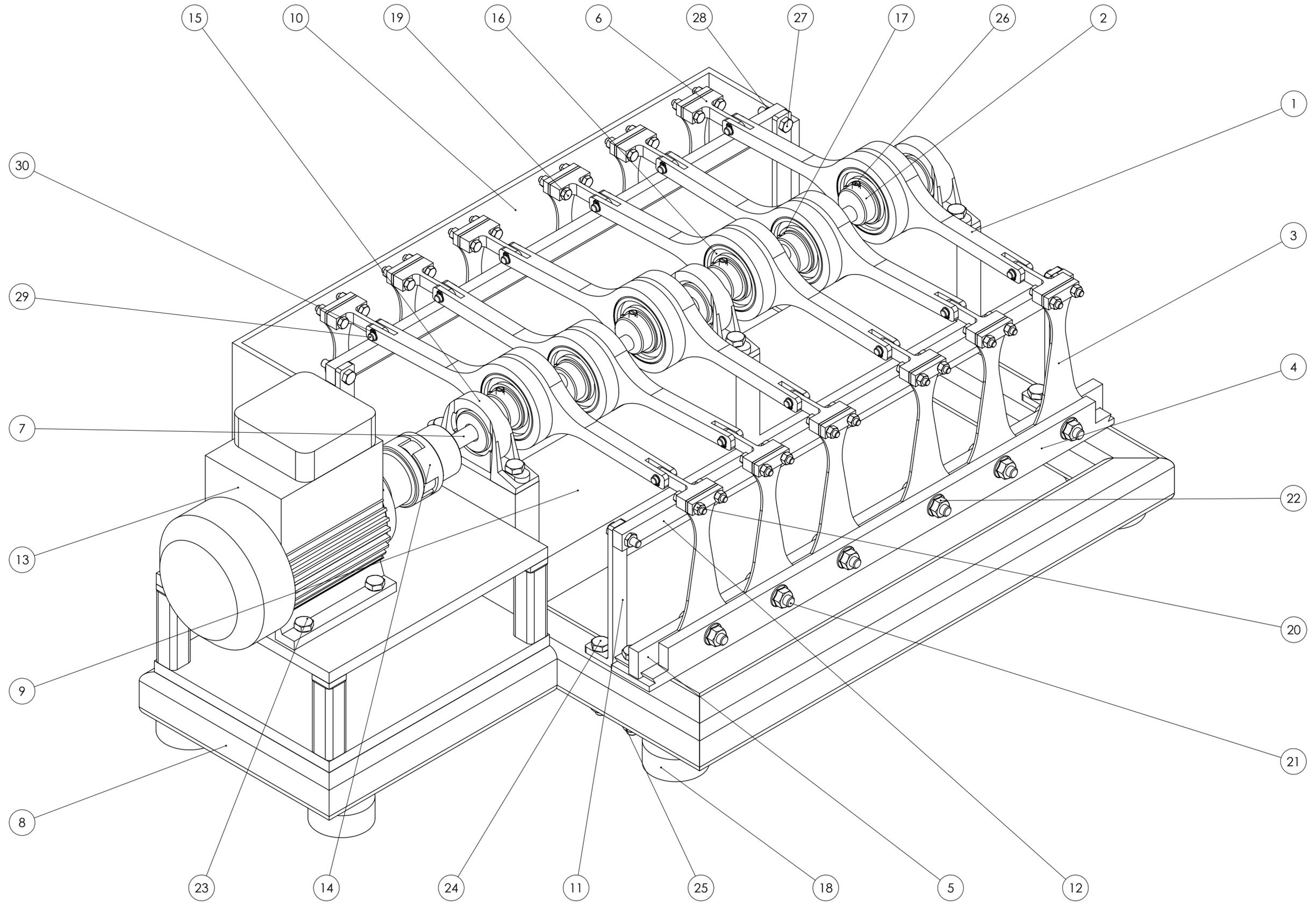
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		BATI	E.N.P.
Echelle 1:5			G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF		MEF 12 08
Etudiant	NADIR		
Promoteur	GUERBUEB		
Promoteur	BELKACEMI		



SAUF INDICATION CONTRAIRE:
 LES COTES SONT EN MILLIMETRES
 ETAT DE SURFACE: 3.2
 TOLERANCES:
 LINEAIRES: ± 0.5

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		SUPPORT PALIERS	E.N.P.
Echelle 1:3			G.MECANIQUE
Etudiant	BOUMARAF		MEF 12 09
Etudiant	NADIR		
Promoteur	GUERBUEB		
Promoteur	BELKACEMI		

