

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI-OUZOU

FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire

de Fin D'études

**En vue de l'obtention du diplôme de Master
en Génie Mécanique**

Option : Construction Mécanique

Thème

**Conception d'un banc d'essai et suivi des avaries dans
les transmissions de puissances par engrenages**

Proposé par :

Mr : LARBI. S

Réalisé par :

Mr : MAHMOUD Massinissa

Mr : KABI Mohand Arezki

Promotion 2019/2020

Remerciement

Nous tenons en premier lieu à remercier dieu tout puissant, de nous avoir aidé et donné le courage pour arriver au terme de ce travail. Toute notre gratitude va pour nos familles qui nous ont soutenus avec tous les moyens pour assurer notre réussite.

Nos remerciements les plus sincères vont à notre promoteur, **Mr S. LARBI** pour avoir bien voulu nous encadrer et pour ses précieux conseils et orientations. Nous le remercions d'avoir su partager son expérience et sa passion notamment dans le domaine de la conception mécanique.

Nous tenons à remercier **Mr A. BILEK** et **Mr S. DJEBALI pour** tout le temps qu'ils nous ont consacré et pour la patience dont ils ont fait preuve à notre égard.

Nos remerciements les plus sincères vont à **Mr Fabrice VILLE** professeur chercheur à l'université de LYON pour ses explications et son aide qui nous à été d'une grande utilité.

Enfin, nos remerciements à toutes les personnes, qui de manière directe ou indirecte, ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Nous remercions chaleureusement les membres de jury qui nous ferons l'honneur d'examiner notre travail.

SOMMAIRE

<i>Introduction générale</i>	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Transmission de puissance

<i>Introduction</i>	4
---------------------------	---

I. Définition de la transmission de mouvement	4
--	---

I.1) Transmission par poulie-courroie :	4
---	---

I.1.1) Courroie trapézoïdale :	4
--------------------------------------	---

I.1.2) Courroie plate :	5
-------------------------------	---

I.2) Transmission par chaîne et roues dentées :	6
---	---

I.2.1) Principales caractéristiques :	7
---	---

I.3) Transmission par engrenage :	7
---	---

I.3.1) Définition :	7
---------------------------	---

I.3.2) Classification des engranges :	8
---	---

I.3.3) Dimensions et géométrie :	10
--	----

I.3.3.1) Denture droite :	10
---------------------------------	----

I.3.3.2) Engrange Hélicoïdal :	12
--------------------------------------	----

I.3.3.3) Engrenage conique.	13
----------------------------------	----

I.3.3.4) La vis sans fin :	15
----------------------------------	----

I.3.3.4.1) Caractéristiques :	15
-------------------------------------	----

I.3.4) Profil en développante de cercle	16
---	----

I.3.4.1) Principe de la développante de cercle :	16
--	----

I.3.4.2) Propriétés de la développante de cercle :	17
--	----

Chapitre II : Tribologie, Frottement et mécanisme d'usure

<i>Introduction</i>	18
---------------------------	----

II. La tribologie	18
--------------------------------	----

II.1) Les systèmes tribologiques.....	18
--	----

II.2) Le contact mécanique	19
II.3) La surface de contact	20
II.4) Frottement	21
II.4.1) Type de frottement.....	21
II.4.1.1) Frottement sec	21
II.4.1.2) Frottement hydrodynamique	22
II.4.1.3) Frottement onctueux	22
II.4.2) Aspects théoriques du frottement.....	22
II.4.3) Coefficients de frottement.....	22
II.4.3.1) Coefficients de frottement statique μ :.....	22
II.4.3.2) Coefficients de frottement cinématique (dynamique) μ_k	23
II.5) Usure	23
II.5.1) Principaux mécanismes d'usures	23
II.5.2) Usure adhésive	24
II.5.3) Usure abrasive et érosive	24
II.5.3.1) Usure abrasive.....	24
II.5.3.2) Usure érosive	24
II.5.4) Usure par fatigue de contact	24
II.5.4.1) Fatigue mécanique	24
II.5.4.2) Fatigue thermique	24
II.5.5) Usure par réaction tribochimique.....	25
II.6) La lubrification.....	25
II.6.1) Les modes de lubrification.....	26
II.6.1.1) La Lubrification ponctuelle.....	26
II.6.1.2) La lubrification continue.....	26
II.6.2) Les huiles lubrifiantes	26
II.6.2.1) Lubrification par barbotage ou par bain d'huile	26

II.6.2.2) Lubrification par barbotage et projections.....	27
II.6.3) Les graisses	27
II.6.4) Le rôle de la lubrification.....	28
II.7) Les paramètres tribologiques	28
II.8) Les paramètres opérationnels.....	28
II.8.1) Mode de contact.....	29
II.8.2) La charge de contact	29
II.8.3) La vitesse de contact	29
II.8.4) État de surface.....	29
II.8.5) L'environnement.....	30
II.8.6) Matériaux	31

Chapitre III : Avaries et défauts d'engrenages

<i>Introduction.....</i>	32
<i>III. Défauts et avaries des engrenages.....</i>	32
III.1) Défauts des engrenages	32
III.1.1) Défaut de montage.....	32
III.1.2) Défaut d'entraxe	33
III.1.3) Défaut d'inclinaison.....	33
III.1.4) Défaut d'alignement	33
III.1.5) Défaut de portée.....	33
III.1.6) Défaut de matériaux.....	34
III.1.7) Défaut de fabrication	34
III.1.7.1) Défaut de taillage.....	34
III.1.7.2) L'erreur de pas.....	35
III.1.7.3) Erreur de profil	35
III.1.8) Erreur de l'épaisseur des dents	35
III.1.8.1) Epaisseur de dent de référence	35

III.1.8.2) Limites minimale et maximale de l'épaisseur de dent	35
III.1.8.3) Epaisseur de dent de conception.....	35
III.1.8.4) Erreur d'hélice	35
III.1.9) Défaut de traitement thermique	36
III.1.10) Détérioration des flancs de dentures.....	36
III.1.10.1) Défaut de piqures (pitting).....	36
III.1.10.2) Défaut d'écaillage des flancs de dentures.....	37
III.1.10.3) Défaut de Grippage.....	37
III.1.10.4) Défaut d'usure	38
III.2) Avaries des engrenages	39
III.2.1) Rupture par fatigue	39
III.2.2) Rupture par surcharge.....	40
III.2.2.1) Rupture fragile	40
III.2.2.2) Rupture ductile	41
III.2.3) Fissurations	41
III.2.4) Déformations	42
III.2.4.1) Déformations élastiques	42
III.2.4.2) Déformations plastiques	43

CHAPITRE IV : Conception du banc d'essai

<i>Introduction.....</i>	45
<i>IV.) Cahier des charges fonctionnel :</i>	46
IV.1) Description du banc d'essai :	46
IV.2) Schéma synoptique du banc d'essai FZG :	46
IV.3) Principe de fonctionnement :	47
IV.4) Principale composante	47
IV.5) Caractéristiques géométrique des dentures :	48
IV.6) Niveaux du couple résistant du chargement :	49

IV.7) Les composants :	49
IV.7.1) Les codeurs optiques :	49
IV.7.2) Le couple mètre :	50
IV.7.2.1) Définition :	50
IV.7.2.2) Principe de fonctionnement des jauges de déformation :.....	51
IV.7.2.2.1) Le pont de Wheatstone :.....	51
IV.8) Calculs de vérifications de la résistance au contact et à la flexion des dentures :.....	54
IV.8.1) Vérification des dents à la résistance au contact.	54
IV.8.2) Vérification des dents à la résistance par flexion :	56
Conclusion générale	59

Liste des figures

Chapitre I : Transmission de puissance

Figure I-1 : Courroie trapézoïdale.[3].....	5
Figure I-2 : Courroie plate[3].....	5
Figure I-3: Système chaîne – roue dentée. [3]	6
Figure I-4 : Engrenages à denture droit.[4].....	8
Figure I-5 : Engrenages à axe parallèle.[5].....	8
Figure I-6 : Engrenage conique à axe concourant.	9
Figure I-7 : Engrenage à axe quelconque.	9
Figure I-8 : caractéristiques géométriques principales.[6].....	10
Figure I-9 : Principales dimensions de la roue dentée.	12
Figure I-10 : Engrenage type hélicoïdal.....	12
Figure I-11 : vue de coupe d'une dent.	13
Figure I-12 : Engrenage conique à denture droite.	13
Figure I-13 : schématisation d'un engrenage conique.[6]	14
Figure I-14 : Efforts sur la denture.	15
Figure I-15 : engrenage roue et vis sans fin.[9]	15
Figure I-16 : Développante de cercle.....	16
Figure I-17 : Propriétés de la développante de cercle.....	17

Chapitre II : Tribologie, Frottement et mécanisme d'usure

Figure II-1 : Structure du système tribologique. [12]	19
Figure II-2 : Vue théorique en coupe d'une surface.	20
Figure II-3 : Usure due au frottement.	21
Figure II-4 : Type de frottement.	22
Figure II-5 : Usure sur une denture.....	23
Figure II-6 : La lubrification.	26
Figure II-7 : Lubrification par barbotage ou par bain d'huile.[17]	27
Figure II-8 : Lubrification par barbotage et projections.	27
Figure II-9 : Graissage.	28

Chapitre III : Avaries et défauts d'engrenages

Figure III-1 : Explication illustrée des défauts d'axes, positionnement et de portée.[19]	34
Figure III-2 : Défaut de pitting sur un engrenage droite.....	36
Figure III-3 : Défaut d'écaillage.....	37
Figure III-4 : principales limites de résistance.[19]	38
Figure III-5 : Défaut d'usure.[19]	39
Figure III-6 : Rupture par fatigue.[19]	40
Figure III-7 : Rupture d'une dent sur une roue super conique.....	41
Figure III-8 : Fissuration d'une dent d'engrenage.[10]	42
Figure III-9 : Courbe de la contrainte en fonction de la déformation.....	43

CHAPITRE IV : Conception du banc d'essai

Figure IV-1 : Schéma du banc d'essai d'engrenage.....	46
Figure IV-2 : Schéma du banc d'essai.....	47
Figure IV-3 : Emplacement des codeurs optiques par rapport aux engrenages.....	49
Figure IV-4 : dispositif couple mètre.....	50
Figure IV-5 : Jauge de contrainte[22].....	51
Figure IV-6 : pont de Wheatstone.....	51
Figure IV-7 : montage en demi-point.....	52
Figure IV-8 : montage en pont complet.....	52
Figure IV-9 : Déformations normales maximales.....	53
Figure IV-10 : Emplacement des jauges de déformation sur un arbre de torsion en plein pont.	53

Liste des tableaux

Chapitre I : Transmission de puissance

Tableau I-1 : Valeurs normalisées du module m	11
Tableau I-2 : Nombre minimales de dents.....	11
Tableau I-3 : Caractéristiques géométriques d'un engrenage conique.[8]	14

Chapitre III : Avaries et défauts d'engrenages

Tableau III-I : Récapitulatif des causes et des types de détérioration sur les roues dentées.[19]	44
--	----

CHAPITRE IV : Conception du banc d'essai

Tableau IV-1 : Principales caractéristiques géométrique de l'engrenage d'essai.....	48
Tableau IV-2 : Niveaux de chargement.....	49

Principales notations

m	: Module de la denture.
T	: Effort tangentiel sur la dent.
K	: Coefficient de largeur de denture.
R_{pe}	: Résistance pratique à l'extension.
Z	: Nombre de dent.
d	: Diamètre primitif.
d_a	: Diamètre de la tête.
d_f	: Diamètre de pied.
P	: Pas de la denture.
h	: Hauteur de la denture.
b	: Largeur de la denture.
A	: Entraxe de la denture.
β	: Angle d'inclinaison de l'hélice.
φ	: Angle de pression.
P_n	: Pas normal.
P_t	: Pas tangentiel.
m_t	: Module tangentiel.
i	: Rapport de transmission.
C	: Couple moteur.
$\sigma_{c \max}$: Contrainte maximale.
$[\sigma]_c$: Contrainte admissibles de contact.
$[\sigma]_f$: Contrainte admissible de flexion.
σ_D	: Limite d'endurance.
E	: Module de Young.
E_1	: Module de Young du pignon.
E_2	: Module de Young de la roue.
M	: Couple résistant maxi.
Ψ_A	: Coefficient de largeur de la dent par rapport à l'entraxe.

K : Coefficient tenant compte de la concertation de charge et des charges dynamiques.

K_c : Coefficient de concentration de charge.

K_d : Coefficient de charge dynamique.

N : Nombre de cycle de chargement.

N_0 : Nombre de cycle de chargement de base.

H_{rc} : La dureté Rockwell.

F : Effort tangentielle.

$[\eta]$: Coefficient de sécurité admissible.

$\lambda\gamma$: coefficient de concentration des contraintes au pied de la dent.



INTRODUCTION
GENERALE

Introduction générale

Les transmissions de puissance par engrenage ont depuis longtemps été largement utilisées du fait de leur rendement et leur faible rapport poids/puissance. Toutefois les engrenages sont l'un des composants les plus critique dans la majorité des machines tournantes industrielles, véhicules, les appareils de levage etc.

La partie essentielle qui réalise le mouvement est le flanc de la dent. elle est soumise à différentes sollicitations donc différentes avaries. Des statistiques montrent que dans un système mécanique, les dentures concentrent la majorité des défaillances (tableau 1).

Localisation de défaut	%
Dentures	60
Paliers	19
Arbres	10
Carter	7
Autre	4

Tableau 1 : Localisation des défauts dans les transmissions de puissance par engrenages.

Les engrenages peuvent être sujets à de nombreuses avaries qui apparaissent lors du fonctionnement. Les origines peuvent être multiples et parfois difficilement identifiables : Défaut de fabrication, d'assemblage ou de montage, défaut de matériaux... Les types d'avaries les plus courants concernent les phénomènes de fatigue au pied de dents (flexion) ou de contact.

Plusieurs études ont été menées afin de réduire la présence de ces défauts, d'augmenter le temps de fonctionnement de l'engrenage en état sain et d'améliorer les performances des trains d'engrenages.

Ces études nécessitent la connaissance des caractéristiques des défauts qui peuvent être collectées par plusieurs techniques de détection comme l'analyse des signaux vibratoires, ou l'analyse des lubrifiants, l'analyse des signaux acoustiques et l'analyse des signaux statoriques.

Cependant, plusieurs inconvénients sont associés à ces techniques, tels que :

1. Le coût très élevé des capteurs de haute précision
2. Le bruit
3. La difficulté technique de mise en œuvre des capteurs sur les pièces en rotation...

Pour faire face à ces phénomènes et minimiser l'apparition de ces avaries, les chercheurs de tout temps ont mis au point des remèdes et des techniques qui ont pour but la protection des pignons et des roues dentées pour augmenter leurs durées de vie.

Pour permettre à l'équipe de recherche en Mécanique des Contacts et tribologie du laboratoire de Mécanique, Structures et énergétique de l'UMMTO de contribuer à la résolution des problèmes d'avaries survenant dans les engrenages, il nous a été demandé, dans le cadre de la réalisation de notre projet de fin d'études de Master en Génie Mécanique, spécialité Construction Mécanique, la conception d'un banc d'essai de détection d'avaries des engrenages.

La conception de ce banc d'essai s'appuie sur :

- Un schéma synoptique du banc d'essai ;
- Des caractéristiques géométriques minimales qui assurent une compacité au banc.

La recherches des solutions techniques doit prendre en compte les seules capacités des réalisations du hall de technologie du département de Génie Mécanique, la prestation de service située dans la wilaya de Tizi-Ouzou et les matériaux disponibles à l'échelle nationale.

Le résultat de notre étude présentée dans le présent mémoire s'articule sur quatre chapitres.

Le premier chapitre définit la transmission de puissance ainsi que les différents types de transmission :

- Poulie et courroie ;
- Chaîne et roue ;
- Engrenage.

Le deuxième chapitre fait appel à quelques notions de tribologie qui sont très importantes pour la compréhension des mécanismes de dégradation dans les contacts des pièces travaillantes.

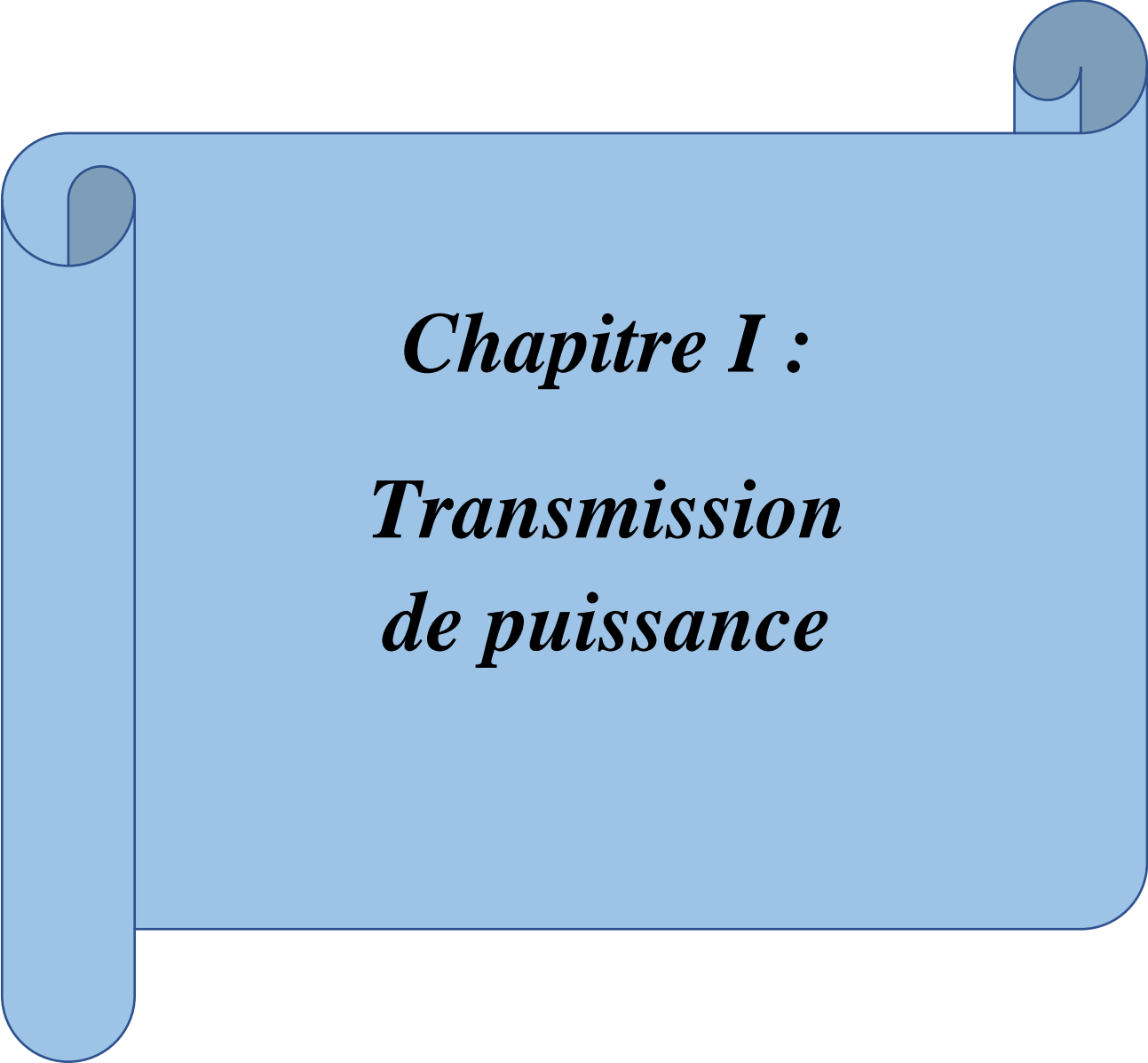
Le troisième chapitre présente une synthèse bibliographique sur les avaries et défauts dans les engrenages.

Et enfin, le quatrième chapitre présente le résultat de l'analyse fonctionnelle qui a abouti à la conception du présent banc d'essai d'engrenage à denture droite.

Le banc d'essai est présenté dans un dessin d'ensemble en trois vues, avec les coupes et les détails nécessaires à sa compréhension. Toutes les pièces du banc d'essai, à l'exception des

pièces achetées sont représentées dans des dessins de définition qui présentent, les formes, les dimensions, les états des surfaces et les défauts de forme et de position.

Un calcul de vérification de la denture au contact et à la flexion conclut ce chapitre.



Chapitre I :
Transmission
de puissance

Introduction

Les transmetteurs de puissance sont des mécanismes qui permettent d'accommoder la puissance en fonction du besoin. La boîte à vitesse automobile constitue un exemple typique de transmissions par engrenage qui permet d'adapter la puissance et la vitesse du moteur à la puissance nécessaire à l'avancement du véhicule. Les contraintes d'économies d'énergie, qui demeurent fortes et dont l'impact va vraisemblablement croître, imposent de réduire les pertes de puissance dans les mécanismes tout en diminuant leurs masses et encombrements, sans doute, la transmission par engrenage est la meilleure transmission du point de vue rendement et précision lors de la transmission des couples importants, ou des réductions de vitesse ou de changement de directions de rotation. [1].

Les engrenages occupent une place particulière dans les systèmes mécaniques. Comme les exigences sont vastes et avec des difficultés variées, les engrenages sont très complexes et d'une grande diversité.

Les engrenages travaillent dans des conditions sévères ou sous un régime fonctionnel dur, les dentures sont exposées à des dégradations et détériorations majeures.

I. Définition de la transmission de mouvement

Les transmissions mécaniques sont des mécanismes susceptibles de transmettre l'énergie (puissance) des moteurs aux organes d'exécution des machines (récepteurs) généralement avec changement de vitesses, des efforts ou des moments et parfois changement de l'allure et de la nature de mouvement.[1].

On parlera dans ce qui suit de la transmission par poulie-courroie, transmission par chaîne et roues dentées et de la transmission par engrenage.

I.1) Transmission par poulie-courroie :

Un système poulies courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre.[2] Les deux ou plusieurs arbres, pouvant être éloignés l'un de l'autre. On distingue deux types de courroie : Courroie plate, courroie trapézoïdale.

I.1.1) Courroie trapézoïdale :

Est une courroie de section trapézoïdale elle donne un bon contact sans glissement avec les poulies par coincement (elles ne doivent pas être trop tendus sous peine d'usure rapide anormale).[2].