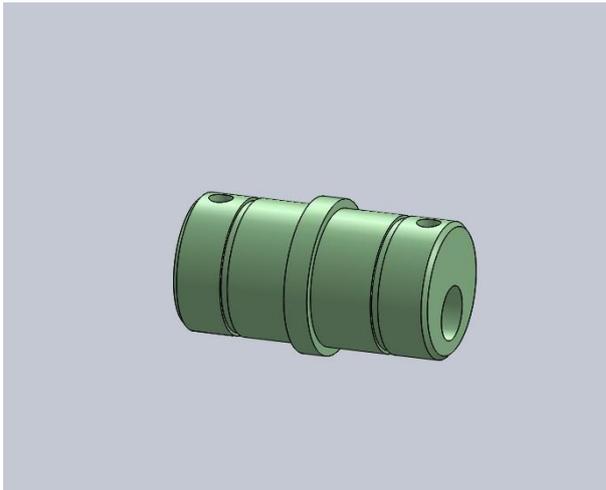
ANNEXE 2
DESSINS D'ASSEMBLAGE



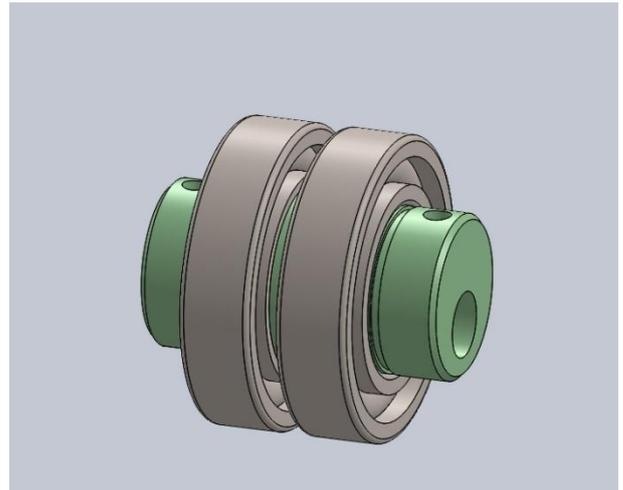
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		E.N.P.
Echelle 1:2		
Etudiant	BOUMARAF	MACHINE DE FATIGUE SOUS CORROSION EN FLEXION PLANE POUR MULTI-EPROUVETTES
Etudiant	NADIR	
Promoteur	GUERBUEB	G.MECANIQUE
Promoteur	BELKACEMI	
		MEF 12 00

30		Anneau élastique pour arbre	24		
29		Axe d'articulation	12		
28		Ecrou H ISO 4032 - M 6	4		
27		Vis H ISO 4014 - M6 x 25	4		
26		Vis HC ISO 4766 - M6 x 10	12		
25		EcrouH ISO 4032 - M8	8		
24		Vis H ISO 4014 - M8 x 70	8		
23		Vis H ISO 4017 - M8 x 25	6		
22		Ecrou H ISO 4032 - M 6	12		
21		Vis H ISO 4014 - M6 x 35	12		
20		Ecrou H ISO 4032 - M5	24		
19		Vis H ISO 4014 - M5 x 25	24		
18		Silentbloc	6		
17		Anneau élastique pour arbre	12		
16		Roulement SKF 6006	12		
15		Palier à semelle	3		
14		Accouplement	1		
13		Moteur	1	L S 71 P	0,25 KW
12	MEF 12 12	Barre	2		
11	MEF 12 11	Porte barre	4		
10	MEF 12 10	Bac	2	Plexiglass	
09	MEF 12 09	Support Palier	1		
08	MEF 12 08	BATI	1	Tube carrée	Soudé
07	MEF 12 07	Arbre	1		
06	MEF 12 06	Raccord	12		
05	MEF 12 05	Fixation B	2		
04	MEF 12 04	Fixation A	2		
03	MEF 12 03	Eprouvette	12	C45	Tôle 2mm
02	MEF 12 02	Maneton	6		
01	MEF 12 01	Bielle	12		
Rep.	N° DE DESSIN	Désignation	Nb	matériau	Observation

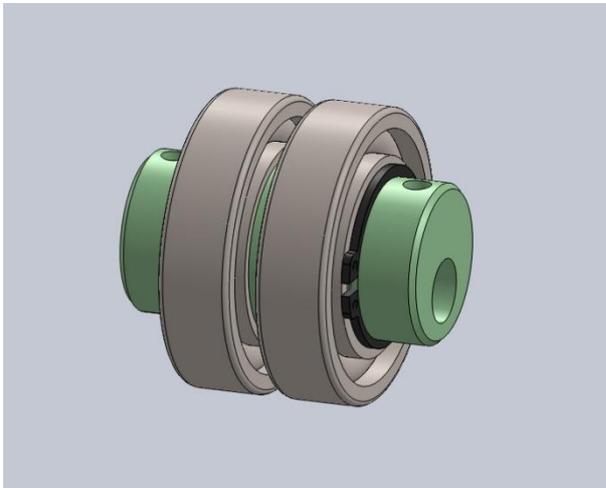
ANNEXE 3 : MONTAGE DE LA MACHINE



1- Prendre le maneton.



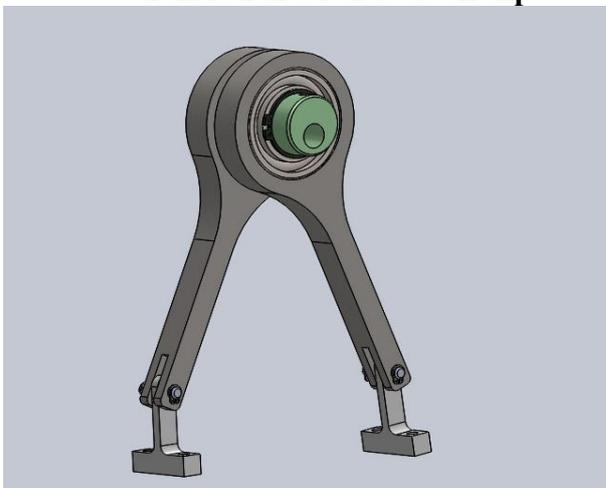
2- Monter les deux roulements sur le maneton. Le flanc du roulement devra reposer sur l'épaulement.



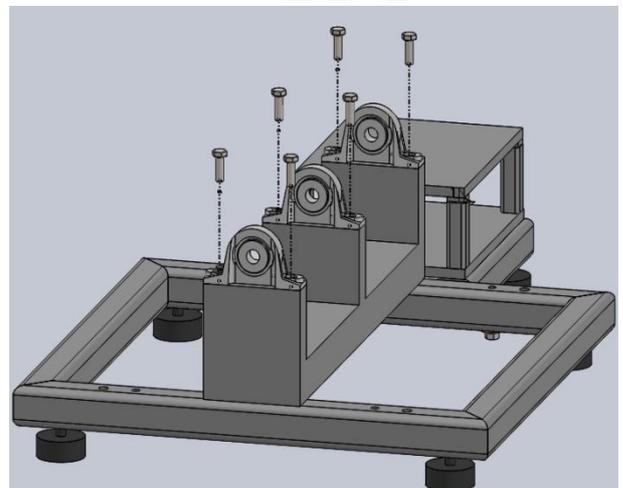
3- Bloquer les deux roulements en translation à l'aide de circlips.



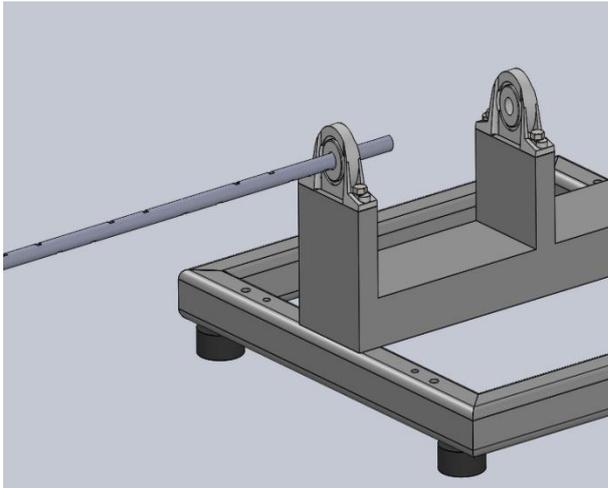
4- Monter deux bielles sur chaque maneton.



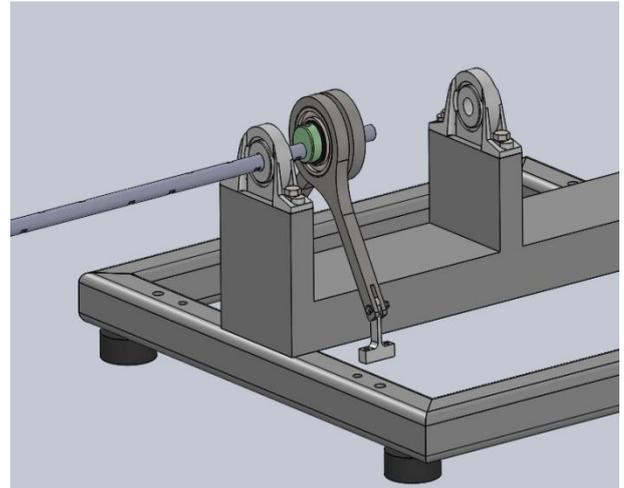
5- Insérer l'axe d'articulation entre chaque bielle raccord.



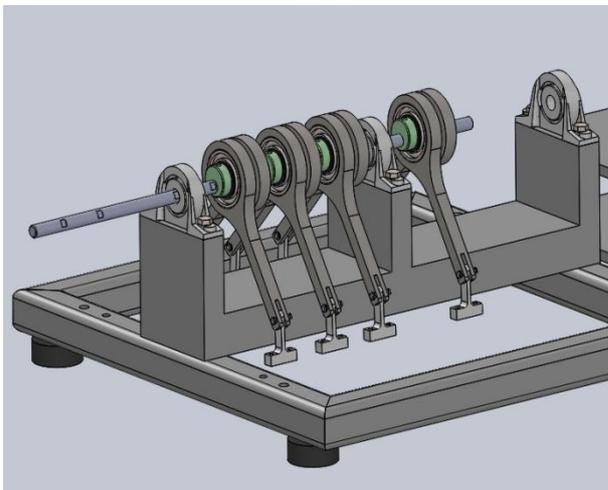
6- Fixer les paliers à semelles sur le bâti à l'aide des vis de fixation.