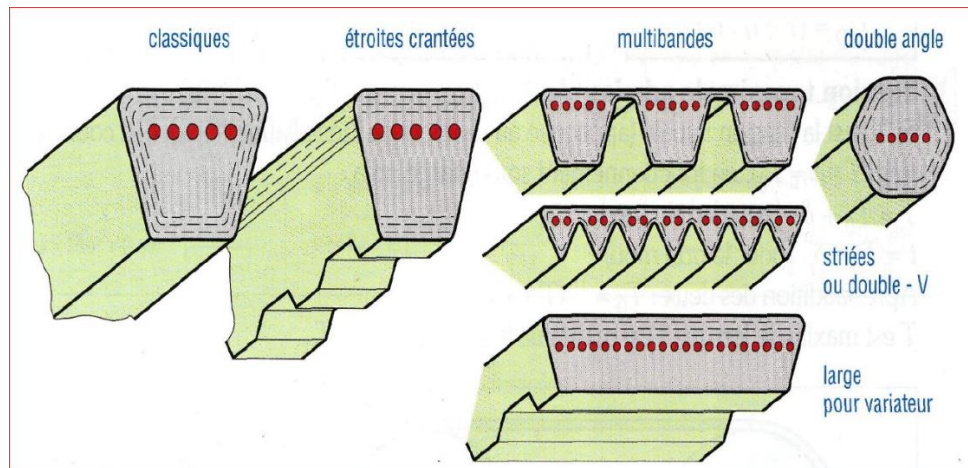


Figure I-1 : Courroie trapézoïdale.[3]

I.1.2) Courroie plate :

Elles sont utilisées pour les transmissions à entraxe important (jusqu'à 15 cm) et grandes vitesses (jusqu'à 100 m/s). Ces courroies se montent : droites, croisées, semi-croisées et avec galet tendeur.

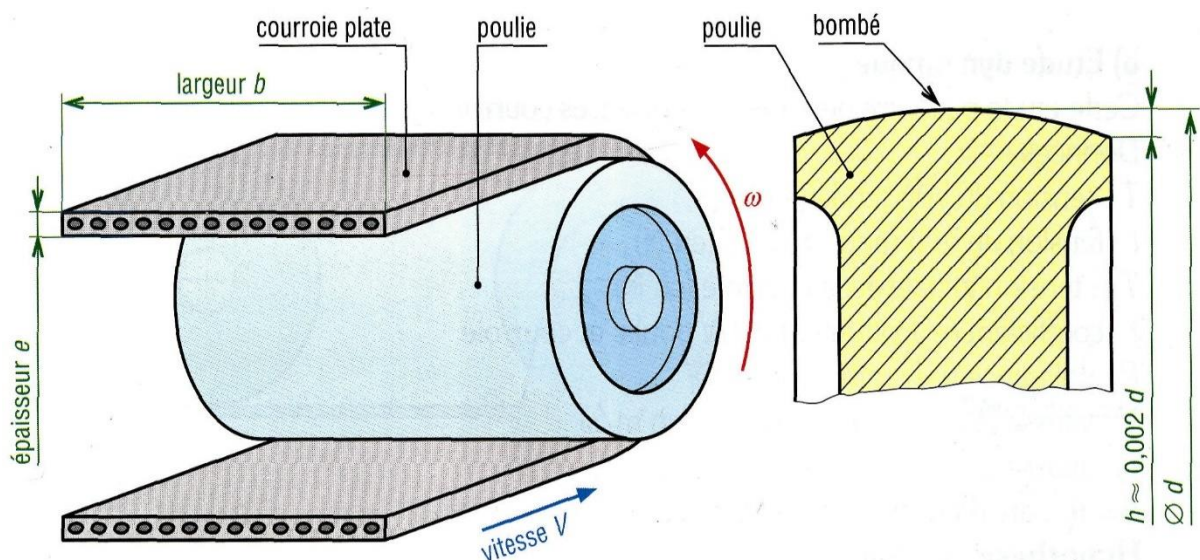


Figure I-2 : Courroie plate[3]

A. Intérêts :

Ce système permet :

- Pour un arbre moteur d'avoir plusieurs arbres récepteurs.
- Un montage économique et une maintenance aisée.
- D'amortir les vibrations et les chocs de transmission ce qui augmente la durée de vie des organes moteur et récepteur.
- D'assurer un fonctionnement silencieux. [2]

B. Inconvénient :

Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécaniques, il faut donc surveiller l'usure et prévoir un plan d'entretien périodique (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

C. Fonctionnement

Une transmission par courroie est constituée d'une :

- Petite poulie
- Grande poulie
- Courroie ayant :
 1. Une vitesse linéaire V .
 2. Un coefficient de frottement avec les poulies.

I.2) Transmission par chaîne et roues dentées :

Dans le système de chaîne et roues dentées, la transmission de puissance par chaîne consiste à réunir deux roues dentées par une chaîne sans fin dont les maillons s'engagent sur les dents des roues.

Les transmissions par chaîne et roues dentées sont employées pour réunir deux arbres. Elle permet de commander plusieurs roues dentées avec une même roue dentée motrice et convient pour la grande puissance.

En général, nous utilisons les chaînes et les roues dentées si nous souhaitons un rapport de vitesse précise.[2]

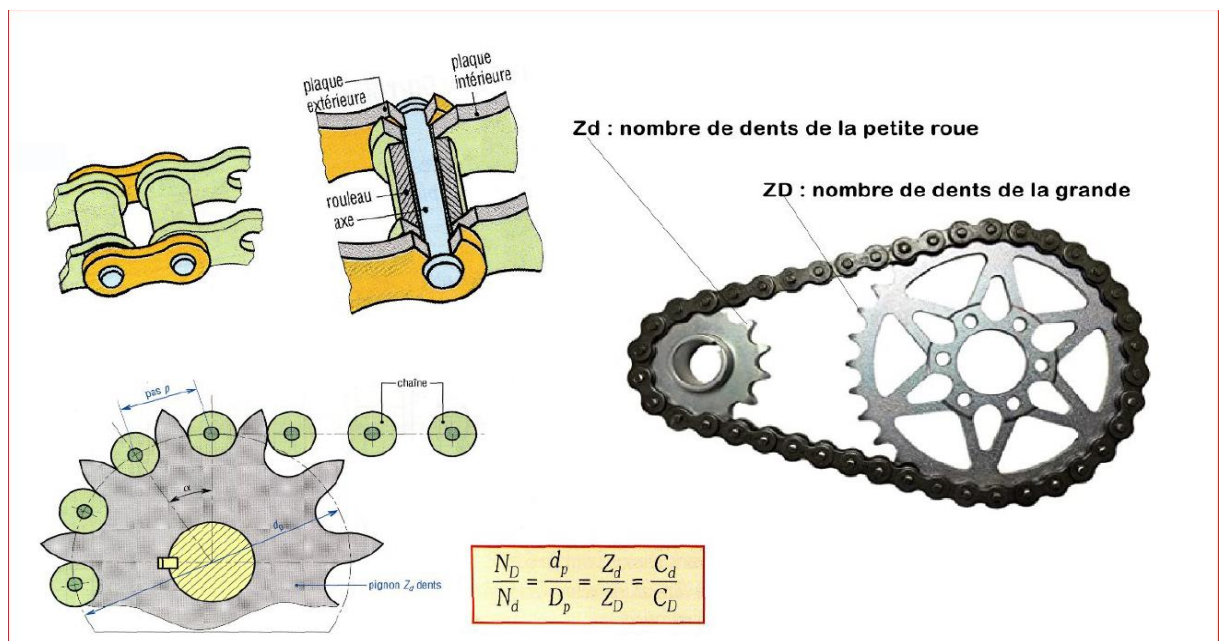


Figure I-3: Système chaîne – roue dentée. [3]

I.2.1) Principales caractéristiques :

- Les sens de rotation de la roue d'entrée et de la roue de sortie sont identiques.
- Les mouvements des roues d'entrées et de la chaîne réversibles.
- La vitesse de rotation du système peut être modifiée en changeant soit le nombre de dents des deux roues, soit leurs diamètres.

A. Avantage :

- L'utilisation d'une chaîne qui s'emboîte sur les dents des roues empêche tout glissement.
- Ce type de système permet d'appliquer de grandes forces sur la roue motrice pour entraîner le mouvement.

B. Inconvénients :

- Le système de chaîne et roues dentées est source de bruit et de vibration.
- Ce système exige une lubrification constante afin d'éviter l'usure prématurée de la chaîne.
- La tension de la chaîne doit être périodiquement ajustée.
- Les axes des roues doivent être rigoureusement parallèles.
- Les coûts d'installation sont généralement élevés.
- La vitesse de rotation des roues dentées a une certaine limite, car la chaîne a tendance à dérailler lorsqu'elle n'est pas assez tendue ou lorsque le mécanisme tourne trop vite.[2]

I.3) Transmission par engrenage :**I.3.1) Définition :**

La transmission de puissance par engrenage véhicule l'énergie mécanique entre deux arbres sans éléments supplémentaires et par obstacles (contact direct). L'arbre moteur et l'arbre récepteur peuvent être parallèles, sécants ou orthogonaux. Ce mode de transmission de puissance est vieux de plus de 2000ans, il était ainsi possible d'observer des roues possédant des dents faites de bâtons de bois en vue de transmettre un mouvement de rotation dans les puits à eau.

Un engrenage est un mécanisme composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable. L'une des roues entraîne l'autre par l'action des dents successivement en contact. Une combinaison d'engrenages est appelée train d'engrenages

servant à transmettre la puissance entre deux arbres rapprochés avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation. [4]

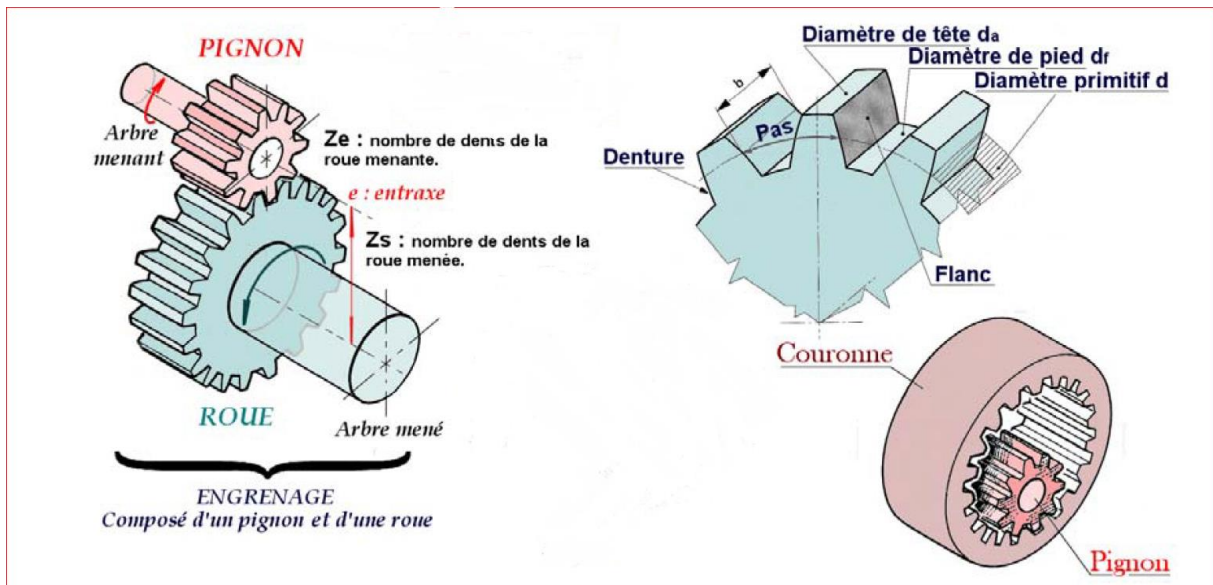


Figure I-4 : Engrenages à denture droit.[4]

I.3.2) Classification des engrenages :

Selon les positionnements relatifs des arbres, trois classes majeures d'engrenages peuvent être distinguées :

A. Les engrenages à axes parallèles :

Ce type est nommé aussi cylindrique dont les deux arbres sont parallèles. Diverses catégories sont distinguées selon la géométrie des dents suivant la génératrice. [5]

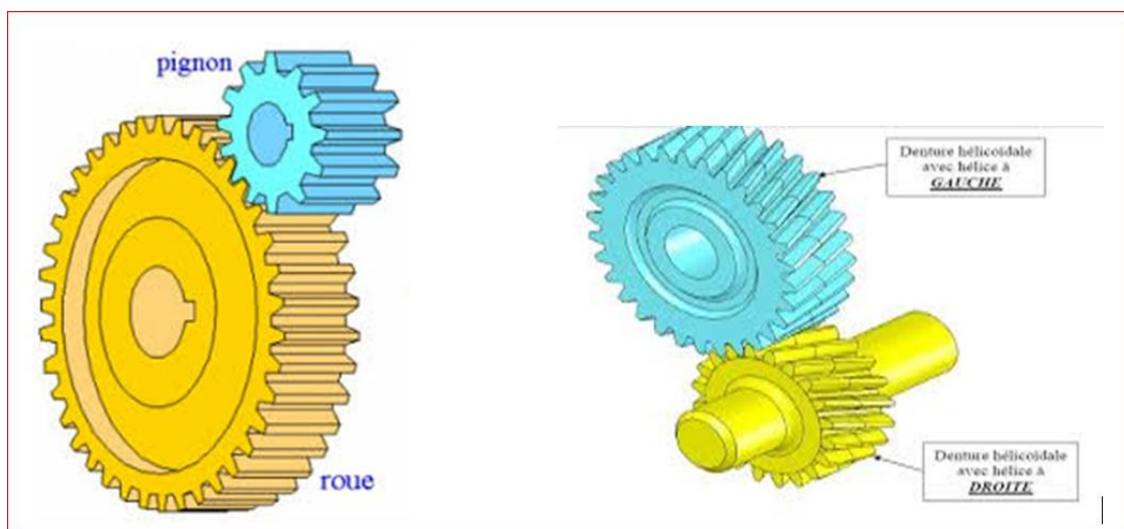


Figure I-5 : Engrenages à axe parallèle.[5]

B. Les engrenages à axe concourants :

Ce type est nommé aussi conique dont les arbres sont tels que leurs axes de rotation se coupent. Selon la géométrie des dents, on distingue les sous-catégories des : denture droite, hélicoïdal, spirale.

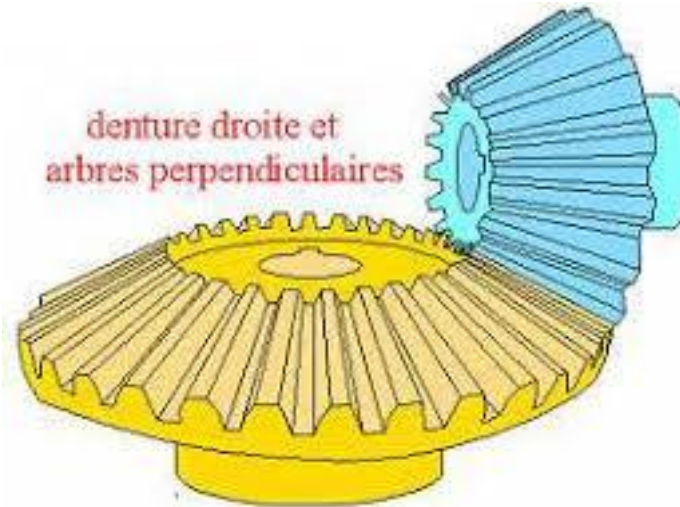


Figure I-6 : Engrenage conique à axe concourant.

C. Engrenages à axe quelconques :

Ces engrenages sont nommés aussi gauches dont les axes des arbres n'ont pas un point commun et occupent une position relative quelconque.

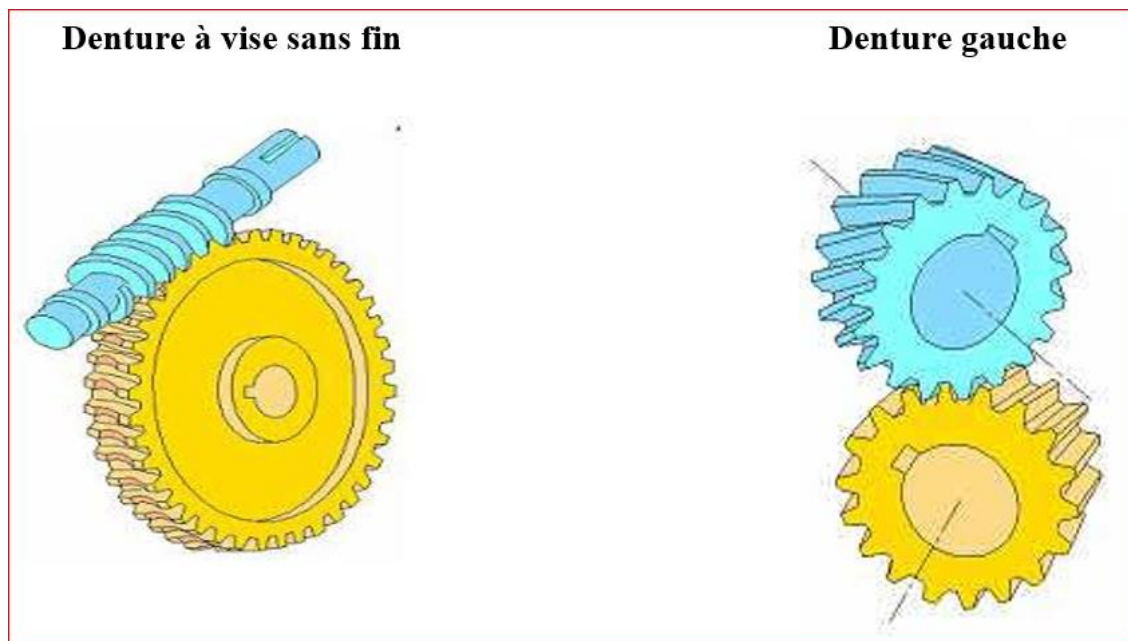


Figure I-7 : Engrenage à axe quelconque.

I.3.3) Dimensions et géométrie :

Les engrenages sont classés en différents catégories caractériser par :

- La position relative des axes des arbres d'entrée et de sortie.
- La forme extérieure des roues dentées.
- Le type de denture. [6]

I.3.3.1) Denture droite :

Les plus simples et plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux arbres parallèles. Les dents des deux roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Du fait de leur relative simplicité, ils sont souvent utilisés pour introduire les relations de cinématique et les définitions normalisées concernant la géométrie des engrenages.[7]

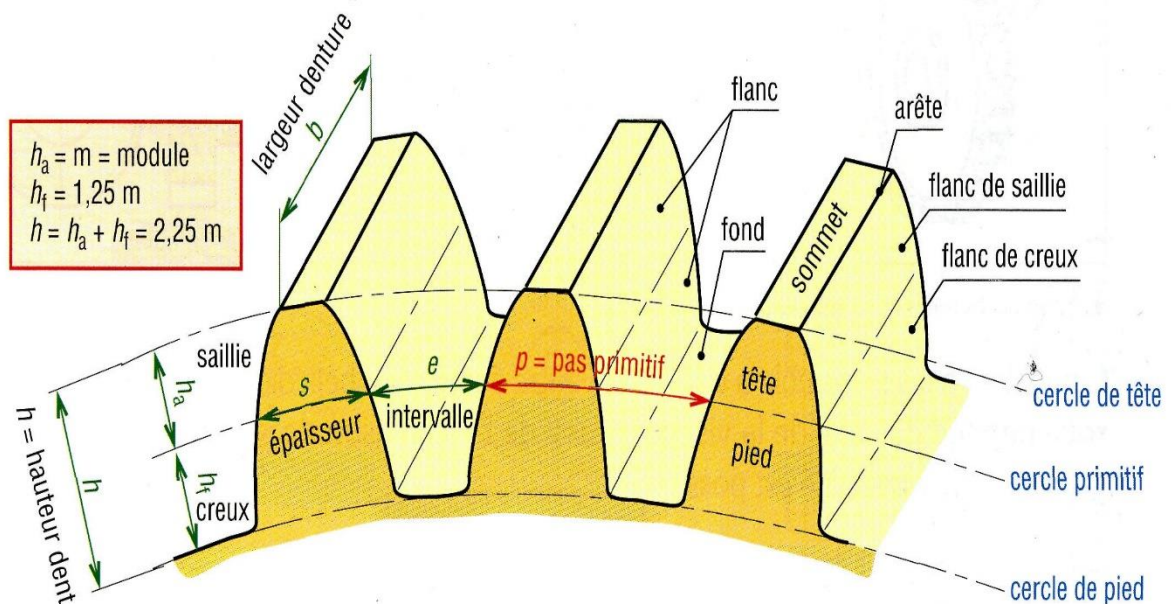


Figure I-8 : caractéristiques géométriques principales.[6]

Dimensions normalisées :

Deux valeurs permettent de définir les roues dentées :

- Le **module m** choisi parmi les modules normalisés et déterminé par un calcul de résistance des matériaux :

I. Valeurs normalisées du module m									
Valeurs principales en mm					Valeurs secondaires en mm				
0,06	0,25	1,25	5	20	0,07	0,28	1,125	5,5	22
0,08	0,30	1,5	6	25	0,09	0,35	1,375	7	28
0,10	0,40	2	8	32	0,11	0,45	1,75	9	36
0,12	0,50	2,5	10	40	0,14	0,55	2,75	11	45
0,15	0,75	3	12	50	0,18	0,7	3,5	14	55
0,20	1,0	4	16	60	0,22	0,9	4,5	18	70

Tableau I-1 : Valeurs normalisées du module m

La relation permettant un calcul de ce module est : $m \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k * Rpe}}$

- T : effort tangentiel sur la dent.
 - K : coefficient de largeur de denture.
 - Rpe : résistance pratique à l'extension.
- Le **nombre de dents Z** de chaque roue dentée permettant de définir le rapport des vitesses « r » de l'engrenage.

Il existe un nombre minimal de dents pour avoir un engrenement correct pignon A/ roue B :

NOMBRE MINIMAL DE DENTS					
Z_a	13	14	15	16	17
Z_B	13 à 16	13 à 26	13 à 45	13 à 101	13 à ∞

Tableau I-2 : Nombre minimales de dents.