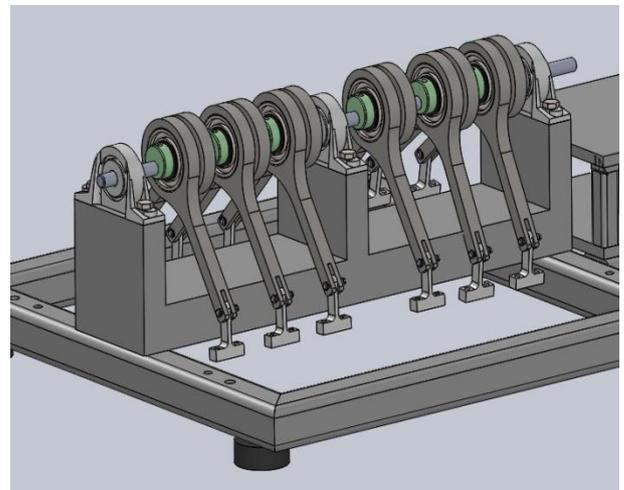
7- Monter l'arbre sur le premier palier à semelle.



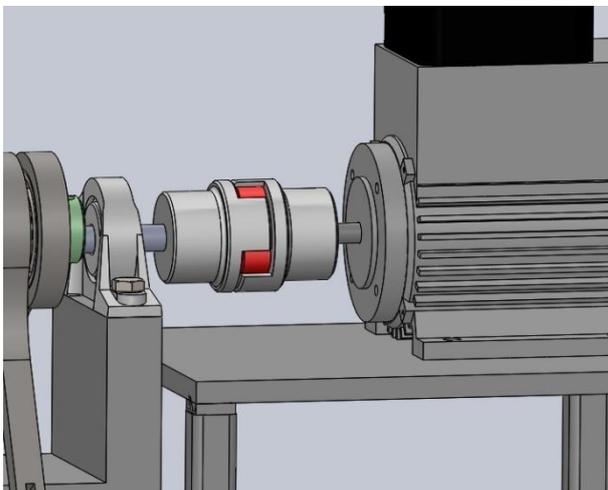
8- Montez les trois premiers manetons



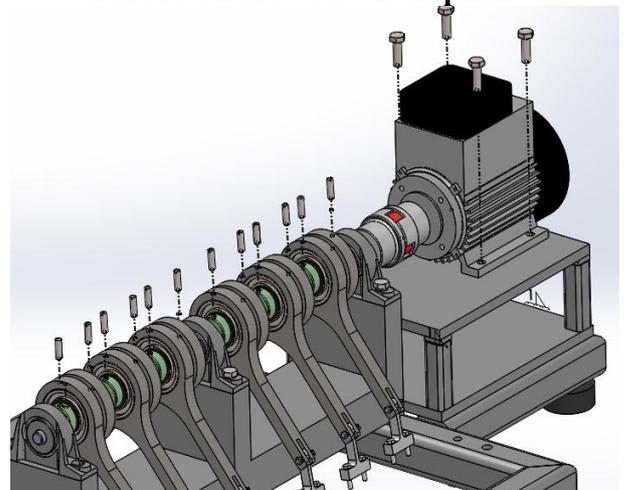
9- Insérer l'arbre dans le deuxième palier à semelle suivi par trois manetons.



10- Insérer l'arbre dans le troisième palier à semelle et fixer les manetons sur l'arbre à l'aide des vis de pression

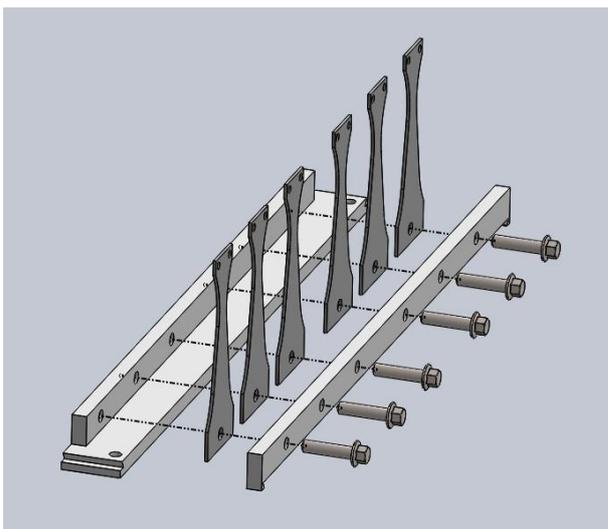


11- Accouplez le moteur à l'arbre à l'aide d'un accouplement élastique.

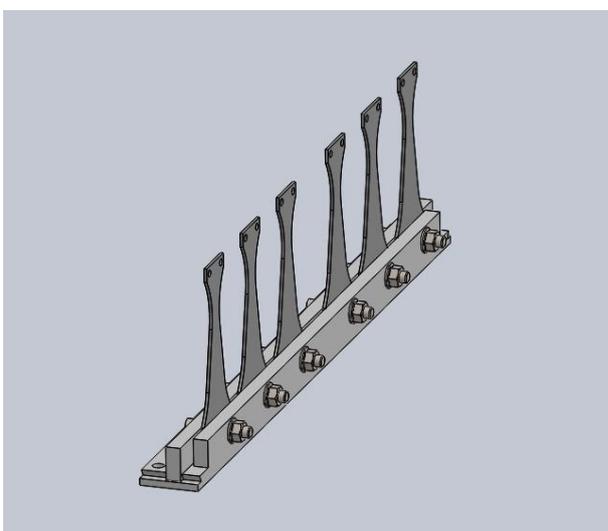


12- fixer les manetons sur l'arbre à l'aide des vis de pression et serrer les vis pour maintenir le moteur.

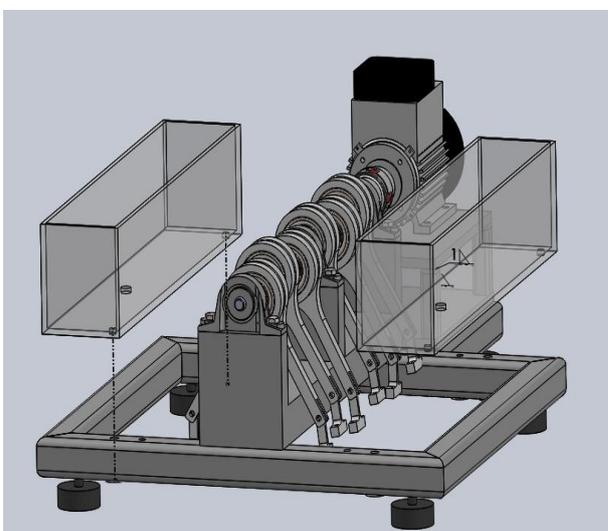
ANNEXE 4 : PROTOCOLE D'ESSAI



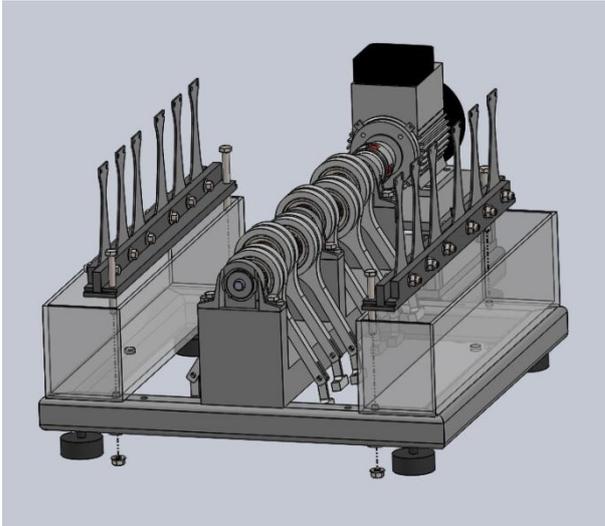
1- Positionnez les éprouvettes dans leurs places respectives.



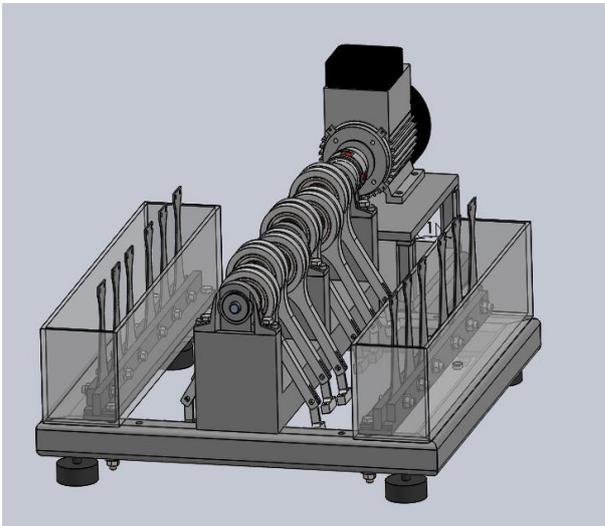
2- Serrez les écrous pour assurer l'encastrement.



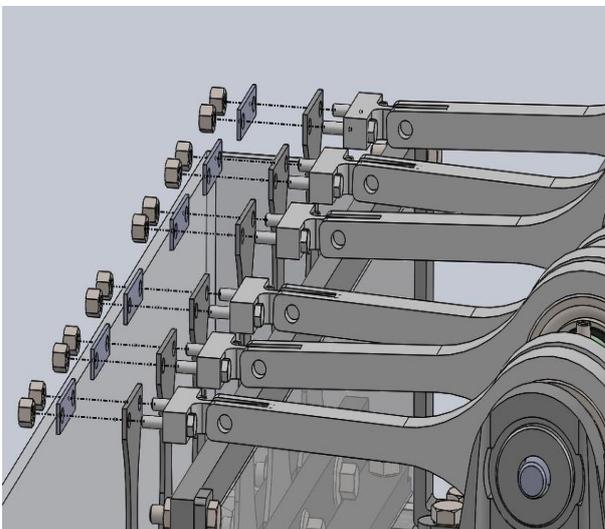
3- Déposez les cellules de corrosion dans leurs places respectives.