Principales dimensions :

Diamètre primitif : $d = m * Z$

Diamètre de tête : $d_a = d + 2 * m$

Diamètre de pied : $d_f = d - 2,5 * m$

Pas de la denture : $p = \pi * m$

Largeur de denture : $b = k * m$ avec $k = 8$ ou 10 en général.

L'entraxe entre deux roues dentées (a ou e) est égal à $\frac{d1 + d2}{2}$ ou $m * \frac{Z1 + Z2}{2}$.

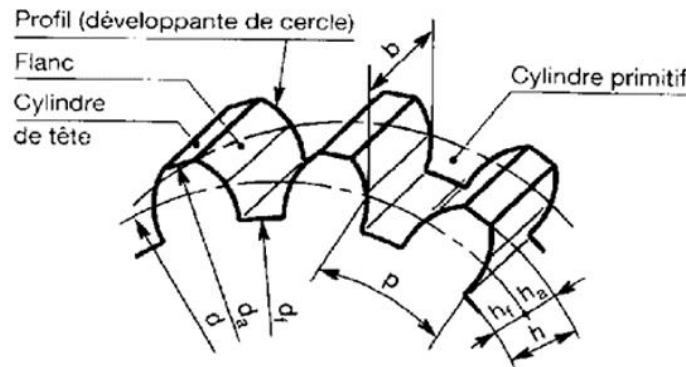


Figure I-9 : Principales dimensions de la roue dentée.

I.3.3.2) Engrenage Hélicoïdal :

De même usage que les précédents, ils sont très utilisés en transmission de puissance; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres. A taille égale, ils sont plus performants que les précédents pour transmettre une puissance et un couple. Du fait d'une meilleure progression et d'une continuité de l'engrènement, ils sont aussi plus silencieux. L'inclinaison de la denture engendre des efforts axiaux, suivant l'axe

de l'arbre, qui doivent être supportés par les paliers et des couples supplémentaires qui accentuent le fléchissement des arbres. Remarque : ils sont parfois utilisés pour transmettre

le mouvement entre des arbres non parallèles et sont appelés engrenages gauches.[7]



Figure I-10 : Engrenage type hélicoïdal.

DIMENSIONS PRINCIPALES :

Les dimensions d'une roue à denture hélicoïdale sont déterminées à partir :

- Du module normalisé, appelé ici module normal et désigné par **mn**
- Du nombre de dents **Z**
- De l'angle d'inclinaison de l'hélice β

La relation entre pas normal **P_n** et pas tangentiel **P_t** permet de définir un *module tangentiel* (ou apparent) **m_t**.

Les dimensions de la roue dépendent alors de ce module tangentiel.

Relations : **$P_n = P_t \cos\beta$** **$m_n = m_t \cos\beta$** **$d = m_t * Z$**

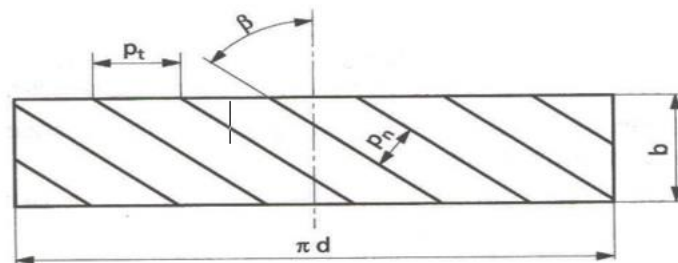


Figure I-11 : vue de coupe d'une dent.

I.3.3.3) Engrenage conique.

Leurs dents sont taillées dans des surfaces coniques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourants, perpendiculaires ou non. La denture peut être droite mais aussi hélicoïdale, ou spirale. [7]



Figure I-12 : Engrenage conique à denture droite.

Dimensions normalisées :

Elles doivent être mesurés sur la partie de la Denture la plus éloignée du sommet des icônes.

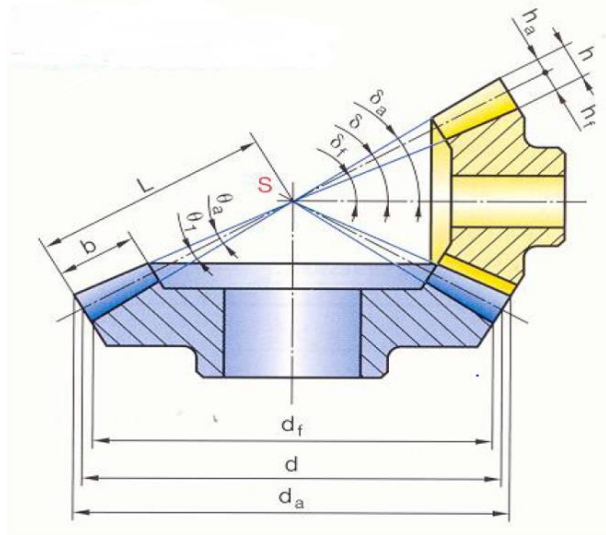


Figure I-13 : schématisation d'un engrenage conique.[6]

Module (sur le cône complémentaire)	m	Déterminé par la résistance des matériaux et choisi dans les modules normalisés (§ 73.12)**.	
Nombre de dents	z	Déterminé à partir du rapport des vitesses angulaires : $\frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_B}{z_A}$	
Largeur de denture	b	Pour des raisons de taillage : $\frac{1}{4} L < b < \frac{1}{3} L$	
Diamètres primitifs	d	$d_A = m \cdot z_A$	$d_B = m \cdot z_B$
Angles primitifs	δ	$\tan \delta_A = z_A / z_B$	$\tan \delta_B = z_B / z_A$
Saillie	h_a	$h_a = m$	
Creux	h_f	$h_f = 1,25 m$	
Hauteur de dent	h	$h = h_a + h_t = 2,25 m$	
Diamètre de tête	d_a	$d_{aA} = d_A + 2 m \cos \delta_A$	$d_{aB} = d_B + 2 m \cos \delta_B$
Diamètre de pied	d_f	$d_{fA} = d_A - 2,5 m \cos \delta_A$	$d_{fB} = d_B - 2,5 m \cos \delta_B$
Angle de saillie	θ_a	$\tan \theta_a = m/L$	avec $L = \frac{d_A}{2 \sin \delta_A}$
Angle de creux	θ_f	$\tan \theta_f = 1,25 m/L$	
Angle de tête	δ_a	$\delta_{aA} = \delta_A + \theta_a$	$\delta_{aB} = \delta_B + \theta_a$
Angle de pied	δ_f	$\delta_{fA} = \delta_A - \theta_f$	$\delta_{fB} = \delta_B - \theta_f$

Tableau I-3 : Caractéristiques géométriques d'un engrenage conique.[8]

Efforts sur la denture :

L'effort normal à la denture (F) donne ici trois efforts en projection sur les trois directions principales de la roue dentée (tangentielle, axiale et radiale). [7]

Si T est l'effort tangentiel déterminé à partir du couple, les relations s'écrivent :

$$A = T * \tan \alpha * \sin \delta$$

$$R = T * \tan \alpha * \cos \delta$$

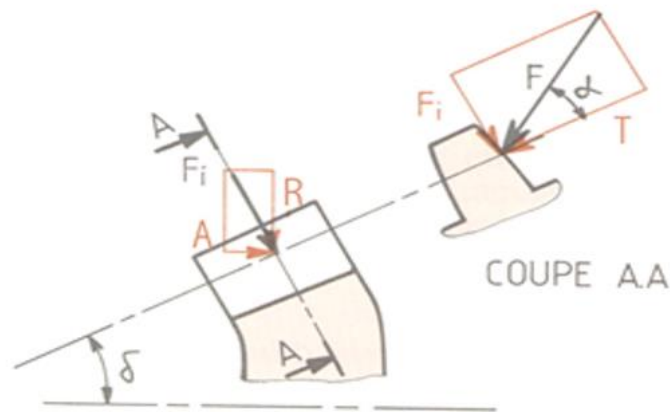


Figure I-14 : Efforts sur la denture.

I.3.3.4) La vis sans fin :

Est une tige filetée associée à un pignon. Le sens de rotation de la roue dépend de celui de la vis mais aussi de l'inclinaison de la denture, (filet à gauche ou à droite) l'irréversibilité est possible selon les types des dentures.[9]

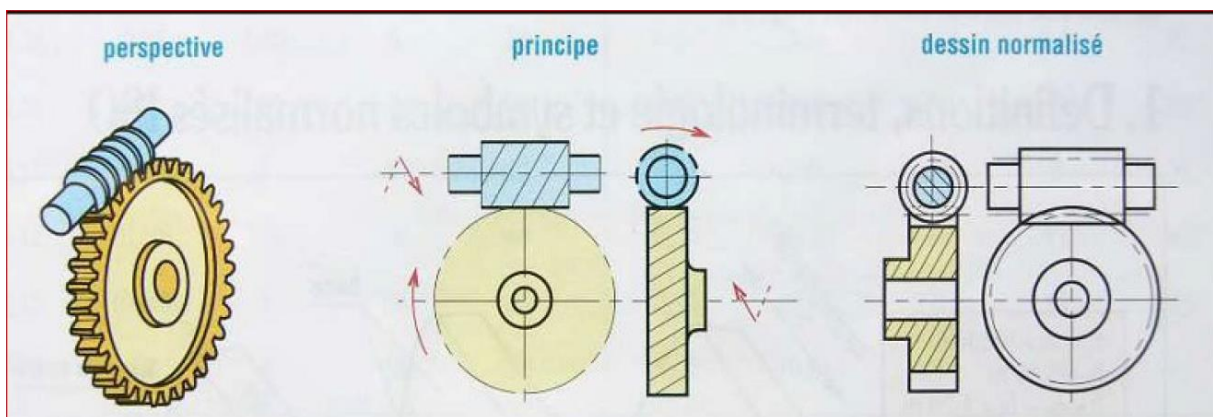


Figure I-15 : engrenage roue et vis sans fin.[9]

I.3.3.4.1) Caractéristiques :

- Un tour complet de la vis sans fin fait tourner la roue dentée d'une seule dent.
- Il s'agit d'un mouvement irréversible, car le mouvement peut être amorcé seulement par la vis. Si on tente d'amorcer le mouvement par la roue dentée, la vis refuse de tourner et se bloque.
- L'utilisation de ce système modifie l'axe de rotation. En effet, la roue dentée effectuera une rotation perpendiculaire à celle de la vis sans fin.

A. Avantage :

- Aucun glissement n'est possible dans ce système.
- On peut considérablement réduire la vitesse à l'aide de ce système.
- Ce système offre un ajustement très précis.

B. Inconvénient :

- Pour fonctionner, il doit y avoir un ajustement précis des dents de la roue avec le pas de vis.
- Le système de roue à vis sans fin est difficile à fabriquer.
- Il a tendance à s'user rapidement. [9]

I.3.4) Profil en développante de cercle

La développante de cercle est donc la courbe dont les normales restent tangentes à un cercle fixe. Plus concrètement, c'est la courbe que trace une main déroulant une bobine de fil tenue dans l'autre main. [10]

Si on considère deux cercles de base associés à deux roues d'un même engrenage, il est possible de faire rouler sans glisser une droite simultanément sur les deux cercles. De ce fait la vitesse circonférentielle des points des cercles est la même que ceux de la droite. Un point de la droite (point d'engrènement) va générer, sur les deux pignons, le flanc de dent.

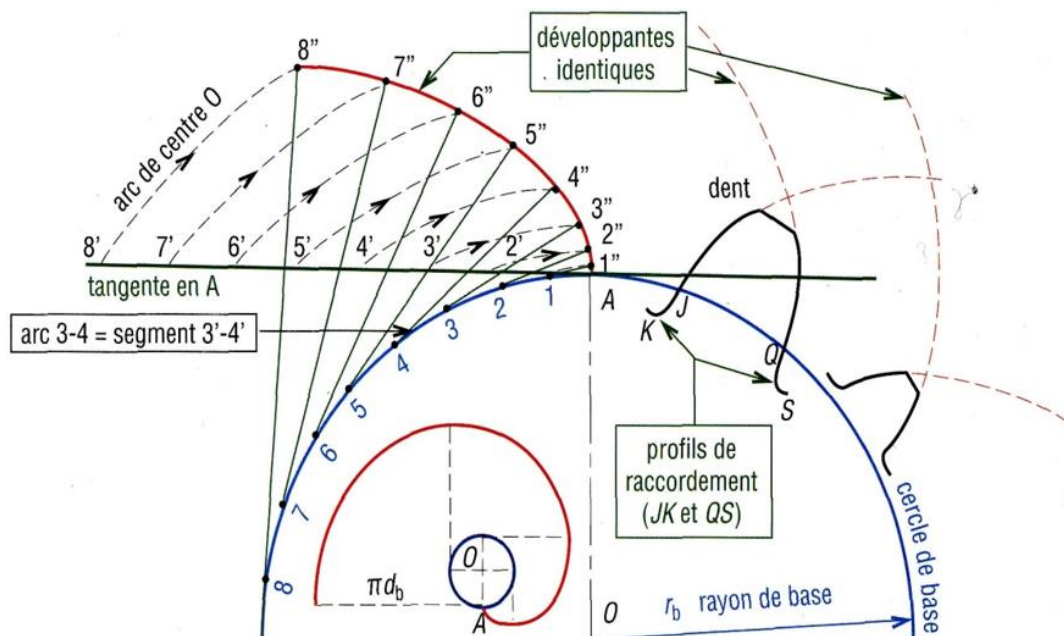


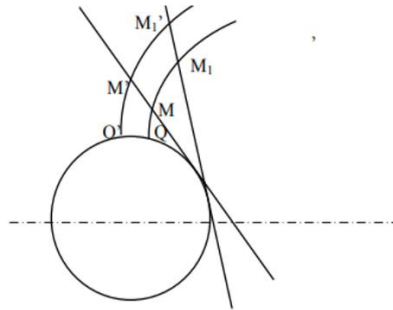
Figure I-16 : Développante de cercle.

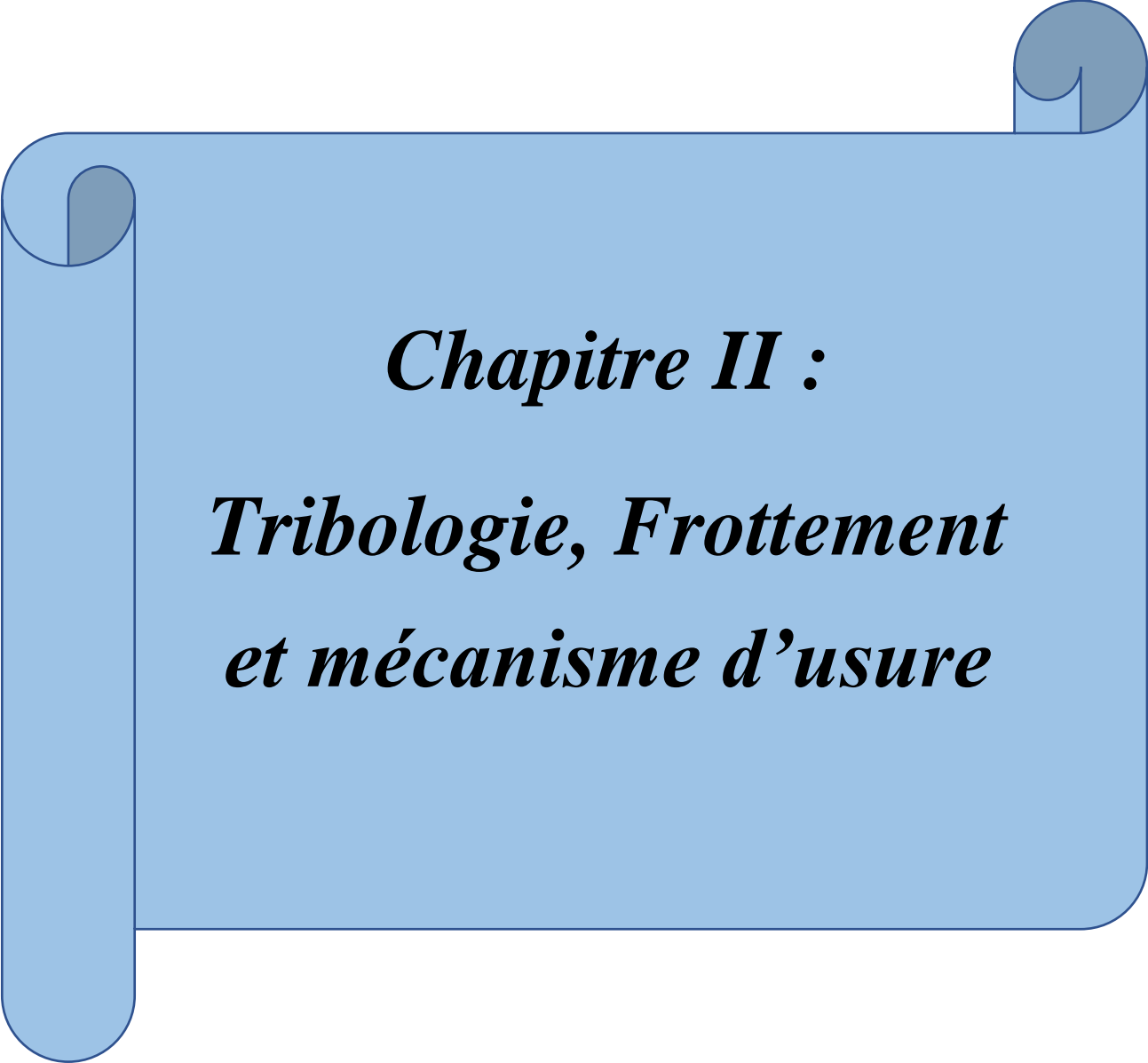
I.3.4.1) Principe de la développante de cercle :

En faisant rouler sans glisser une droite sur un cercle, chaque point de cette droite décrit, relativement au cercle, une courbe qui s'appelle une développante de cercle. Cette dernière peut aussi être matérialisée par un fil sous tension que l'on déroule d'un cercle : le bout du fil décrit la développante relativement au cercle duquel il est déroulé.

I.3.4.2) Propriétés de la développante de cercle :

- la développante de cercle ne peut avoir de points à l'intérieur du cercle développé.
- Le point Q est un point de rebroussement de la développante.
- Deux développantes d'un même cercle sont des courbes parallèles : $MM' = QQ' = M_1M_1'$.
- La normale à la développante est tangente au cercle développé. [10]

**Figure I-17 :** Propriétés de la développante de cercle.



Chapitre II :
Tribologie, Frottement
et mécanisme d'usure

Introduction

La réduction de l'usure, la dégradation surfacique souvent associée à une perte de matière non contrôlée, est un enjeu clé dans le contexte actuel où la réduction des pertes énergétiques est une préoccupation majeure. Par exemple le remplacement des pièces mécaniques usées entraîne de nouvelles fabrications, de la maintenance donc des dépenses énergétiques supplémentaires et des pertes économiques. Augmenter la fiabilité donc la durée de vie des mécanismes revient à comprendre les phénomènes de dégradation des surfaces et de lutter contre les causes qui les induisent.

II. La tribologie

Le mot *tribologie*, construit à partir des racines grecques *tribein*, frotté et *logos*, a été proposé en 1968 par G. Salomon pour désigner la science qui étudie les phénomènes susceptibles de se produire lorsque deux corps en contact sont animés de mouvement relatifs.

La tribologie concerne l'étude des contacts et des matériaux formant le contact, pour analyser et maîtriser le frottement et l'usure, soit à sec, soit en présence de lubrifiant ; elle étudie aussi l'adhésion, phénomène souvent néfaste en frottement. Science pluridisciplinaire, son développement longtemps empirique s'appuie depuis plus d'un demi-siècle sur les connaissances acquises et sur les outils développés à partir de la mécanique des solides, de la mécanique des fluides, de la thermique, de la physique, des sciences des matériaux, des mathématiques appliquées.

Son étude s'impose pour de nombreuses raisons :

- Améliorer le rendement et la longévité des machines.
- Assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des machines.
- Diminuer le coût d'obtention des surfaces frottantes.

Assurer la sécurité des biens et des personnes, particulièrement dans le domaine des transports. [11]

II.1) Les systèmes tribologiques

Un tribosystème est un ensemble composé d'éléments en interaction dynamique ou statique selon le but : guidage, freinage, transmission d'énergie....

Dans le cas le plus général, un contact tribologique est composé de quatre éléments principaux présentés dans la figure suivante.

- Deux solides correspondants aux corps contact.
- L'environnement.
- Le milieu interracial ou 3ème corps. [12]

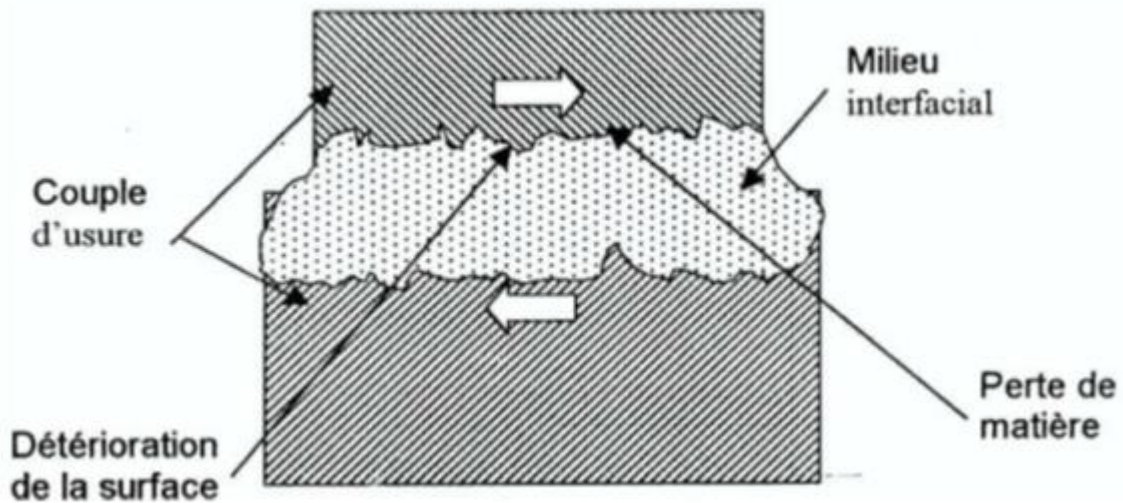


Figure II-1 : Structure du système tribologique. [12]

II.2) Le contact mécanique

Lorsque deux surfaces sont en contact les sollicitations mécaniques mènent à des dégradations. Pour étudier l'usure l'amorçage et la propagation des fissures, il est important de connaître l'effet des forces extérieures et de la structure de système tribologique sur le contact entre deux solides.