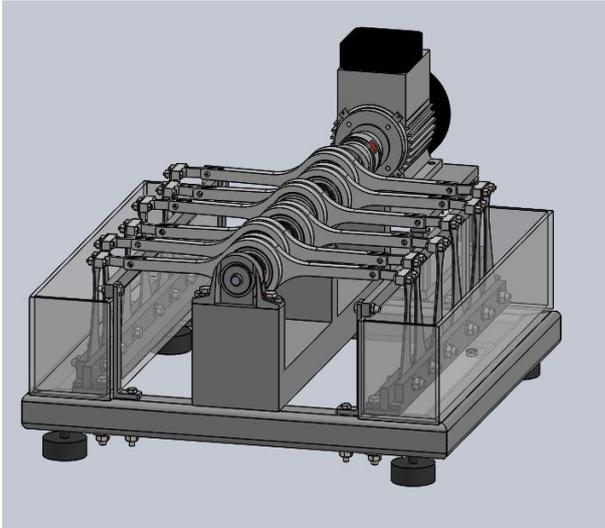
4- Poser (2) dans la cellule de corrosion face à l'axe.



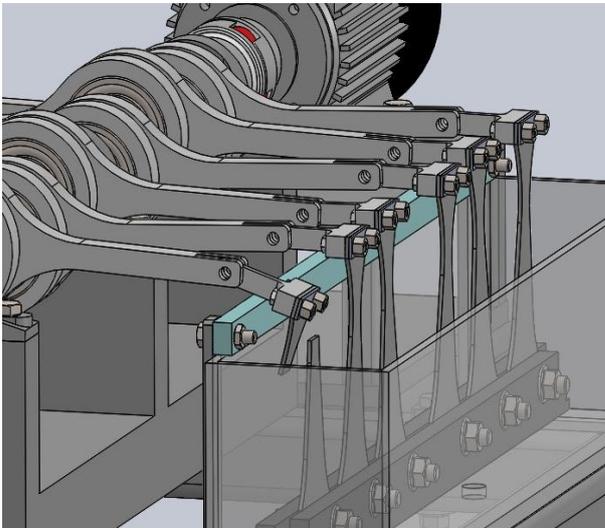
5- Serrez les écrous pour fixer (2) et la cellule de corrosion sur le bâti.



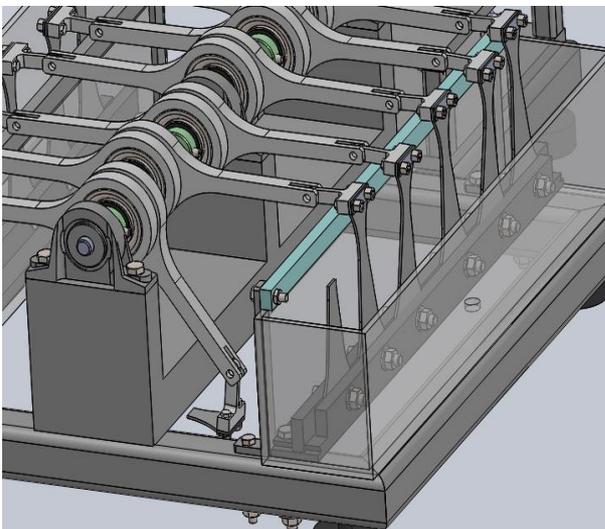
6- Fixez chaque raccord sur son éprouvette respective.



- 7- Vérifiez la position des capteurs, remplissez la cellule avec le liquide corrosif, démarrez la machine.



- 8- Lorsqu'il ya rupture la bielle tombe sur la barre protectrice, le moteur s'arrête automatiquement, notez le nombre de cycles.



- 9- Dégagez la bielle en enlevant la barre, remettez la barre protectrice à sa place et redémarrez le moteur.

ANNEXES 5: ETUDE DES STRUCTURES

Nom	Type	Min	Max
BIELLE	VON: contrainte de Von Mises Image du contrôle de maillage	649.09 N/m ² Noeud: 68161	925030 N/m ² Noeud: 52931

Nom du modèle: Bielle
 Nom de l'étude: Etude 1
 Type de maillage: Maillage volumique