Les premières approches étaient analytiques dans le cas de sollicitations élastiques et de géométries simples. Les méthodes des éléments finis a permis des calculs plus complexes, avec l'introduction des effets de la plastification.

Dans ces calculs on doit envisager :

- L'aire de contact,
- La déformation des solides,
- Les contraintes produites dans et au voisinage du contact.

Les paramètres du contact :

- Géométrie du contact,
- Propriétés des matériaux,
- Force normale,
- Force tangentielle.

On distingue trois types de contact :

- Contact ponctuel, (sphère/sphère),
- Contact linéique, (cylindre / plan),
- Contact surfacique, (plan /plan).

II.3) La surface de contact

En tribologie, la surface ne définit pas uniquement la zone de séparation de deux corps, mais concerne toutes les caractéristiques du contact qui jouent un rôle sous le frottement, c'est-à-dire sur les contraintes mécaniques, la température, le comportement du troisième corps (lubrifiant, débris, d'usure...).

Par conséquent, on admettra que les paramètres définissant la surface correspondent à l'ensemble des propriétés mécanique, physique et chimique des matériaux en présence, ainsi qu'aux caractéristiques géométriques du contact incluant, par extension, la forme des pièces.

En réalité, le terme surface représente une couche d'épaisseur comprise entre 10^{-2} et 10^{-6} mm La composition chimique et les propriétés mécaniques de cette zone peuvent être très différents de celles du cœur du matériau. La surface peut être recouverte de films contaminants (gaz adsorbés, produits organiques), d'oxydes et dans le cas de métaux, peut être écrouie. La présence de ces écrans va modifier le comportement tribologique des corps en contact.[13]

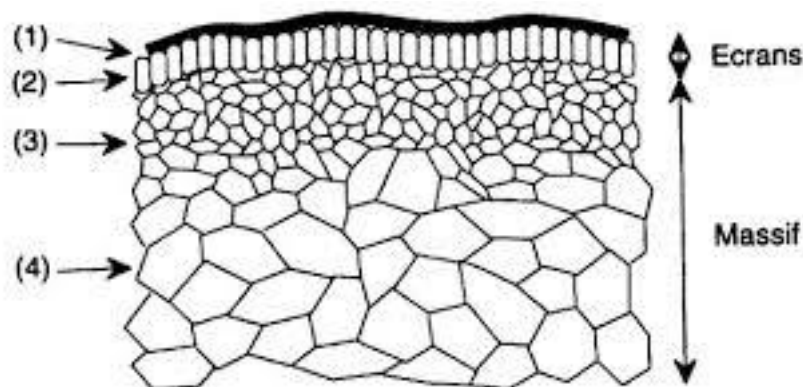


Figure II-2 : Vue théorique en coupe d'une surface.

La surface est donc l'endroit le plus perturbé d'une pièce. La zone (1) est un film de contamination (0.3 à 3mm) constituée de couches absorbées. La zone (2) est un film d'oxydes (1 à 10 μm). La zone (3) est une zone mécaniquement perturbée (1 à 50 μm) de structure écrouie ou structure de couche de diffusion. La zone (4) partant de 100 μm est un matériau massif.[13]

II.4) Frottement

Le frottement c'est la résistance au mouvement de glissement d'une surface par rapport à une autre, causée par les aspérités. La résistance au glissement (frottement) est due d'une part aux irrégularités des surfaces en contact, ce qui conduit à un enchevêtrement des aspérités, d'où la nécessité d'un effort tangentiel pour franchir ou creuser ces aspérités.

D'une autre part, l'étendue réelle des surfaces en contact étant réduite à quelques zones où la pression est très forte, il en résulte une déformation importante. La force de traction doit cisailer les zones de jonction qui se sont formées, qui résulte donc l'arrachement de particule et élévation de température.

La perte d'énergie et la chaleur générée par la résistance au frottement augmentent le taux d'usure et influencent directement la durée de vie des pièces.[14]



Figure II-3 : Usure due au frottement.

II.4.1) Type de frottement

Il existe trois types de frottement :

II.4.1.1) Frottement sec

Le frottement sec désigne l'ensemble des phénomènes qui naissent dans la zone de contact entre deux corps, en l'absence de lubrification, et qui s'opposent au glissement de ces corps. S'il y a glissement relatif entre les deux corps en contact, on parle du frottement dynamique,

sinon le frottement est dit statique. La compréhension des mécanismes entrant en jeu est restée longtemps très lacunaire, malgré l'intérêt porté à ce problème depuis déjà de nombreuses années. Ce n'est que ces dernières décennies, grâce à l'accumulation de données expérimentales et de résultats théoriques, que des progrès importants ont été faits.[14][15]

II.4.1.2) Frottement hydrodynamique

Les surfaces en mouvement relatif ne sont pas en contact par leurs aspérités parce qu'elles sont séparées par un épais film de lubrifiant. Le coefficient de frottement est faible et ce type de frottement est indiqué pour l'utilisation à haute vitesse ou lorsque la force normale est élevée.

II.4.1.3) Frottement onctueux

C'est un frottement de niveau intermédiaire entre le frottement sec et hydrodynamique : le film du liquide absorbé en surface ou formé par réaction chimique est de faible épaisseur. Le degré d'adhérence de ce film avec la surface détermine son efficacité. Ce régime offre un coefficient de frottement plus faible que le régime sec.[14]

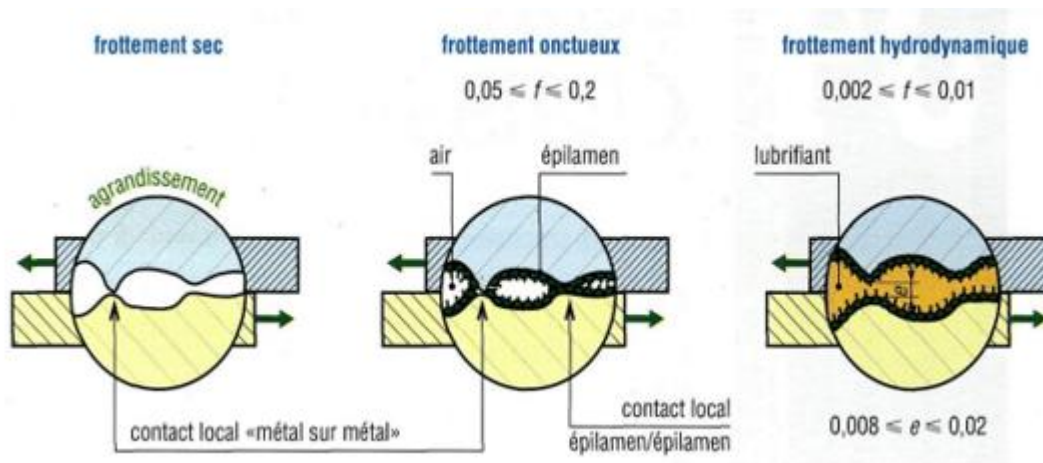


Figure II-4 : Type de frottement.

II.4.2) Aspects théoriques du frottement

D'une manière générale, le frottement dans le cas des engrenages en contact sec, varie avec la charge, la vitesse d'entraînement, la vitesse de glissement et les propriétés des matériaux (y compris l'état des surfaces).

II.4.3) Coefficients de frottement

II.4.3.1) Coefficients de frottement statique μ :

La force de frottement agissant sur un objet immobile par rapport à la surface de contact.

II.4.3.2) Coefficients de frottement cinématique (dynamique) μ_k

La force de frottement agissant sur un objet en mouvement par rapport à la surface de contact. [14]

II.5) Usure

D'une manière générale, on appelle usure la détérioration d'une surface solide, généralement par enlèvement progressive de matière, provoqué par son mouvement contre une autre matière ou par une substance.

Lorsque l'usure est limitée à l'enlèvement des films de surface, elle est appelée (usure douce). Ces écarts détruits peuvent être reconstitués par réaction avec l'environnement. Lorsque l'usure s'étend au massif, elle est appelée usure (destructrice) ou (sévère). [16]



Figure II-5 : Usure sur une denture.

II.5.1) Principaux mécanismes d'usures

Le terme usure, exprime la détérioration des composants due à l'usage. L'usure est générée par plusieurs mécanismes physiques, chimiques ou mécaniques. On adopte une classification regroupant les différents types d'usures en quatre grandes familles :

- L'usure adhésive,
- Les usures abrasives et érosives,
- L'usure par déformation et par fatigue,

- L'usure chimique ou appeler tribochimique.

II.5.2) Usure adhésive

L'usure adhésive se caractérise par des jonctions inter faciales qui s'établissent entre aspérités des surfaces en contact. Ces aspérités sont soumises à des contraintes locales élevées et subissent des déformations élastiques et plastiques qui provoquent un rapprochement des atomes et la création des liaisons inter faciales

II.5.3) Usure abrasive et érosive

Ces deux types d'usure sont provoqués par l'action des particules qui viennent agresser la surface d'un solide. Ils se manifestent par des rayures, griffures, polissage.

II.5.3.1) Usure abrasive

Est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant. Elle peut être normale, progresse lentement, ou anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage, voire à sa mise hors service.

II.5.3.2) Usure érosive

L'usure érosive est définie comme la perte de matière provoquée par l'action des particules contenues dans un fluide en mouvement et qui viennent heurter une surface solide.

II.5.4) Usure par fatigue de contact

La dégradation due à la fatigue entre dans un contact mécanique peut être : une dégradation par *fatigue mécanique* ou dégradation par *fatigue thermique*.

II.5.4.1) Fatigue mécanique

L'usure par fatigue mécanique est liée à l'application répétée de contraintes sur la zone de contact, rencontré dans les systèmes à transmission d'énergie ou d'effort (engrenage).

II.5.4.2) Fatigue thermique

C'est une dégradation par alternance d'échauffements ou refroidissements, qui touchent des pièces comme les cylindres de laminoirs et les matrices.

II.5.5) Usure par réaction tribochimique

En présence d'un environnement réactif, du fait des pressions et des températures élevées imposées au contact, des phénomènes complexes peuvent se produire et notamment des réactions entre l'environnement et le matériau constituant la surface.

Les réactions qui se produisent en contact sont essentiellement de trois types :

a) - oxydation des débris mécaniques de petites tailles formés lors du contact direct des aspérités dans certaines conditions de frottement.[16]

b) - la corrosion : qui est une réaction chimique ou électrochimique avec le milieu environnant. Cette réaction est créée par le frottement et conduit à la formation d'une couche superficielle d'oxyde qui limite l'ampleur de contact métallique si elle est suffisamment adhérente

et résistante pour supporter les sollicitations mécaniques.

c)- dans le cas contraire, cette couche protectrice peut se fragmenter et se détruire sous l'action des contraintes mécanique ou par fatigue superficielle et donner naissance à des débris.

II.6) La lubrification

La lubrification ou le graissage est un ensemble de technique permettant de réduire le frottement, l'usure entre deux éléments de contact et en mouvement l'un par rapport à l'autre. Elle permet souvent d'évacuer une partie de l'énergie thermique engendrée par ce frottement, ainsi que d'éviter la corrosion. Dans ces situations, les écoulements fluides sont parallèles aux surfaces, ce qui simplifie leur description et leur calcul (théorie de la lubrification).

Les lubrifiants sont des produits liquides, pâteux ou solides d'origine minérale (hydrocarbures), animal, végétale ou synthétique. [16]

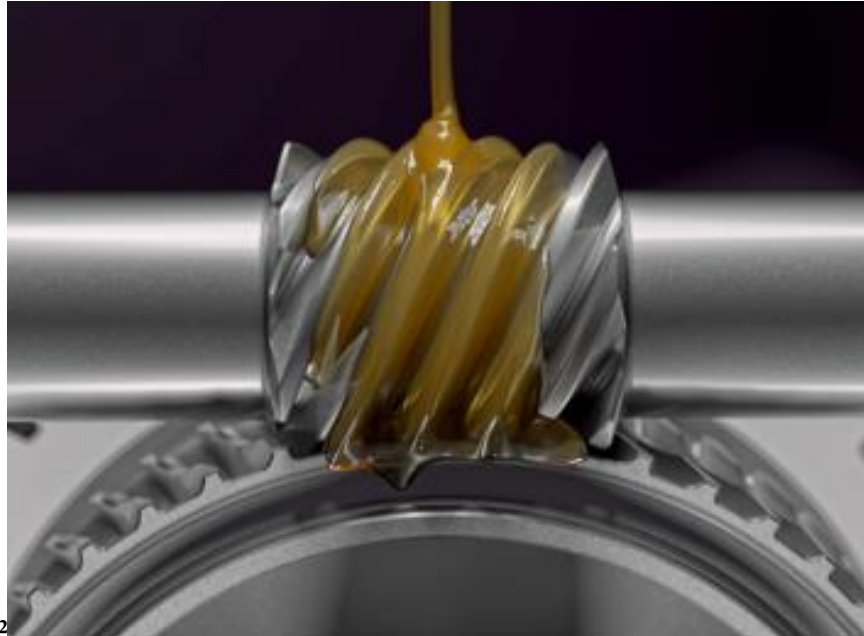


Figure II-6 : La lubrification.

II.6.1) Les modes de lubrification

II.6.1.1) La Lubrification ponctuelle

Cette première méthode consiste à mettre le lubrifiant avant le mouvement ou durant le mouvement. Cela peut se faire de manière manuelle, par exemple en déposant des gouttes d'huile avec une burette, en plaçant de la graisse avec les doigts (si celle-ci n'est pas toxique), ou bien en appliquant le lubrifiant avec un pinceau. C'est par exemple le cas de la lubrification d'une chaîne de vélo, des gonds d'une porte.

II.6.1.2) La lubrification continue

Ce mode de lubrification touche tous les mécanismes en mouvement et est constituée par un système de conduites qui amène, par l'intermédiaire d'une pompe, le lubrifiant vers les divers organes (paliers, coussinets, roulement à billes) à lubrifier. Le lubrifiant retourne au bac pour y être réfrigéré puis remonte en traversant un filtre qui retient les impuretés.[17]

II.6.2) Les huiles lubrifiantes

II.6.2.1) Lubrification par barbotage ou par bain d'huile

Utilisable même aux faibles vitesses, c'est la plus simple et la plus usuelle. Une partie du mécanisme en mouvement (roue dentée...) trempe dans le bain et emporte par adhérence de l'huile vers les points à lubrifier. La quantité d'huile du bain doit être suffisante et tenir compte des conditions de service : calories à évacuer, éviter les vidanges trop rapprochées,

Le niveau du bain doit être contrôlé périodiquement : vis de contrôle, jauge, indicateur...

Un excès d'huile est souvent plus néfaste qu'un manque en créant un brassage sources

D'échauffements et de pertes d'énergie.

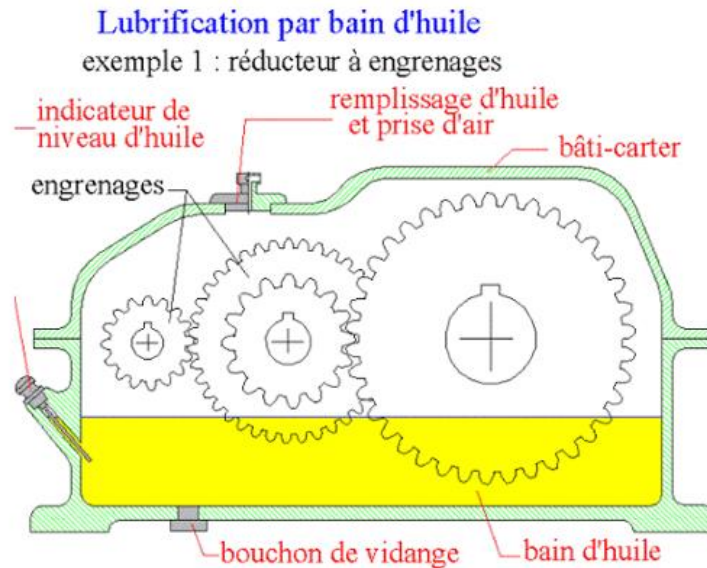


Figure II-7 : Lubrification par barbotage ou par bain d'huile.[17]

II.6.2.2) Lubrification par barbotage et projections

C'est une variante de la précédente. Le mouvement des composants (engrenages...) doit être assez rapide (effet centrifuge) pour, qu'après trempage, le débit des projections soit suffisant. L'huile projetée sur les parois ruisselle et peut être recueillie (cuvettes, renvois, larmiers...) puis dirigée (canaux) vers les parties à lubrifier.

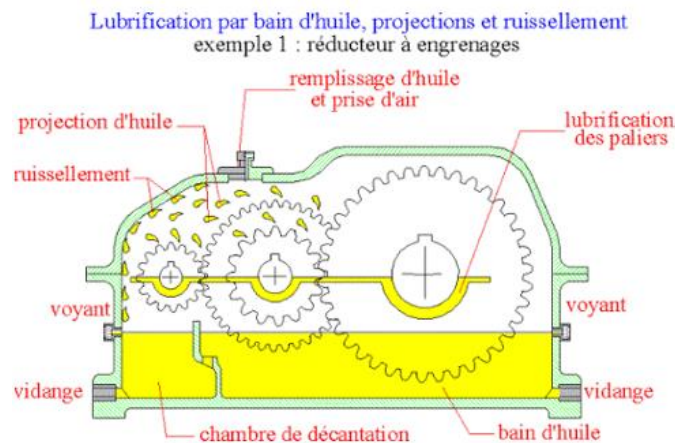


Figure II-8 : Lubrification par barbotage et projections.

II.6.3) Les graisses

Les graisses permettent un frottement onctueux ou un frottement mixte. Du fait de leur consistance, elles sont stables au repos et se comportent comme un solide. En service, sous l'action des charges, elles réagissent comme un liquide : la fluidité augmente et se rapproche de celle de l'huile de base.

Fabrication : elles sont obtenues par dispersion d'agents épaississants (savons⁴ métalliques déterminant les propriétés physiques : consistance, etc.) dans une « huile » avec ou sans additifs représentant 85 à 97 % de la masse totale. Le graphite, le bisulfure de molybdène, les colorants et les charges (talc...) sont les additifs les plus courants.



Figure II-9 : Graissage.

II.6.4) Le rôle de la lubrification

- La diminution du frottement, cause principale de l'usure ;
- Participer au refroidissement du moteur, évacuation de la chaleur produite par le frottement ou par une source extérieure ;
- Protection contre la rouille et d'autres types de corrosion ;
- Transmission de l'énergie : dans les circuits hydrauliques et les transmissions automatiques de véhicules ;
- Diminuer l'usure des surfaces en contact ;
- Protéger et assurer la durée de vie des mécanismes en mouvement. [17]

II.7) Les paramètres tribologiques

Il est important dans un premier temps, d'identifier les différents contacts et d'extraire les variables opérationnelles qui définissent le fonctionnement de chaque contact. Un système tribologique est donc caractérisé par les paramètres tribométriques, associés avec les conditions opérationnelles, les paramètres microstructuraux des matériaux et les paramètres d'interactions dépendant du contact et des modes de lubrification.

II.8) Les paramètres opérationnels

Ils caractérisent les conditions fonctionnelles du tribosystème.

II.8.1) Mode de contact

Il s'agit de définir la nature et la géométrie du contact. Ces informations participeront à l'évaluation des champs de contraintes imposées au contact. Par nature du contact on entend la définition générale de ce qui constitue le contact : solide/solide, liquide + particules, liquide + vapeur/solide...

La géométrie du contact caractérise la forme des surfaces qui limitent les solides au voisinage de la zone de contact. On définit trois types de contact :

- Les contacts de type ponctuel,
- Le contact linéique,
- Les contacts surfaciques. [13]

II.8.2) La charge de contact

Il s'agit de déterminer le torseur dynamique, c'est-à-dire l'ensemble des forces et moments auquel est soumis le contact. La charge et la manière dont elle est appliquée permettent d'évaluer la nature et le niveau des contraintes auxquelles les couches superficielles sont soumises. La connaissance du champ de contrainte et profondeur est nécessaire pour justifier quantitativement la nature, la qualité et l'épaisseur des traitements ou revêtements de surface, pour évaluer les risques de fatigue de contact... La plage de variation des charges mises en œuvre en génie mécanique est extrêmement large allant du milli newton au méga newton.

II.8.3) La vitesse de contact

Ce paramètre consiste à préciser les différents éléments du torseur cinématique (ensemble des vitesses et moments cinématiques) appliqué au contact, c'est-à-dire la nature et la cinématique du mouvement. Suivant l'orientation des composantes de ce torseur au niveau du contact, le déplacement pourra s'effectuer en roulement, glissement ou pivotement.

La vitesse contribue à l'énergie dissipée dans le contact. Elle est aussi l'un des facteurs intervenant dans l'évaluation de la durée de vie des surfaces, combinée au temps de fonctionnement, elle permet le calcul de la distance à parcourir.

II.8.4) État de surface

Par définition, la surface d'un corps est le lieu des points séparant ce corps du milieu environnant. Elle correspond donc à une discontinuité dans l'aménagement périodique de ses atomes.

En surface, le nombre de plus proches voisins est différent de ce qu'il est en volume. On parle aussi d'interface solide-gaz, solide-liquide, solide-solide.

La notion d'état de surface comprend :

- L'état physico-chimique (nature, structure, texture des couches superficielles).
- L'état géométrique (ensemble des écarts géométriques de la surface réelle par rapport à la surface géométrique idéale).

Les surfaces présentent des défauts géométriques de différents ordres :

- Ordres macroscopiques liés à des écarts de grande amplitude dus généralement aux défauts géométriques de la machine génératrice (écart de forme de 1^{er} et 2nd ordre), grains abrasifs, aux particules de sablage ou grenailage, aux vibrations de la machine ou encore aux piqûres de corrosion (rugosité, écarts de forme de 3^{ième} et 4^{ième} ordre). En réalité, le terme surface représente une couche d'épaisseur comprise entre 10^{-2} et 10^{-6} mm. La composition chimique et les propriétés mécaniques de cette zone peuvent être très différentes de celles du cœur des matériaux. La surface peut être très différente de celles du cœur du matériau. La surface peut être recouverte de films contaminant (gaz absorbés, produits organiques), d'oxydes et dans le cas de métaux, peut être écrouie. La présence de ces écrans va modifier le comportement tribologique des corps en contact (Voir la figure II-2).