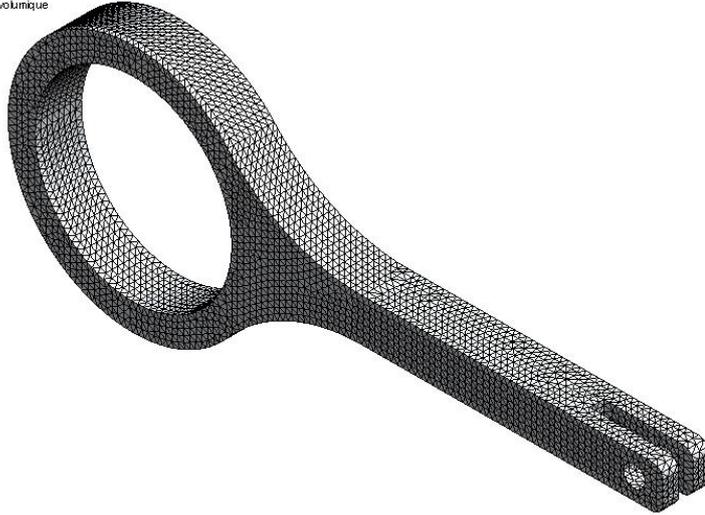
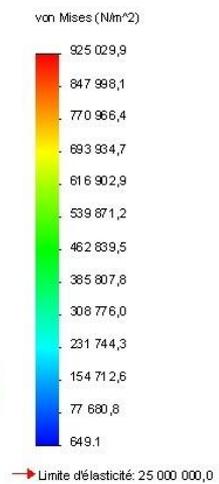
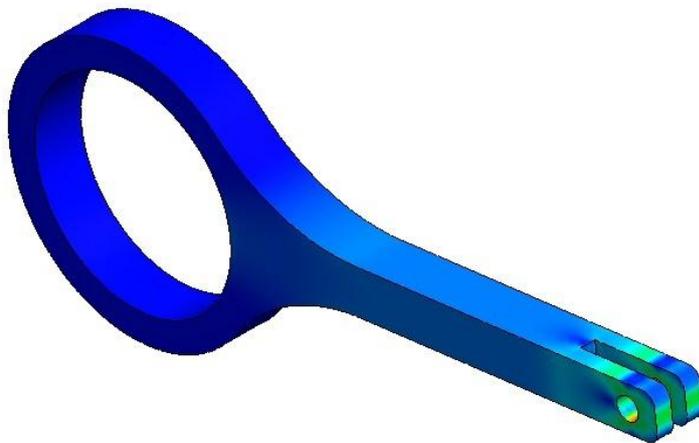


Image du contrôle de maillage

Nom du modèle: Bielle
 Nom de l'étude: Etude 1
 Type de tracé: Analyse statique contrainte nodale Contraintes1
 Echelle de déformation: 97.6588



Contraintes

ANNEXES 5: ETUDE DES STRUCTURES

Nom	Type	Min	Max
Raccord	VON: contrainte de Von Mises Image du contrôle de maillage	4211.84 N/m ² Noeud: 8039	2.19928e+006 N/m ² Noeud: 8227

Nom du modèle: Raccord
Nom de l'étude: Etude 1
Type de maillage: Maillage volumique

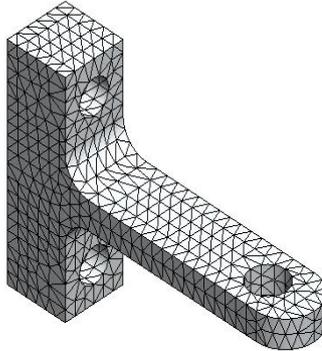
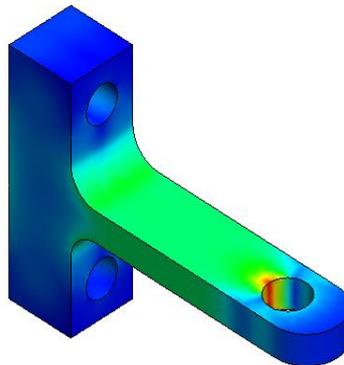
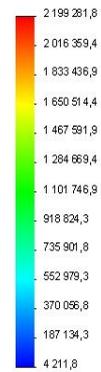


Image du contrôle de maillage

Nom du modèle: Raccord
Nom de l'étude: Etude 1
Type de tracé: Analyse statique contrainte nodale: Contraintes1



von Mises (N/m²)