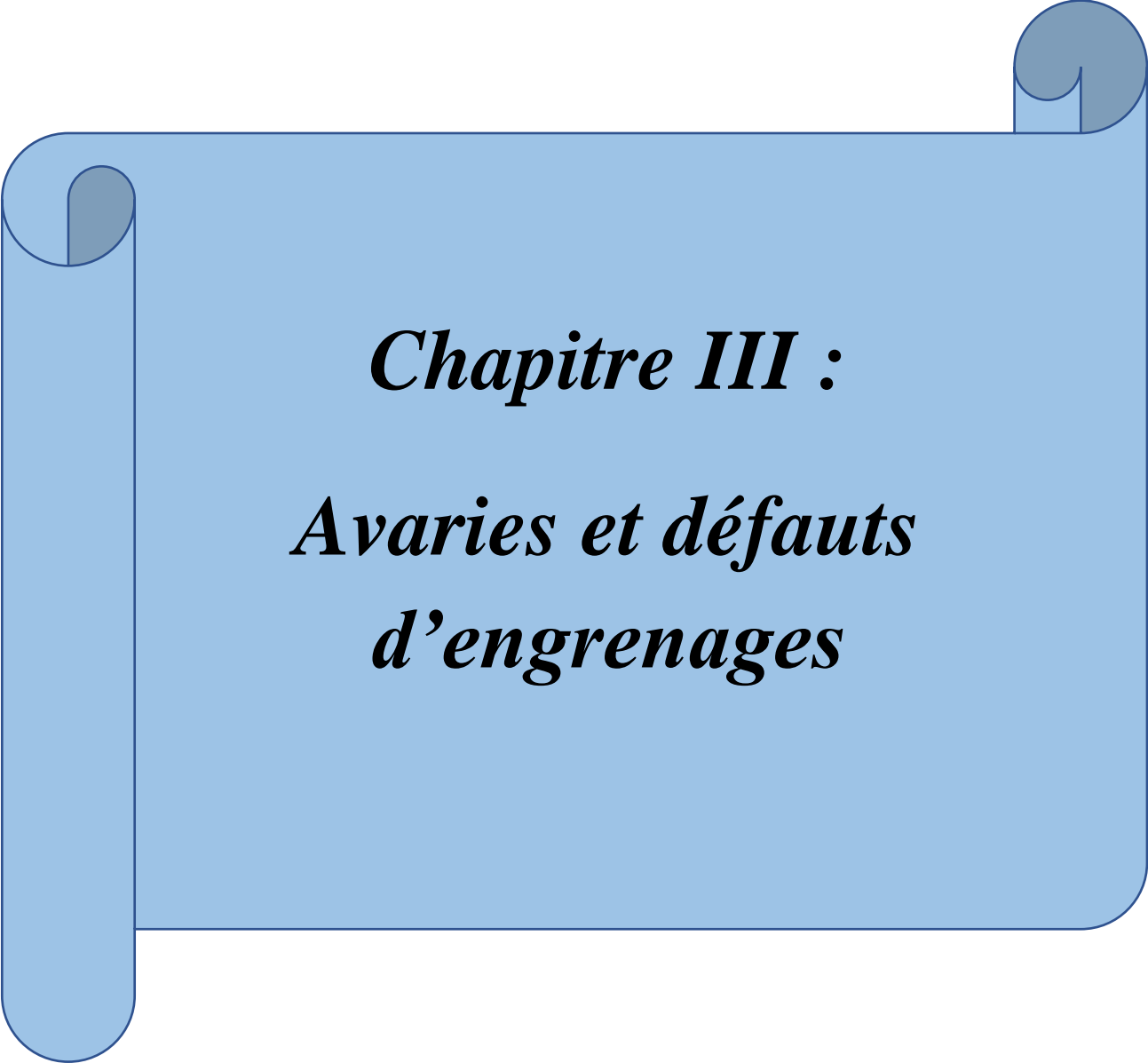
II.8.5) L'environnement

Il s'agit de préciser le milieu dans lequel évolue le contact. Ce milieu intervient sur le comportement tribologique du système par :

- Sa nature : liquide ou gaz, composition chimique,
- Sa température, son débit éventuel,
- Ses propriétés mécaniques et physiques qui interviennent dans le comportement mécanique du contact, dans l'énergie mise en jeu et dans sa dissipation,
- Ses propriétés chimiques : la réactivité du milieu ambiant avec les matériaux constituant les solides en contact est à l'origine de la création ou de la destruction des films superficiels dont la présence modifie considérablement le comportement du contact ; un environnement oxydant favorise la formation ou le maintien de films, un milieu neutre limite leur durée, un milieu réducteur la diminue.

II.8.6) Matériaux

Bien que les caractéristiques de frottement ne soient pas une propriété intrinsèque des matériaux, ceux-ci peuvent intervenir d'une manière décisive dans le comportement général du système tant par leur propriété mécanique que physicochimiques.[13].



Chapitre III :
Avaries et défauts
d'engrenages

Introduction

Par leur conception, les engrenages industriels utilisés dans des conditions normales de travail, ont une longue durée d'utilisation. Les frottements de glissement et de roulement lissent les surfaces des dents et l'usure en service est très faible. [18]

Les engrenages employés dans les transmissions de véhicules sont conçus et réalisés pour supporter, pendant la durée de vie prévue du véhicule, les contraintes sévères auxquelles ils sont soumis.

Mais les engrenages industriels ou de transmissions de véhicules seront détériorés si les conditions de travail sont défavorables ou dépassent leurs possibilités.

Les causes d'usure ou d'avaries peuvent être liées :

- À la conception,
- Aux choix de matériau,
- À la réalisation,
- Aux conditions de fonctionnement,
- À la pollution,

Mais principalement :

- Au montage (à l'alignement).
- À la lubrification (la qualité la quantité de lubrifiant).

III. Défauts et avaries des engrenages

III.1) Défauts des engrenages

Les engrenages sont des mécanismes qui sont soumis à des conditions de travail très complexes. Ils peuvent être sujets à de nombreux défauts apparaissant lors du fonctionnement dont les origines peuvent être multiples et parfois difficilement identifiables. Ils peuvent être des défauts de produit, des défauts d'exploitation, des problèmes d'entraxes...

III.1.1) Défaut de montage

Ces défauts sont généralement sous-estimés alors qu'ils peuvent expliquer les différences de niveau sonore observées sur les transmissions d'architecture absolument identique (série de boîte à vitesse). L'ensemble de ces défauts caractérise le positionnement relatif des deux roues dentées résultant du montage ou de la déformation de la structure (arbres paliers et carters).. Ils sont représentés par les défauts d'entraxe et les défauts de parallélisme entre les axes des roues.[10]

III.1.2) Défaut d'entraxe

Différence positive ou négative entre la distance des deux axes et l'entraxe théorique de fonctionnement, mesuré dans le plan perpendiculaire à l'axe de la plus grande roue, passant par le milieu de la largeur de la denture.

L'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie de contact.

III.1.3) Défaut d'inclinaison

La norme caractérise les défauts d'alignement par deux angles (angle de d'inclinaison et angle de déviation). L'angle d'inclinaison est associé à une rotation par le plan des axes, et l'angle de déviation conduit à une délocalisation latérale des portées de denture.[10]

III.1.4) Défaut d'alignement

L'alignement conditionne la durée de vie des engrenages parce qu'un mauvais alignement peut engendrer des vibrations qui détériorent la denture, de plus le désalignement engendre une portée de côte et par conséquent une surcharge. [19]

III.1.5) Défaut de portée

La portée de la denture est particulièrement importante parce que c'est elle qui est à l'origine de la plupart des détériorations subies par les roues dentées, la portée des engrenages cylindriques ou coniques désaxés devrait être contrôlée une fois en usine et quand elle sera mise en service parce que dans le cas d'un carter il peut subir au montage des déformations souvent importantes qui provoquent des défauts de portée. [19]

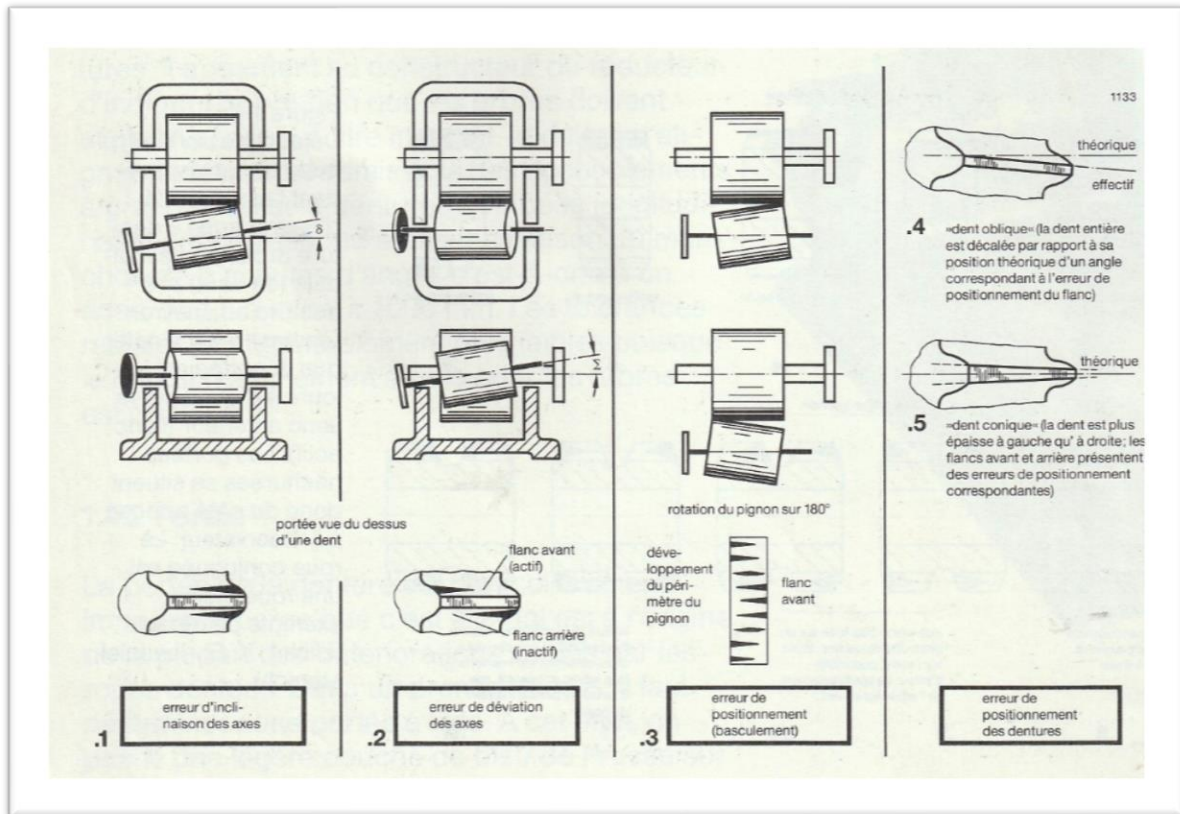


Figure III-1 : Explication illustrée des défauts d'axes, positionnement et de portée.[19]

III.1.6) Défaut de matériaux

Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés, et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée. Les matériaux usuels dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques.

C'est pourquoi le choix des matériaux et des traitements thermiques est guidé par la nécessité d'obtenir une dureté maximale pour le mode de taillage imposé des roues de précision requis.

III.1.7) Défaut de fabrication

Dans ce défaut on distingue plusieurs anomalies :

III.1.7.1) Défaut de taillage

Ce défaut traduit la non-concentricité entre l'axe du cylindre primitif de denture et l'axe de rotation de l'arbre auquel la denture est liée.

III.1.7.2) L'erreur de pas

L'erreur de pas caractérise le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs représentatives de la qualité de réalisation d'un engrenage sont associées à cette erreur. Ces grandeurs sont l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée.

III.1.7.3) Erreur de profil

Les erreurs de profil sont représentatives des écarts existants entre le profil théorique de la denture et le profil réel. Le profil théorique en développante de cercle, de forme parabolique ou présente une dépouille s'il a subi une correction volontaire. Ces erreurs peuvent être générées lors de la fabrication ou au cours du fonctionnement par l'usure et la détérioration des profils.

III.1.8) Erreur de l'épaisseur des dents

L'erreur d'épaisseur de la dent est la différence entre l'épaisseur mesurée et l'épaisseur théorique.

III.1.8.1) Epaisseur de dent de référence

La dimension de référence de l'épaisseur de dent sur le cylindre de référence est égale à la valeur théorique d'engrènement sans jeu entre les dents avec une roue conjuguée, qui a également l'épaisseur de dent théorique, sur l'entraxe de référence.

III.1.8.2) Limites minimale et maximale de l'épaisseur de dent

Les limites minimale et maximale de l'épaisseur de dent sont les deux dimensions extrêmes admissibles de l'épaisseur de dent entre lesquelles doit se trouver la dimension effective.

III.1.8.3) Epaisseur de dent de conception

L'épaisseur de dent de conception est la limite supérieure de l'épaisseur de dent. Elle est généralement établie en prenant en compte des considérations d'ingénierie de géométrie de l'engrenage, de résistance de la denture, du montage et du jeu de battement entre dents.

III.1.8.4) Erreur d'hélice

Les écarts d'hélice sont les quantités dont les hélices effectives s'écartent des hélices de conception. Elles sont mesurées dans la direction des tangentes au cylindre de base, dans le plan apparent. L'hélice de conception est celle qui correspond aux spécifications du dessin. Dans un diagramme, l'hélice non modifiée apparaît comme une ligne droite.

La longueur du tracé est proportionnelle à la largeur de denture de la roue à contrôler, à l'exception des chanfreins et des arrondis d'extrémités.

III.1.9) Défaut de traitement thermique

Le traitement thermique peut occasionner des criques qu'il faut absolument bannir car elles constituent des amorces de fissures. Dans la trempe superficielle à la flamme ou par induction, il faut éviter la trempe des flancs seuls (c'est-à-dire sans traitement du fond des dents) : il résulterait une discontinuité de structure dans la zone du pied des dents soumises aux contraintes maximum de flexion.

III.1.10) Détérioration des flancs de dentures

III.1.10.1) Défaut de piqures (pitting)

Les piqures sont de petites cavités qui apparaissent sur les surfaces métalliques. Leur dimension est extrêmement variable. Certaines sont parfaitement visible, d'autres ne sont détectées qu'au microscope.

Les causes de formation des piqures sont nombreuses :

- La corrosion électrochimique : action combinée de l'eau et de l'oxygène sur les métaux ferreux principalement.
- La corrosion chimique causés par acides.
- La corrosion électrique.
- La cavitation.
- L'érosion.
- La fatigue du métal.

La formation de piqures par fatigue est un incident fréquent sur les cames, les dents d'engrenages, les roulements, organes soumis à un mouvement de roulement sous charge. [18]

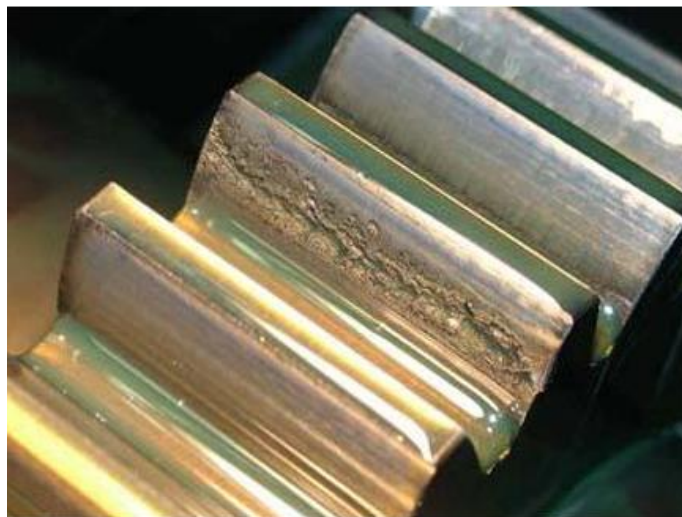


Figure III-2 : Défaut de pitting sur un engrenage droite.

III.1.10.2) Défaut d'écaillage des flancs de dentures

L'écaillage est un détachement de fragments de matière en forme d'écailles sur une grande partie des flancs de dentures cémentées trempées par induction. Sur les roues nitrurées en phase gazeuse, l'écaillage est plutôt dû à la formation d'arêtes vives (trous d'écaillage) dans la couche durcie.

Dans ce cas d'anomalie on peut remédier par l'amélioration du contrôle du matériau, la rectification et augmenter la viscosité de lubrifiant. [10]

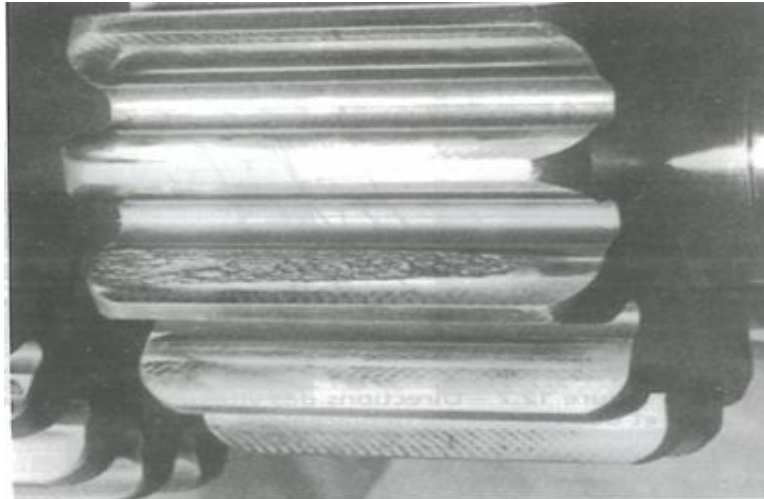


Figure III-3 : Défaut d'écaillage.

III.1.10.3) Défaut de Grippage

Le grippage se manifeste tout d'abord par l'apparition d'un petit nombre de rayures ou griffures orientées dans la direction du glissement. Dans une deuxième phase, on observe la présence de sillons de profondeur de 3 à 5 μm . Dans sa forme la plus avancée et la plus grave,

Le grippage se caractérise par la présence de zones rugueuses et striées qui se développent à partir du sommet ou du pied des dents, là où la vitesse de glissement est la plus grande. La principale cause du grippage est la fusion de la surface métallique après disparition locale du film lubrifiant dans les zones à pression hertzienne élevée. Le grippage à chaud se produit par suite de surcharge, d'un mauvais choix de lubrifiant ou d'une forte rugosité sur les engrenages ou pour la quel les vitesses de glissement sont élevées.

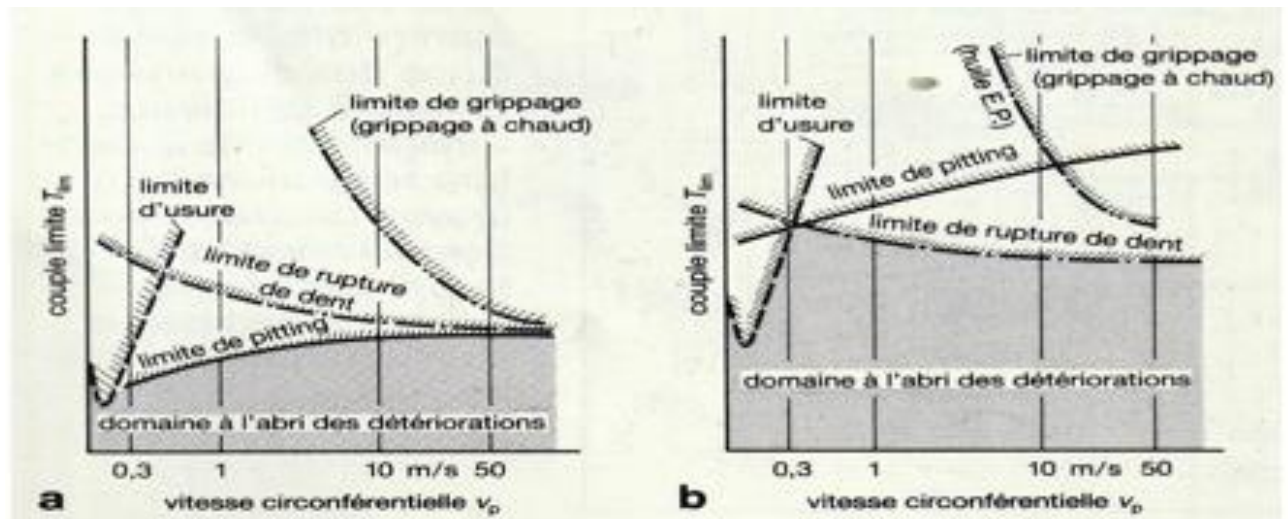


Figure III-4 : principales limites de résistance.[19]

La Figure a : La figure représente les principales résistances d'une roue dentées en acier traité.

La Figure b : La figure représente les principales résistances d'une roue dentées trempées superficiellement.

III.1.10.4) Défaut d'usure

L'usure est la perte progressive de matière due à l'interaction de surfaces en mouvement relatif (l'une par rapport à l'autre).

L'usure correspondant à l'ensemble des phénomènes conduisant à des pertes de masse ou à des évolutions géométriques significatives du contact pouvant s'accompagner d'effets secondaires liés au jeu dans le mécanisme en mouvement, à la perte de cote, à l'émission de débris, à l'endommagement de surfaces.

L'usure est généralement combattue à cause de ses effets négatifs, mais elle présente aussi des aspects favorables. L'affutage d'un outil, la finition d'une surface par rectification, l'écriture de la craie sur le tableau ou du crayon sur le papier sont des exemples d'usures abrasives utiles.

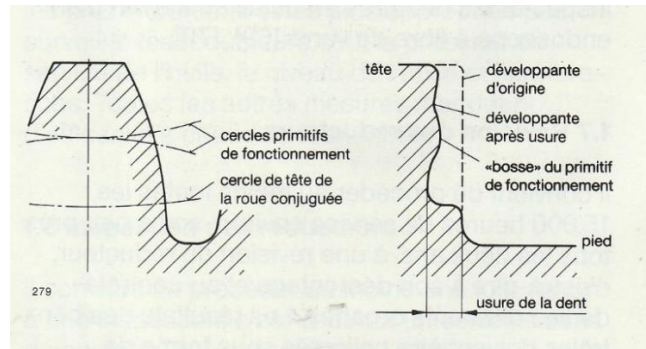


Figure III-5 : Défaut d'usure.[19]

III.2) Avaries des engrenages

III.2.1) Rupture par fatigue

Comme tous les phénomènes de fatigue, c'est une dégradation progressive. Contrairement aux autres formes d'usure.

Les endommagements peuvent rester longtemps cachés avant de se manifester brutalement, ou bien se révéler de façon spectaculaire et précoce. L'usure par fatigue est lente et habituellement masquée par l'abrasion ou l'adhésion. Induite par le frottement de roulement avec glissement sous fortes charges répétées, on la rencontre essentiellement dans les engrenages et les roulements dont elle constitue le mode normal de destruction.

D'une manière générale, cette fatigue se produit sous l'effet des contraintes tangentielles. Si le frottement est très faible ces contraintes sont maximales en profondeur, ce qui peut être le cas avec les dentures très bien lubrifiées. Par contre, si les forces de frottement ne sont plus négligeables, le cisaillement est maximal en surface. Selon les circonstances, l'amorçage des fissures de fatigue se fera en sous-couche ou bien de façon apparente sur la peau de la pièce. Il y a donc diverses causes :

- Fatigue des matériaux consécutifs à une surcharge de l'engrenage ou encore à des vibrations
- Un sous dimensionnement ou à un matériau inadapté ou à une portée insuffisante
- Si aucune rupture de fatigue n'est survenue en service nominal après quelque 10 cycles d'efforts, on peut considérer en général que l'engrenage résiste à la fatigue
- Si une rupture de fatigue survient ultérieurement, elle est due la plupart du temps à d'autres causes (chocs, surcharge, corps étrangers ou instabilité de marche).[10]

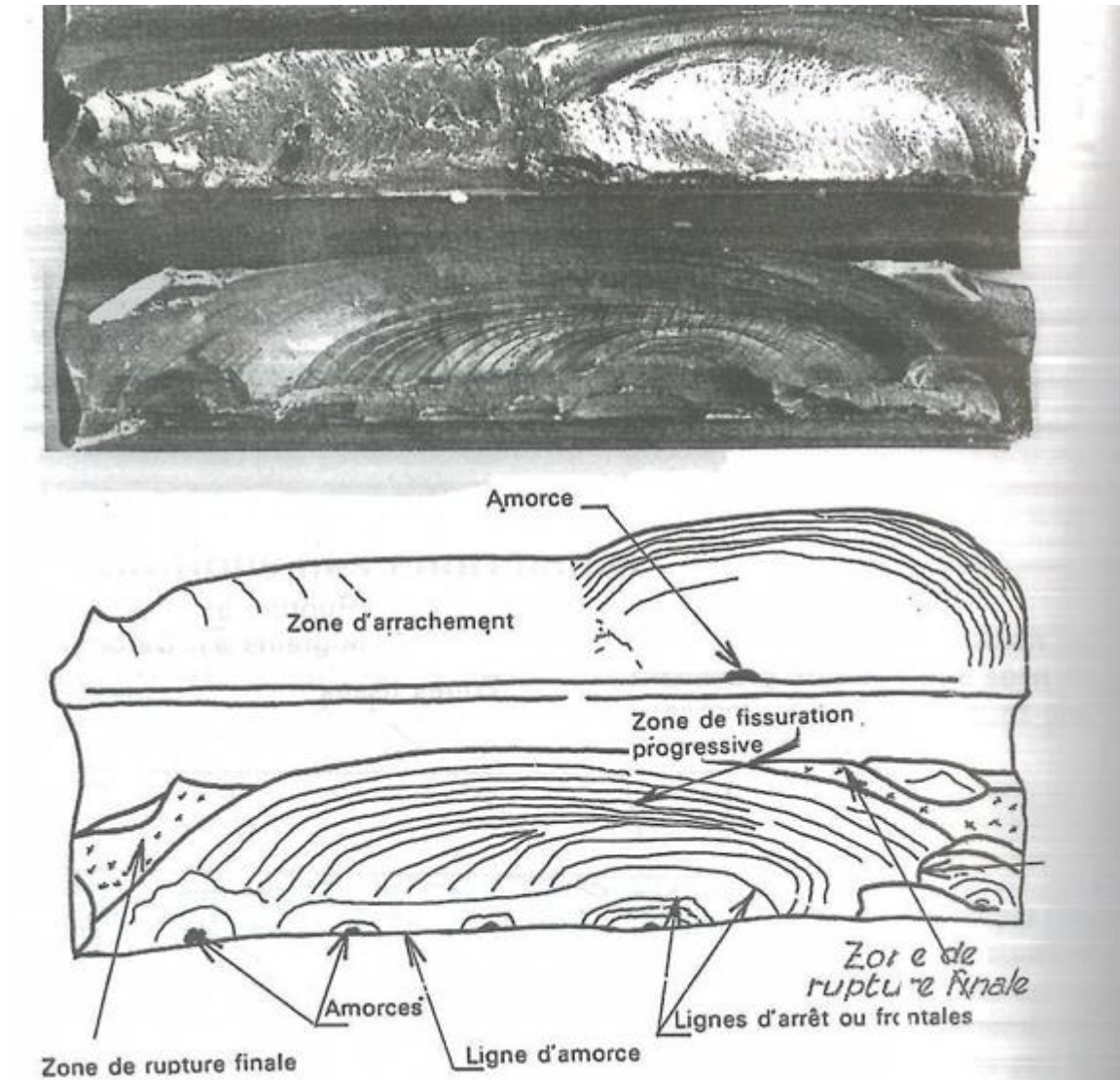


Figure III-6 : Rupture par fatigue.[19]

III.2.2) Rupture par surcharge

III.2.2.1) Rupture fragile

Lorsqu'il s'agit de rupture fragile, celle-ci se produit par clivage sans prévenir, le plus souvent sans déformation plastique, et les morceaux peuvent se réassembler parfaitement. Elle est soit inter cristalline, soit intra cristalline. Le clivage est le mécanisme de déformation qui met en jeu la rupture des liaisons atomiques dans le plan dense dans lequel doit se produire la déformation.

Ce mécanisme ne présume pas d'une parfaite cristallisation du matériau. De fait, le clivage intervient aussi bien dans les matériaux parfaitement cristallisés que dans les matériaux partiellement cristallisés comme nombre de polymères, ou essentiellement amorphes comme le verre. C'est une rupture contrôlée par la contrainte normale ou contrainte de clivage ; elle

se produit sans déformation plastique : les ruptures sont trans granulaires (rupture dans un grain cohérent suivant des plans cristallographiques bien définis).

III.2.2.2) Rupture ductile

La ductilité est une propriété purement géométrique qui traduit la capacité des matériaux métalliques à se déformer avant rupture et ne préjuge pas de la contrainte nécessaire pour la provoquer. L'allongement à rupture, estimé lors d'un essai de traction, est par exemple une mesure de la ductilité. Qualitativement, la ductilité d'un matériau dépend de la capacité, plus ou moins grande, qu'ont les dislocations à se déplacer dans le réseau cristallin. Alors que les lois de la plasticité ne dépendent que du déviateur des contraintes, la rupture dépend à la fois du déviateur et de la partie sphérique (pression hydrostatique). La déformation à rupture dépend donc, contrairement aux lois de la plasticité, du type de sollicitation.



Figure III-7 : Rupture d'une dent sur une roue super conique.

III.2.3) Fissurations

Ce défaut dans les dentures en aciers fins durcis par traitement thermique et qui sont sensible aux concentrations de contraintes.

L'appertisation de fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau et généralement elle se trouve du côté de la dent sollicitée à l'extension. Elle progresse à chaque mise en charge de la dent.

Les fissurations sont de diverses sortes, généralement liées à des défauts de fabrication : elles peuvent altérer l'état des surfaces, comme par exemple des fissures dues aux Forgeages, de tapures de trempe, des criques de rectification, des criques d'origine thermique, des fissures de fatigue. Naturellement il ne faut pas oublier que les dentures sont exposées non seulement aux phénomènes d'usure qui dégradent leur surface, mais aussi à d'autres processus de mise hors service comme les ruptures par surcharge, par choc ou par fatigue. On traite contre l'usure

et la fatigue superficielle par la nitruration, la carbonitruration ou la cémentation. Une décarburation superficielle est toujours très défavorable.

Pour la pignonnerie automobile on utilise beaucoup l'acier 16 CD 4 cémenté trempé pour les pignons à dentures assez grosses et les couronnes Spiro coniques, ou l'acier 27 CD 4 carbonitruré pour les pignons à dents plus petites, les baladeurs à denture et les couronnes de ponts à denture droite. Pour les réducteurs à roue et vis sans fin la roue est parfois encore en fonte et la vis en acier mi-dur, si les vitesses et les pressions sont faibles. En général la roue est en bronze phosphoreux du genre U E12 P et la vis en acier trempé ou cémenté trempé. Les bronzes centrifugés sont ceux qui ont les meilleures qualités de frottement et de résistance. Pour des applications particulières (réducteurs silencieux, graissage impossible), on utilise parfois pour la roue des matières plastique autolubrifiantes. [10]

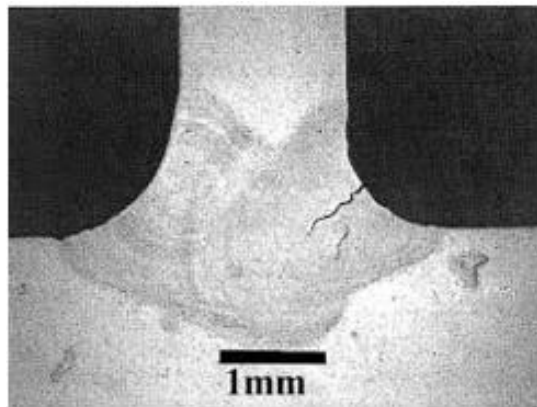


Figure III-8 : Fissuration d'une dent d'engrenage.[10]

III.2.4) Déformations

Soumise à des charges importantes, une pièce peut se déformer. La déformation est élastique ou plastique. [18]

III.2.4.1) Déformations élastiques

Elles peuvent être plus ou moins importantes. Tous les matériaux soumis à des charges subissent une déformation élastique. Dans la pratique courante, ces déformations passent inaperçues ; elles peuvent être bénéfiques, ce sont elles qui permettent la lubrification en régime élasto-hydrodynamique. Toutefois des conditions opératoires trop dures conduisent parfois à de déformations élastiques inacceptables, par exemple :

- Flambage élastique des tiges de culbuteurs dans certains moteurs à explosion tournant à très haute régime. La solution consiste à remplacer le système de commande par tiges par une courroie crantée

- Déformation élastique des bâtis de rectifications qui conduit parfois à du broutage, parfois à l'obtention de mauvaises cotes des pièces rectifiées. La solution consiste à employer des huiles spéciales ou des machines à bâtis plus rigides.

III.2.4.2) Déformations plastiques

Ces déformations qui peuvent prendre de nombreux aspects intéressent la surface, les sous-couches et parfois le cœur de l'organe. Elles se produisent à sec ou en présence de lubrifiant, en effet, un film lubrifiant peut transmettre des pressions très élevées sans se déchirer.

Il n'est pas toujours facile de savoir si ces déformations sont liées à des pertes de matière, d'autant qu'une avarie se produit rarement seule et qu'il y a souvent de l'abrasion ou de la corrosion.

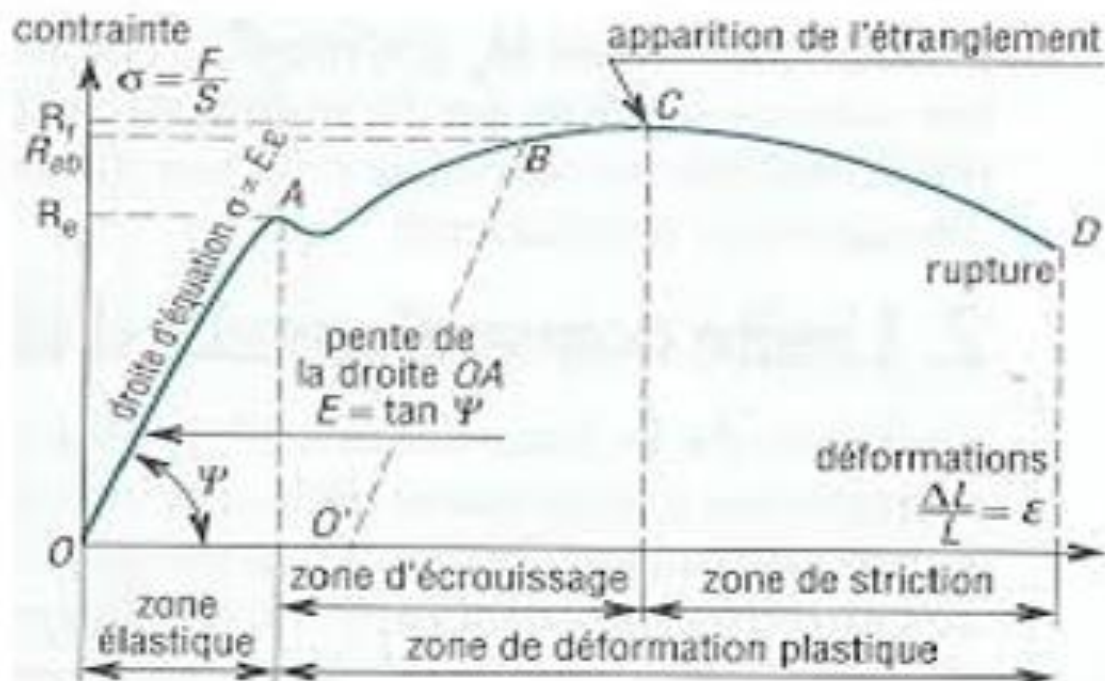


Figure III-9 : Courbe de la contrainte en fonction de la déformation.

Causes	Fréquence %	Type de fréquence	Détériorations %
Défaut de produit	41		
• Erreur de conception	11	• Rupture par surcharge	56
• Défaut de matière	08	• Rupture de fatigue	17
• Défaut de réparation	04	• Modification de la porter	16
• Défaut de montage	10	• Fissuration	07
• Vice de fabrication	08	• Déformation	04
Erreur d'exploitation	40		
• Entretien défectueux	21		
• Fausses manœuvres	19		
Phénomène d'entraxe	19		
• Corps étranger	06		
• Machines motrices ou entraînées	10		
• Surcharge sur coupure OU COMMUTATION DE SECTEUR	03		

Tableau III-I : Récapitulatif des causes et des types de détérioration sur les roues dentées.[19]

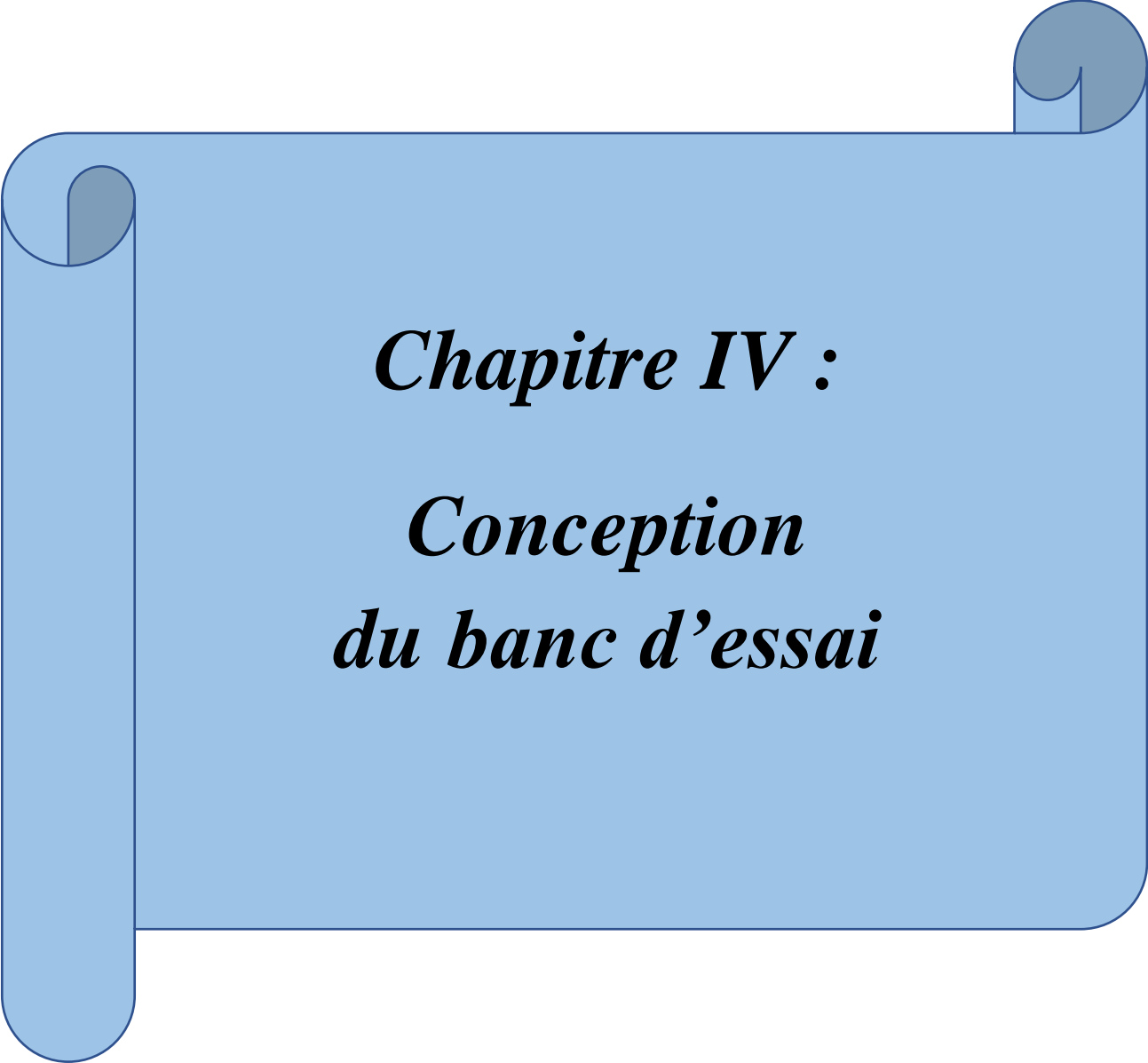
Dans ce tableau III-1, un récapitulatif des causes et des types de détérioration sur les roues dentées. Le grand nombre de ruptures par surcharge montre la surveillance des engrenages demeure faible. L'inspection de la denture reste le meilleur moyen de prévention des dommages, surtout si cette surveillance s'accompagne d'un contrôle non destructif.

Conclusion

La présente synthèse des nombreuses avaries rencontrées lors du fonctionnement des engrenages montre l'importance et la nécessité de disposer d'outils de diagnostic et d'essai.

Le problème d'avaries des engrenages reste d'actualité et fortement étudiée dans les laboratoires de recherche.

La formation d'experts dans le diagnostic de l'origine et des causes des avaries est plus que nécessaire pour l'industrie mécanique.



Chapitre IV :
Conception
du banc d'essai

Introduction :

En raison du rôle critique de la transmission mécanique, les défaillances d'engrenages peuvent réduire l'inefficacité de ces systèmes et même conduire à des arrêts de production dans certaines applications. Par conséquent, le diagnostic et la détection des défauts d'engrenage semblent cruciaux afin d'optimiser la maintenance préventive et réduire l'impact financier de ces défauts en particulier dans le cas des applications de fortes puissances.

Dans le chapitre présent, nous présentons les différentes parties de notre mémoire de fin d'étude qui contient :

- Le cahier des charges fonctionnel ;
- La partie conception du banc d'essai ;
- La partie vérification de la denture à la résistance au contact et à la flexion.

Le cahier des charges fonctionnel nous est imposé par le demandeur à savoir : les membres de l'équipe de recherche en mécanique de contact et tribologique du laboratoire de Mécanique, Structures et énergétique.

Il se base sur un schéma synoptique d'un banc d'essai développé à l'institut technique de l'étude des engrenages et des mécanismes d'entraînement (FZG) de l'université technique de Munich.

Nous avons repris les mêmes caractéristiques géométriques ainsi que les mêmes valeurs couple résistant de chargement lors des essais.

D'autres contraintes du cahier des charges nous sont imposées pour la conception du banc d'essai.

Les solutions retenues à l'issue de la conception doivent être simples à réaliser en utilisant uniquement les moyens matériels du Département de Génie Mécanique et le recours à la seule Prestation locale.

Le choix des matériaux doit prendre en considération la seule disponibilité à l'échelle nationale.

Nous avons alors fait une analyse fonctionnelle qui nous a permis d'aboutir à des choix de solutions techniques relatives avec différentes fonctions du banc telles que :

- La motorisation ;
- La mesure du couple ;
- Le système de chargement ;
- Le système de mesure de la fréquence de rotation ;

- Le système de commande à boucle fermée par la transmission qui minimise la puissance du moteur électrique.

Le résultat de la conception que nous avons menée est présentée dans la planche n° A0 du dessin d'ensemble et les planches n° 01 à 59 des dessins de définition des pièces qui composent le banc d'essai.

La dernière partie du présent chapitre présente le calcul de vérification de la résistance de la denture au contact et à la flexion fait sur la base du choix du matériau effectué conformément au cahier des charges fonctionnelles.