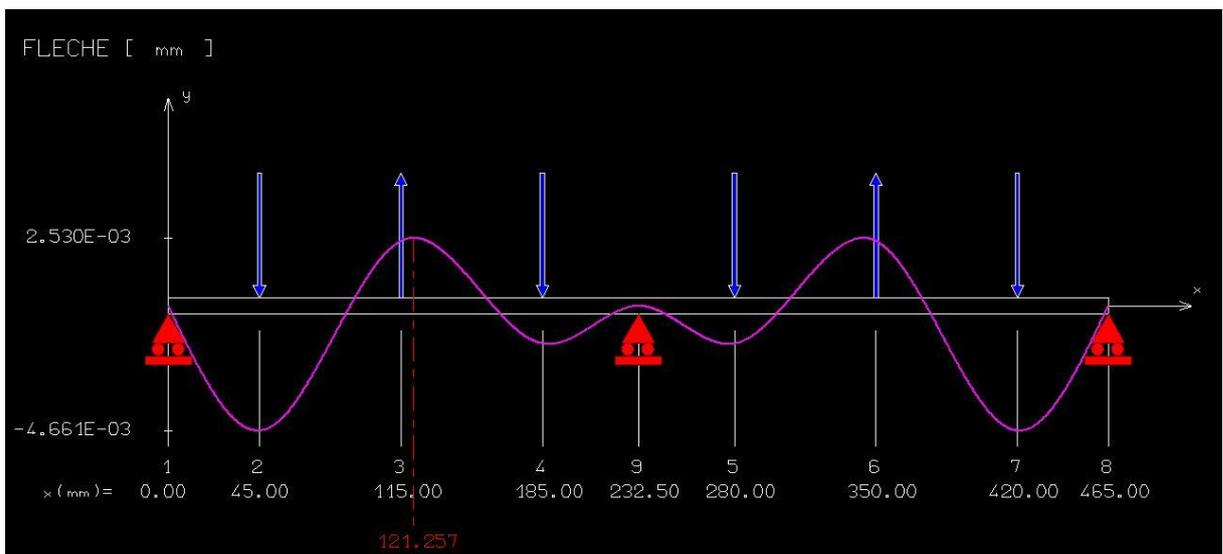
→ Limite d'élasticité: 27 574 200,0

Contraintes

ANNEXE 6 : COMPARAISON DES FLECHES RDM6



FLECHE POUR UN DIAMETRE DE 4 mm

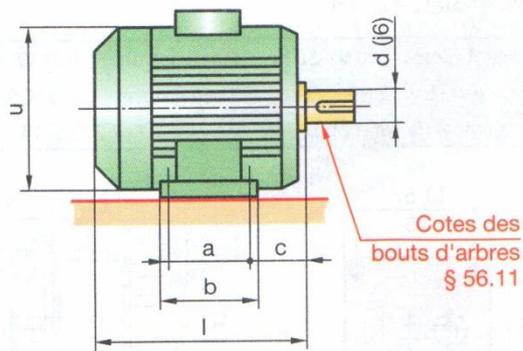
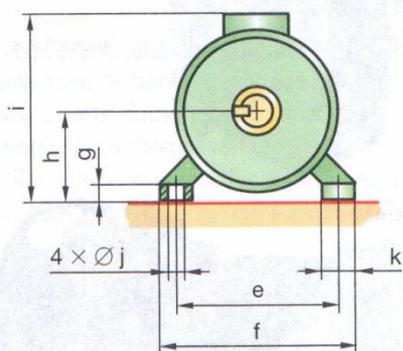


FLECHE POUR UN DIAMETRE DE 12 mm

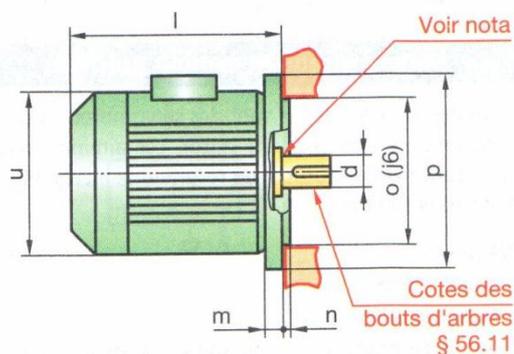
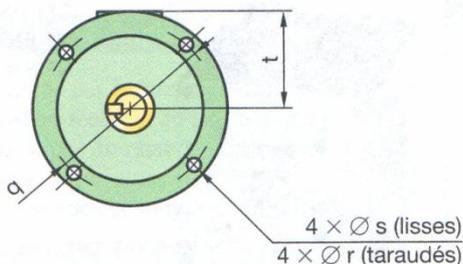
ANNEXE 7 : CATALOGUE MOTEUR

Moteurs asynchrones – Réseau Δ 230 / Y 400 V – 50 Hz – Degré de protection IP 55*

Moteurs à pattes de fixation



Moteurs à bride de fixation à trous lisses ou taraudés



Nota : L'épaulement de l'arbre est nominale dans le même plan que la force d'appui de la bride.

Moteurs asynchrones monophasés fermés, à rotor en court-circuit – Condensateur permanent

Moteurs asynchrones triphasés fermés, à rotor en court-circuit

Type		LS 56 P		LS 63 E		LS 71 P		LS 80 L			LS 90 L		LS 100								
Puissance kW	3 000 tr/min	0,09	0,12	0,18	0,25	0,37	0,55	0,75	0,75	1,1	1,5	1,8	2,2	3							
	1 500 tr/min	-	0,09	0,12	0,18	0,25	0,37	0,55	0,55	0,75	0,9	1,5	1,8	2,2							
	1 000 tr/min	-	-	-	0,09	0,12	0,18	0,25	0,25	0,37	0,55	1,1	-	1,5							
	750 tr/min	-	-	-	-	-	0,09	0,12	0,18	0,25	-	0,55	-	0,75							
Type n°	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
56	71	89	36	9	90	104	7	56	141	6	24	156	5	2,5	80	120	100	M6	7	85	110
63	80	96	40	11	100	115	8	63	154	7	24,5	172	10	3	95	140	115	M8	10	95	124
71	90	104	45	14	112	126	9	71	173	7	23	183	10	3,5	110	160	130	M8	10	102	140
80	100	120	50	19	125	157	10	80	203	9	29	215	10	3,5	130	200	165	M8	12	123	160
90	125	162	56	24	140	172	11	90	223	10	37	245	12	4	130	200	165	M10	12	133	180
100	140	165	63	28	160	196	13	100	238	12	40	290	14	4	180	250	215	M12	15	138	190