IV.) Cahier des charges fonctionnel :

IV.1) Description du banc d'essai :

Ce banc d'essai d'engrenages en boucle mécanique fermé a été développé à l'institut technique de l'étude des engrenages et des mécanismes d'entraînement (FZG) de l'université technique de Munich il s'agit d'un ensemble électromécanique composé d'un moteur asynchrone avec variateur de vitesse et de plusieurs engrenages formant une boucle mécanique fermée. (Figure IV-1). [20]

IV.2) Schéma synoptique du banc d'essai FZG :

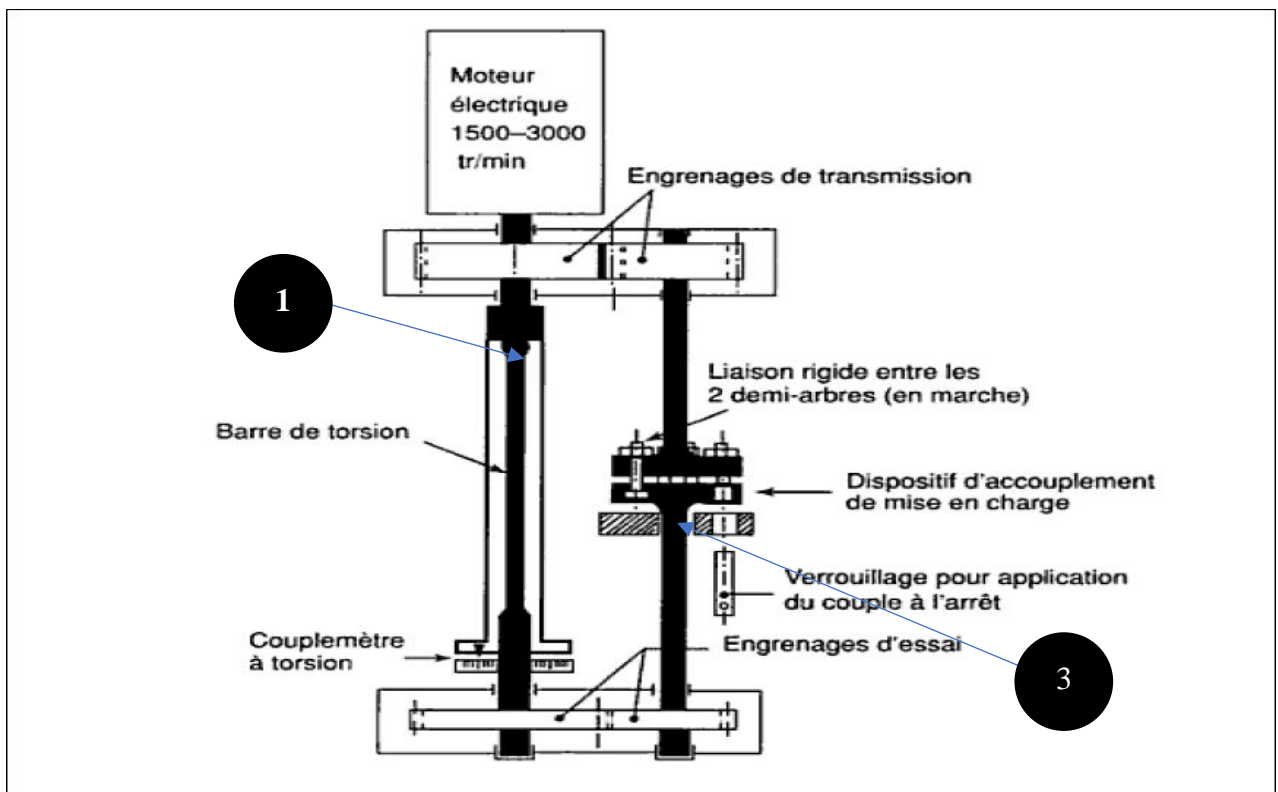


Figure IV-1 : Schéma du banc d'essai d'engrenage.

- | | |
|--------------------------------|-----------------------|
| 1 : Arbre principal. | 6 : Pignon d'essai. |
| 2 : Moteur électrique. | 7 : Roue d'essai. |
| 3 : Arbre secondaire. | 8 : Codeur optique. |
| 4 : Boite esclave. | 9 : Levier de charge. |
| 5 : Boite essai. | 10 : Couple mètre. |
| 11 : Goupille de verrouillage. | |

IV.5) Caractéristiques géométrique des dentures :

Le tableau VI-1 montre les différentes caractéristiques géométriques de l'engrenage d'essai dans le cas d'une denture droite de type C.

Entraxe		a	mm	101.25
Largeur des dents	Pignon	b	mm	16
	Roue	b	mm	20
Module		m	mm	4.5
Nombre de dents	Pignon	Z1	-	18
	Roue	Z2	-	27
Diamètre primitif	Pignon	D _{w1}	mm	81
	Roue	D _{w2}	mm	121.25
Angle de pression		α	°	20
Angle d'hélice		β	°	0

Tableau IV-1 : Principales caractéristiques géométrique de l'engrenage d'essai.

IV.6) Niveaux du couple résistant du chargement :

Le tableau VI-2 illustre les différents niveaux de chargement en plaçant les masses à l'extrémité du levier n° 9 (Figure IV-2).

Niveau de chargement (Ch)	Couple résistant (N.m)	Couple moteur (N.m)
1	60.75	91.125
2	94.10	141.15
3	135.30	202.95
4	183.35	275.02
5	239.25	358.87

Tableau IV-2 : Niveaux de chargement.

IV.7) Les composants :

IV.7.1) Les codeurs optiques :

Pour pouvoir calculer l'erreur de transmission (ET) qui est définie comme l'écart entre la position de la roue menée et celle donnée par le pignon par rapport à la position qu'elle devrait occuper si les engrenages étaient rigides et géométriquement parfaits, qui veut dire l'écart entre la position réelle et la position théorique (engrenages parfaits : engrenages indéformables avec géométrie idéales). Nous pouvons déterminer l'ET par des systèmes à base d'accéléromètres ou de codeur optique à haute résolution.

Dans notre cas l'ET est mesuré par des codeurs optiques qui sont montés sur chacun des deux arbres des engrenages, ils sont montés de façon à être très proches de l'engrenage, ce qui rend la mesure de l'erreur de transmission plus représentative et plus précise pour pouvoir analyser le comportement des roues dentées.

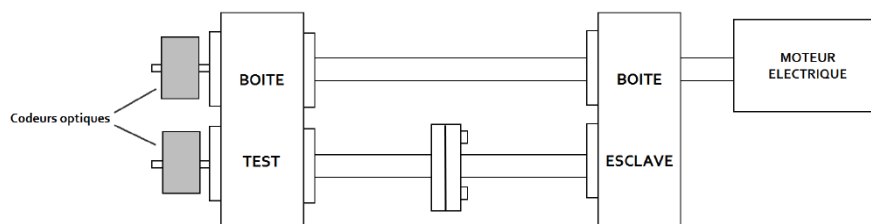


Figure IV-3 : Emplacement des codeurs optiques par rapport aux engrenages.

IV.7.2) Le couple mètre :

IV.7.2.1) Définition :

Un couple mètre est un instrument de mesure utilisé dans toute l'industrie pour mesurer le couple lors d'essais de torsion. Il existe deux grands types de couple mètres : mécanique et électronique.

Un couple mètre électronique est de façon simplifiée un instrument portable qui contient un capteur de couple, une carte électronique, un logiciel et un afficheur. Le capteur de couple est un système électronique qui est utilisé pour convertir un couple en un signal électrique. De par sa conception mécanique, le couple appliqué déforme des jauges de contraintes. Ces jauges de contraintes convertissent la déformation en un signal électrique. Le logiciel et l'électronique du couple mètre se chargent alors de convertir la tension de sortie du capteur en une valeur de couple qui est affichée sur l'écran

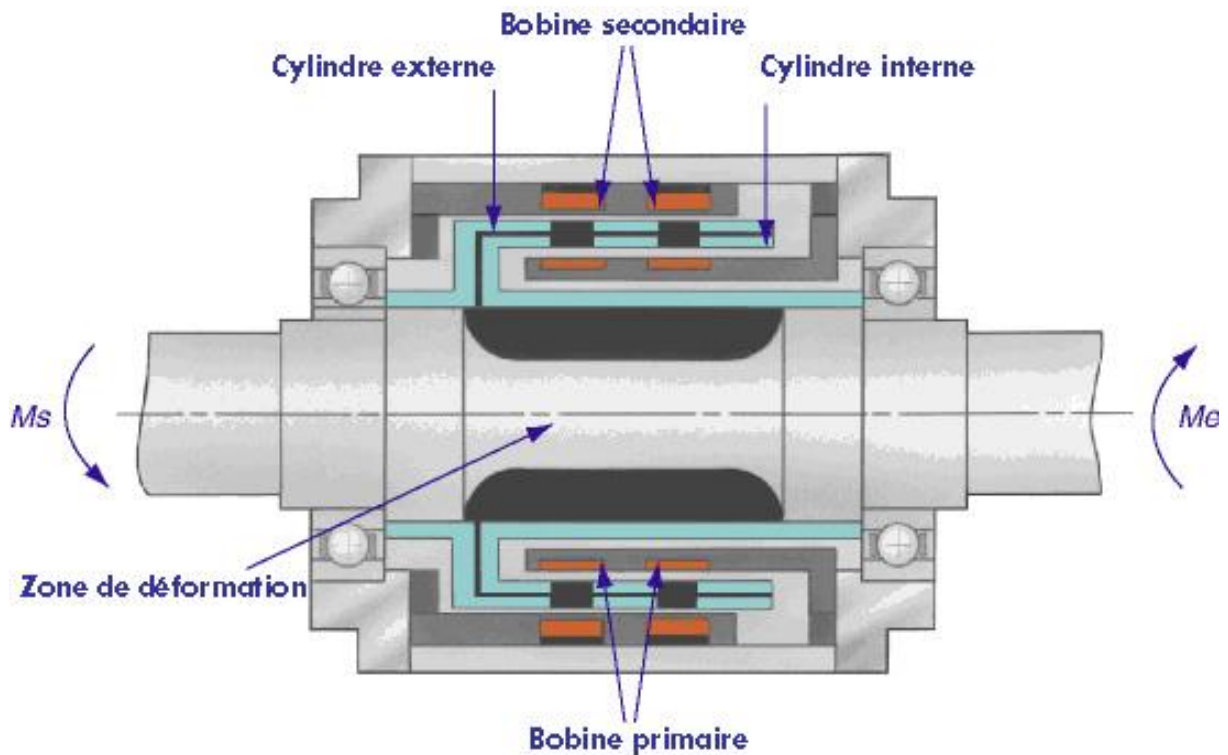


Figure IV-4 : dispositif couple mètre.

Il existe différentes possibilités pour traduire une énergie mécanique en un signal électrique équivalent, le plus pratique et le plus précis est sans contexte celui qui utilise les jauges de déformation, nombreux couple mètre sont construits à partir de cette technologie. [21]

IV.7.2.2) Principe de fonctionnement des jauges de déformation :

La jauge est un petit élément résistif qui est collé sur une pièce au point où on veut mesurer les déformations. Cet élément est fait d'un fil fin enroulé selon une direction préférentielle et collé à la pièce par l'entremise d'un support d'isolation lorsque la pièce est soumise au chargement, sa déformation est transmise à travers la colle et le support à la jauge. Un changement proportionnel de la résistance en résulte.

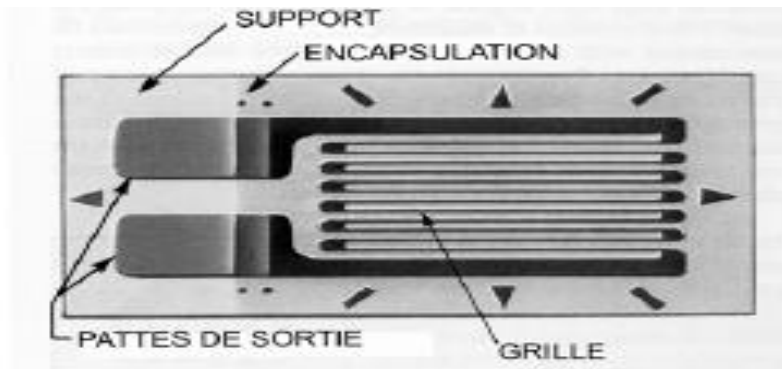


Figure IV-5 : Jauge de contrainte[22].

IV.7.2.2.1) Le pont de Wheatstone :

Le pont de Wheatstone est le circuit le mieux adapté pour la mesure de petites variations de résistance électriques telles que rencontrées lors de l'utilisation de jauge de déformations.

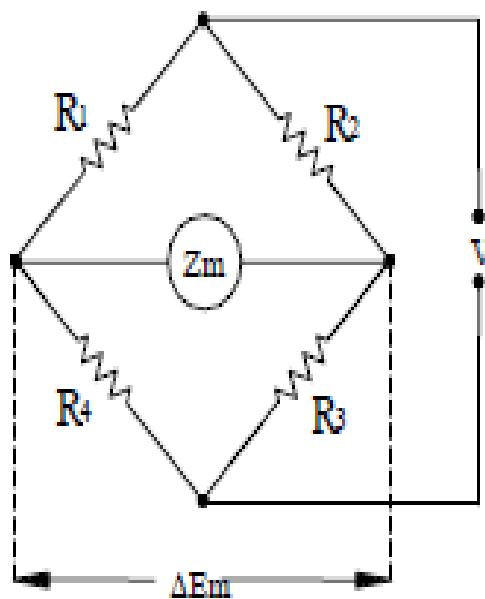


Figure IV-6 : pont de Wheatstone.

A) Montage en demi-point :

Montage utilisé lorsqu'on veut mesurer la différence des signaux fournis par deux jauges actives dans des bras adjacents.

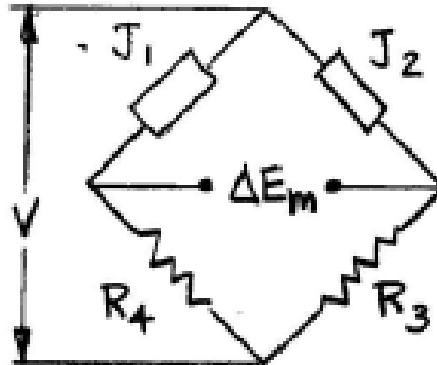


Figure IV-7 : montage en demi-point.

B) Montage en pont complet :

C'est un montage utilisé généralement dans les capteurs à jauges pour augmenter la sensibilité ou pour éliminer des effets parasites (traction, compression, flexion, torsion).

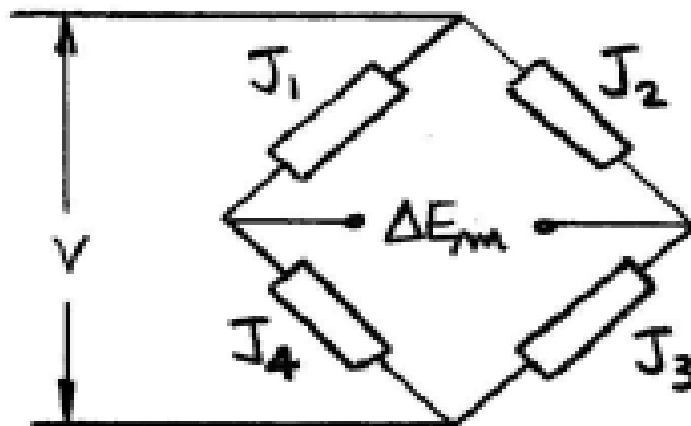


Figure IV-8 : montage en pont complet.

C) Dispositions des jauges dans le pont de Wheatstone :

Il existe un arrangement possible dans le pont de Wheatstone en vue de détecter une composante particulière de la déformation d'une structure ou du corps d'épreuve dans le cas d'un capteur en torsion : Soit un arbre circulaire plein soumis à la torsion, les déformations normales maximales sont à 45° par rapport à l'axe longitudinal (axe x) de l'arbre.

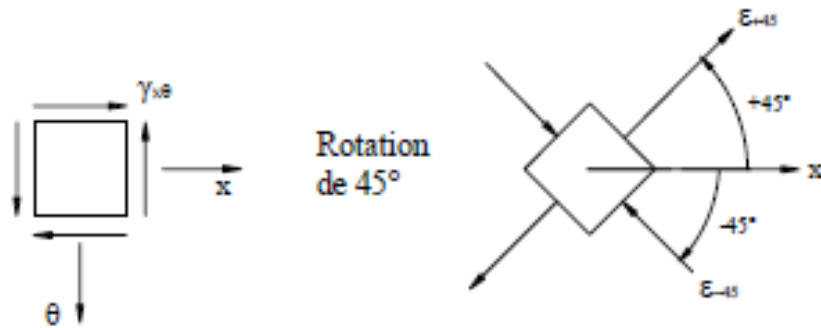


Figure IV-9 : Déformations normales maximales.

Les jauges J_a et J_b sont placés sur la même génératrice collées perpendiculairement l'une par rapport à l'autre, et ont une orientation de 45° par rapport à l'axe longitudinal de l'arbre. Les mêmes s'appliquent aux jauges J_c et J_d qui sont placées sur la même génératrice mais de façon diamétralement opposée au jauges J_a et J_b .

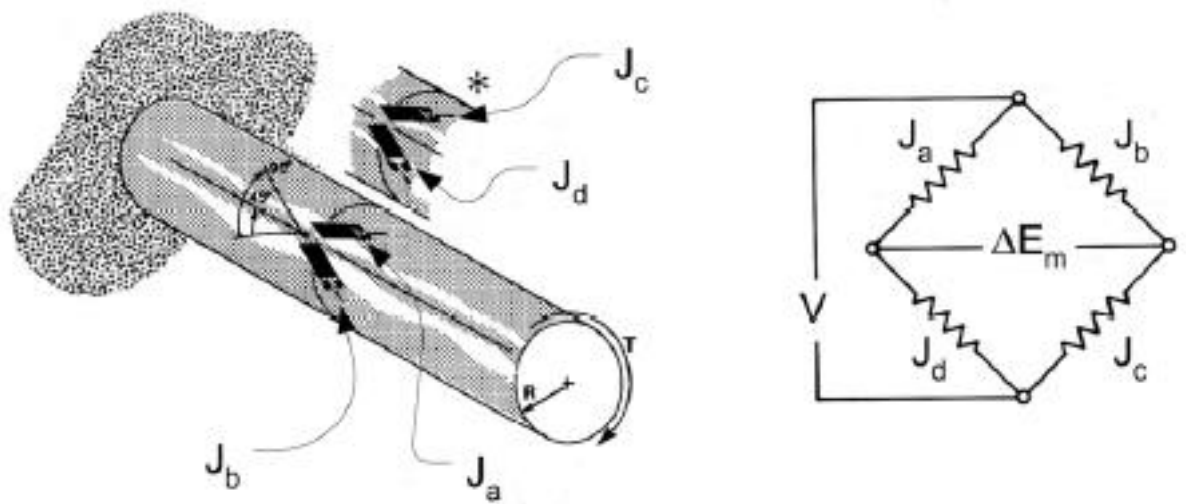


Figure IV-10 : Emplacement des jauges de déformation sur un arbre de torsion en plein pont.

IV.8) Calculs de vérifications de la résistance au contact et à la flexion des dentures :

IV.8.1) Vérification des dents à la résistance au contact.

Le calcul consiste à la vérification de la condition de résistance $\sigma_{c \max} \leq [\sigma]_c$

La résistance au contact d'une dent d'engrenage, après avoir procédé à toutes les transformations et substitution est donnée par la formule (1)

$$\sigma_c = \frac{0.59(i \pm 1)}{Ai} \sqrt{\frac{EM_2(i \pm 1)kckd}{b A \sin 2\varphi}} \leq [\sigma]_c \quad (1)$$

En posant $b = \psi \cdot A$, nous pouvons écrire la condition de résistance par la formule (2)

$$\sigma_c = \frac{0.59(i \pm 1)}{Ai} \sqrt{\frac{EM_2(i \pm 1)kckd}{\psi_A A \sin 2\varphi}} \leq [\sigma]_c \quad (2)$$

i : rapport de transmission

$$i = \frac{dp_2}{dp_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Z_1 et Z_2 : Nombre de dents du pignon et de la roue

dp_1 et dp_2 : Diamètre primitif du pignon et de la roue

$$i = \frac{27}{18} = 1.5$$

A : Entre axe

A : 101.25

E : Module de Young réduit

$$E = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1 : Module de Young du pignon

E_2 : Module de Young de la roue

$E_1 = E_2 = E$ si le pignon et la roue sont constitué par un matériau

$E = 210000 \text{ Mpa} = 210 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$

φ : Angle de pression

$\varphi = 20^\circ$ pour les transmissions par engrenage à denture droite

M_2 : Couple résistant maxi

$M_2 = 239.25 \text{ N.m}$

Ψ_A : Coefficient de largeur de la dent par rapport à l'entraxe.

$\Psi_A : 0.1 \text{ à } 0.2$

K = Coefficient tenant compte de la concentration de charge et des charges dynamiques

$K = K_c \cdot K_d = 1.5$

A.N:

$$\sigma_c = \frac{0.59 \times (1.5 + 1)}{101.25 \times 1.5} \sqrt{\frac{210 \times 10^3 \times 239.25 \times 10^3 \times 2.5 \times 1.5}{0.15 \times 101.25 \times 0.642}}$$

$$\sigma_c = \frac{1.475}{15.875} \sqrt{\frac{1.932 \times 10^{10}}{9.75}}$$

$\sigma_c = 1234.417 \text{ Mpa}$

$$\sigma_c = 12344.17 \text{ dan/cm}^2$$

$[\sigma]_c$: Contrainte admissible au contact.

$[\sigma]_c = C_R H_{RC} K_c$

K_c = Coefficient de concentration de charge

$$K_c = \sqrt{\frac{N_0}{N}}$$

N_0 = Nombre de cycle de chargement de base $N_0 = 10^7$ cycles

$N_0 = (4 \text{ à } 12) \times 10^7$ pour acier dont HRC comprise entre 40 à 63

N : Nombre de cycle de chargement

H_{RC} : Dureté Rockwell est comprise entre 40 et 63

On prend $H_{RC} = 49.1$

C_R compris entre 230 et 310

A.N:

$$[\sigma]_c = C_R H_{RC} K_c$$

$$[\sigma]_c = 270 \times 49.1 \times 1$$

$$[\sigma]_c = 13257 \text{ dan} / \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{c \max} \leq [\sigma]_c$$

$$\sigma_c = 12344.17 \text{ dan} / \text{ cm}^2 < 13257 \text{ dan} / \text{ cm}^2$$

On conclut dans cette vérification au contact que la transmission va travailler en toute sécurité par rapport à la résistance au contact car : $\sigma_{c \max} \leq [\sigma]_c$

IV.8.2) Vérification des dents à la résistance par flexion :

La résistance à la flexion d'une dent d'engrenage, après avoir procédé à toutes les transformations est donnée par les formules (3) et (4) :

$$\sigma_{r1} = \frac{F_1 k c_1 k d_1}{b m_1 y_1} \leq [\sigma]_1 \quad (3)$$

$$\sigma_{r2} = \frac{F_2 K c_2 k d_2}{b m_2 y_2} \leq [\sigma]_2 \quad (4)$$

Y: Coefficient de forme de la denture

$$Y_1 : 18 \text{ dents} \longrightarrow Y_1 = 0.354$$

$$Y_2 : 27 \text{ dents} \longrightarrow Y_2 = 0.407$$

m : Module

$$m_1 = m_2 = 4.5 \text{ mm}$$

b: Largeur de la dent .

$$b_1 = \text{Largeur du pignon} = 16 \text{ mm}$$

$$b_2 = \text{Largeur de la roue} = 20 \text{ mm}$$

d_{p2} : Diamètre primitif de la roue

$$dp_2 = 121.25 \text{ mm}$$

F : L'effort tangentiel

$$F = F_1 = F_2$$

$$M_2 = F \frac{dp_2}{2} \longrightarrow F = \frac{2M_2}{dp_2}$$

A.N:

$$F = \frac{2M_2}{dp_2}$$

$$F = \frac{2 \times 239.25 \times 10^3}{121.25} = 3946.39 \text{ N}$$

$$\sigma_{r1} = \frac{3946.39 \times 1.5}{16 \times 4.5 \times 0.354}$$

$$\sigma_{r1} = 232.32 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r2} = \frac{3946.39 \times 1.5}{20 \times 4.5 \times 0.407}$$

$$\sigma_{r2} = 161.60 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r1} = [\sigma]_1 = [\sigma]$$

$$\sigma_{r2} = [\sigma]_2 = [\sigma]$$

$[\sigma]_f$: Contrainte admissible de flexion dans le cas des charges réversibles

$$[\sigma]_f = \frac{\sigma_D k_c}{\lambda \gamma} \frac{1}{[\eta]}$$

$[\eta]$ = coefficient de sécurité admissible

$$[\eta] = 1.5$$

σ_D : Limite d'endurance.

$$\sigma_D = 0.45 \sigma_R = 0.45 \times 1740 = 783 \text{ Mpa}$$

K_c : coefficient du nombre de cycles

$$K_c = 1$$

$\lambda\gamma$: coefficient de concentration des contraintes au pied de la dent

$$\lambda\gamma = 1.7 \text{ à } 1.8$$

A.N:

$$\sigma_f = \frac{\sigma_D \times K_c}{\lambda\gamma} \frac{1}{[\eta]}$$

$$\sigma_f = \frac{783 \times 1}{1.8} \frac{1}{1.5}$$

$$\sigma_f = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r1} = 232.32 \text{ N/mm}^2 < 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{r2} = 161.60 \text{ N/mm}^2 < 290 \text{ N/mm}^2$$

On conclut dans cette vérification à la flexion que la transmission va travailler en toute sécurité par rapport à la résistance à la flexion car :

- $\sigma_{r1} \leq [\sigma]_1$
- $\sigma_{r2} \leq [\sigma]_2$



***CONCLUSION
GENERALE***

Conclusion générale

A l'issue de la réalisation de ce mémoire nous pouvons tirer ces quelques conclusions essentielles.

Les transmissions mécaniques sont très importantes en industrie toute branches confondus. Leurs durées de vie est intimement liée aux défauts de fabrication des pièces qui les constituent.

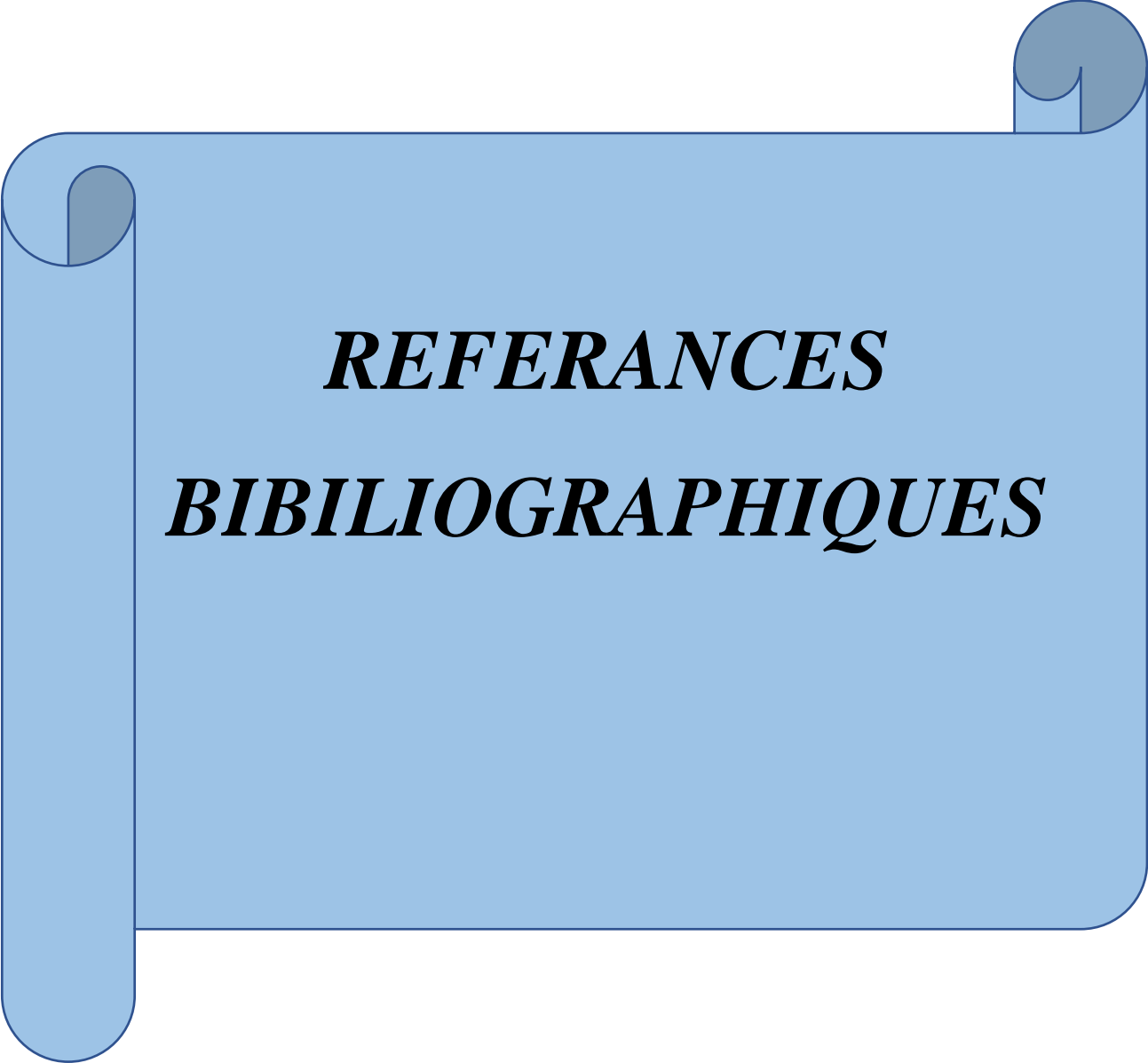
La puissance est transmise grâce au contact entre les dents. L'étude de ce contact revêt une importance capitale. Elle fait partie d'une jeune science qu'est la tribologie. Nombreux sont les phénomènes à la base d'appariation d'avaries dans les engrenages qui restent encore des verrous scientifiques.

C'est ainsi que nous avons mesuré la difficulté du travail qui nous attendait. Néanmoins, ce mémoire nous a permis de comprendre La tribologie, les systèmes tribologiques ainsi que les paramètres d'un système tribologique qui génère les nombreuses avaries.

Nous avons aussi découvert les difficultés liées à la conception mécanique. L'analyse fonctionnelle, la recherche de solutions techniques en adéquation avec les problèmes liés à la fabrication des pièces, aux choix des matériaux...

Nous avons complété notre formation grâce à ce mémoire dans le calcul des engrenages comme la vérification des dents à la résistance au contact et à la flexion qui sont des notions que nous n'avons pas pu aborder durant notre cursus de formation.

Pour terminer, nous osons espérer que nos camarades qui prendront en charge la réalisation de ce banc ne trouverons pas trop de difficultés à le finaliser.



REFERANCES
BIBILIOGRAPHIQUES

REFERANCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] YASSIR.DIAB, Analyse des poutres de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Thèse de doctorat, école doctorale des sciences pour l'ingénieur de Lyon, Page 21-24, 2005.
- [2] Lycée JEAN ZAY, Transmission de puissance, Cours, Clermont-Ferrand, page 3-18, 2016.
- [3] [http : Zpag.net/ Technologie industrielles / Transmission de puissance](http://Zpag.net/Technologie%20industrielles/Transmission%20de%20puissance).
- [4] ERIC THOMAS, transmission de puissance, Cours pour les élèves de lycée JEAN ZAY, Page 6, 2014.
- [5] DOMINIQUE DUBUIS, Lycée Marguerite Verdun, cours, France.
- [6] MALAOUI SARRA, Diagnostic des défauts d'engrenages à base de la transformée en paquet d'ondelette, Mémoire de fin d'étude, Université de Bouira, Page 22- 24, 2019.
- [7] [http : z gag.net/ Machine simple/ Engrenage tout type](http://z%20gag.net/Machine%20simple/Engrenage%20tout%20type).
- [8] Livre De Norme A. CHEVALIER. Édition 2004.
- [9] [http : bv/les mécanismes de transmission du mouvement.net](http://bv/les%20m%C3%A9canismes%20de%20transmission%20du%20mouvement.net), Université de Québec.
- [10] BECHKRI BOUCHERA, Analyse des défauts de dentures et leurs influences sur les transmissions mécanique par engrenage, Mémoire de magister, Université de Constantine, 2007.
- [11] J. FRENE, La tribologie de l'antiquité à nos jours, Mécanique et industrie, Livre, Page 263-282 ,2001.
- [12] PRINCE (A). – The constitutional diagrams of alloys: a bibliography. Inst. Metals.
- [13] AMMAM DJAMEL, Conception d'un dispositif de type abrasimètre, Mémoire de fin d'étude, Université de Tizi Ouzou,2015.
- [14] ABDELHADI MAHROUK, étude des performances de tribologie des composites de fibres naturelles à basse de polyéthylènes, thèse de doctorat, Université de Québec, Page 40-42, 2019.

[15] G. Zambelli, L. Vincent, Matériaux et contacts-une approche tribologique, Suisse, PUR,1998.

[16] JEAN-MARIE GEORGES, Frottement, Usure et lubrification, Livre, Édition Eyrolles, 2000.

[17] <http://joho.monsite.orange.fr>

[18] JEAN DHRES, Facteurs de destruction des matériaux industriels (Usure, Avaries, Corrosion), Livre, Édition Hérissey, Évreux, 1978.

[19] ALLIANZ, Cahier de prévention, Prévention des avaries Réducteurs-Paliers-Circuits d'huile, Livre, Édition Color-Offset, Huber & Schütz, Allemagne, 1990.

[20] NABIL FEKI, Modélisation électromécanique de transmission par engrenage : application à la détection et au suivie des avaries, Thèse de doctorat, INSA de LYON, 2012.

[21] [http : Usine nouvelle.com/expo/guide_d_achat/capteurs_force_couple_et_deplacement](http://Usine nouvelle.com/expo/guide_d_achat/capteurs_force_couple_et_deplacement).

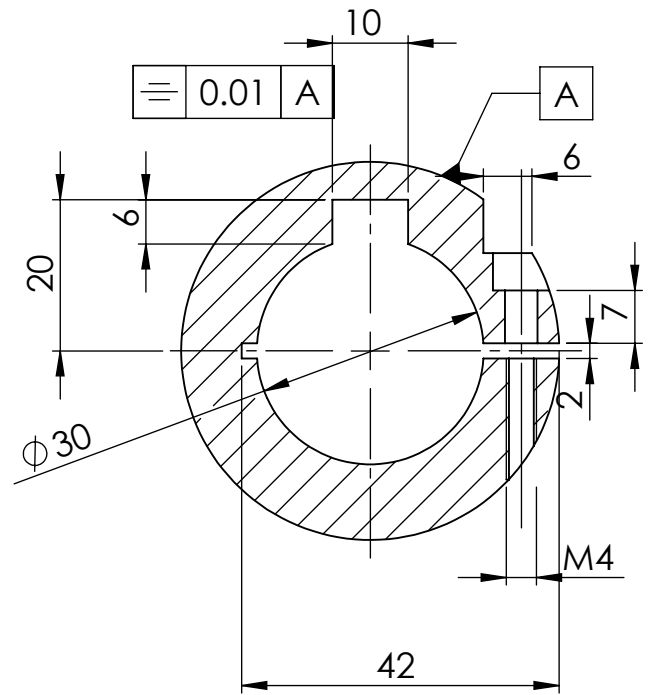
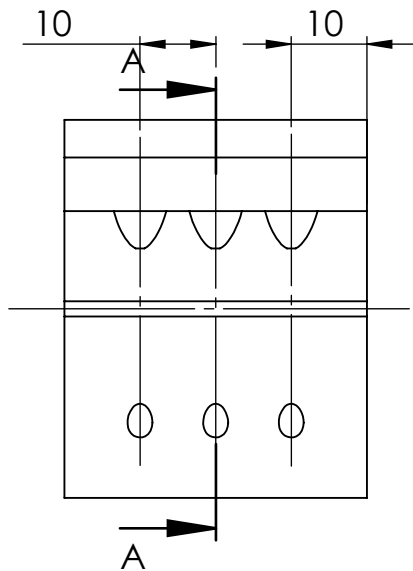
[22] Notions d'extensomètre par jauge à résistance électrique, Analyse expérimentale des contraintes, école polytechnique Montréal, 2012.



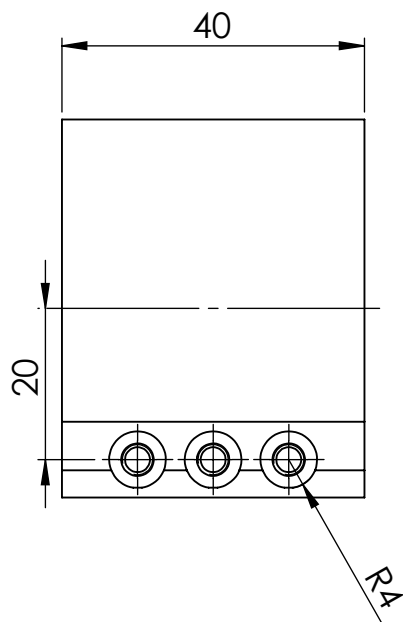
Mise

en

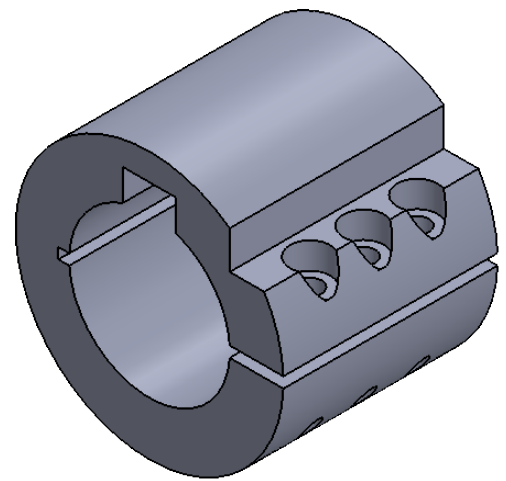
plan



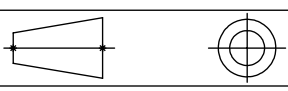
COUPE A-A

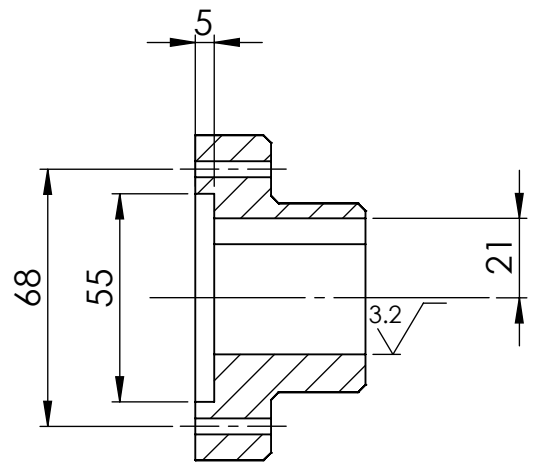
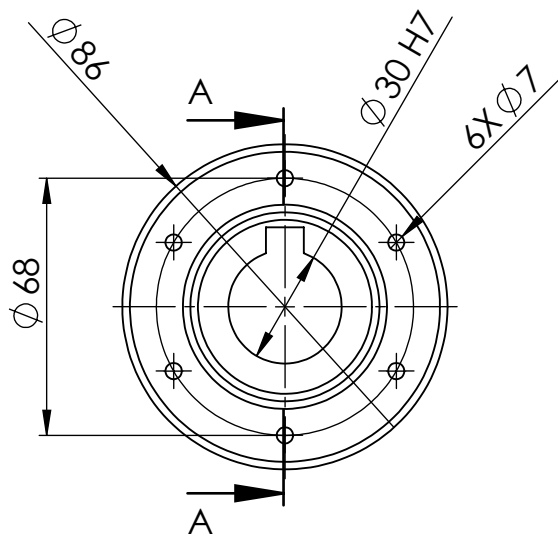


Ra=6.3

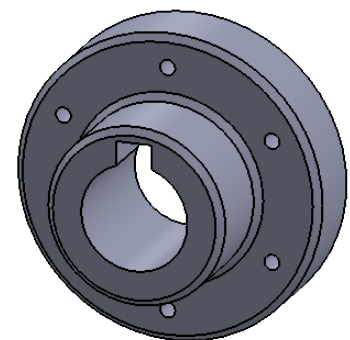
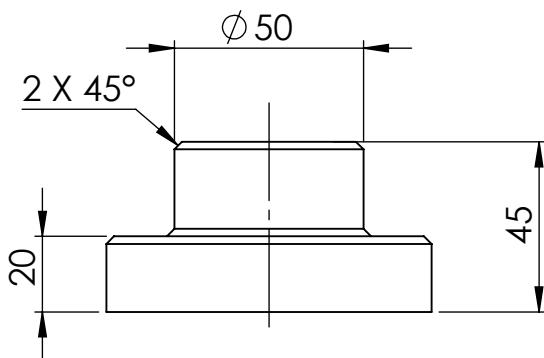


Tolérances Géométriques
it= $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0.1$

27	2	Accouplement rigide	Acier C 45	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'études 2019/2020	
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	

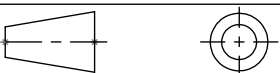


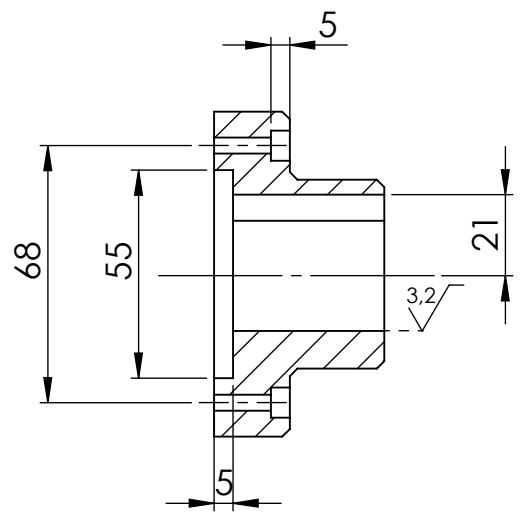
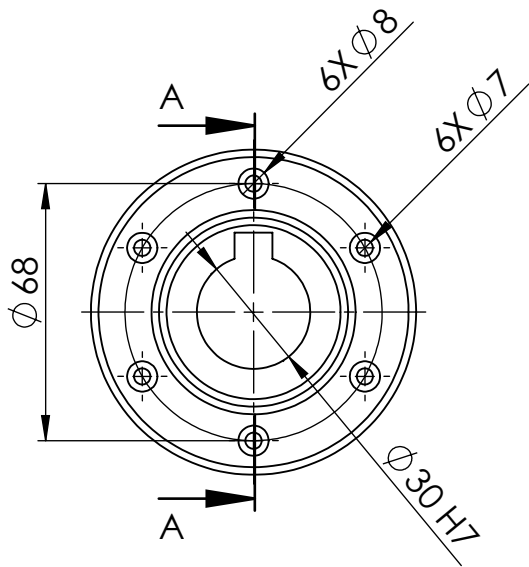
COUPE A-A



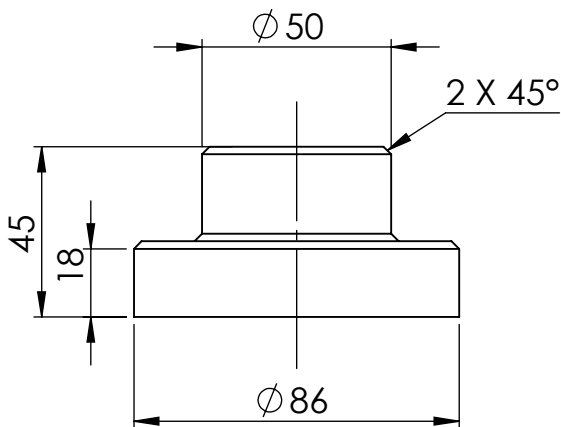
Ra=6.3

Tolérance Géométrique
it=⁺ 0,1

17	1	ACCOUPLLEMENT MOTEUR DROIT	Acier C 45	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM

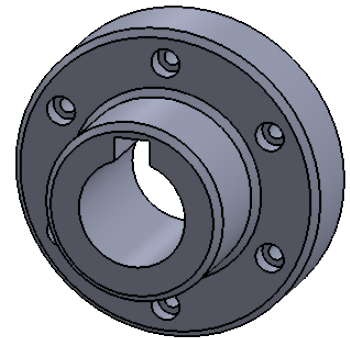


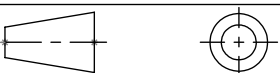
COUPE A-A

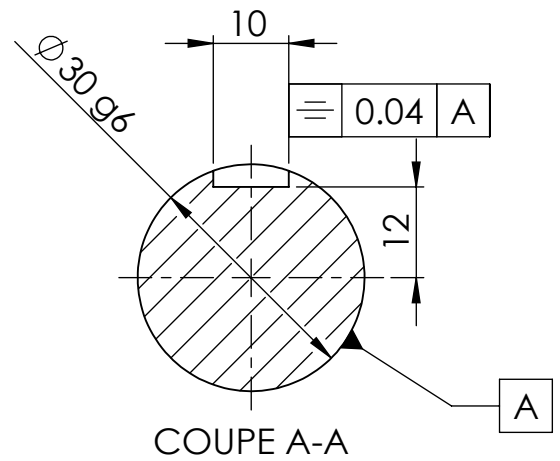
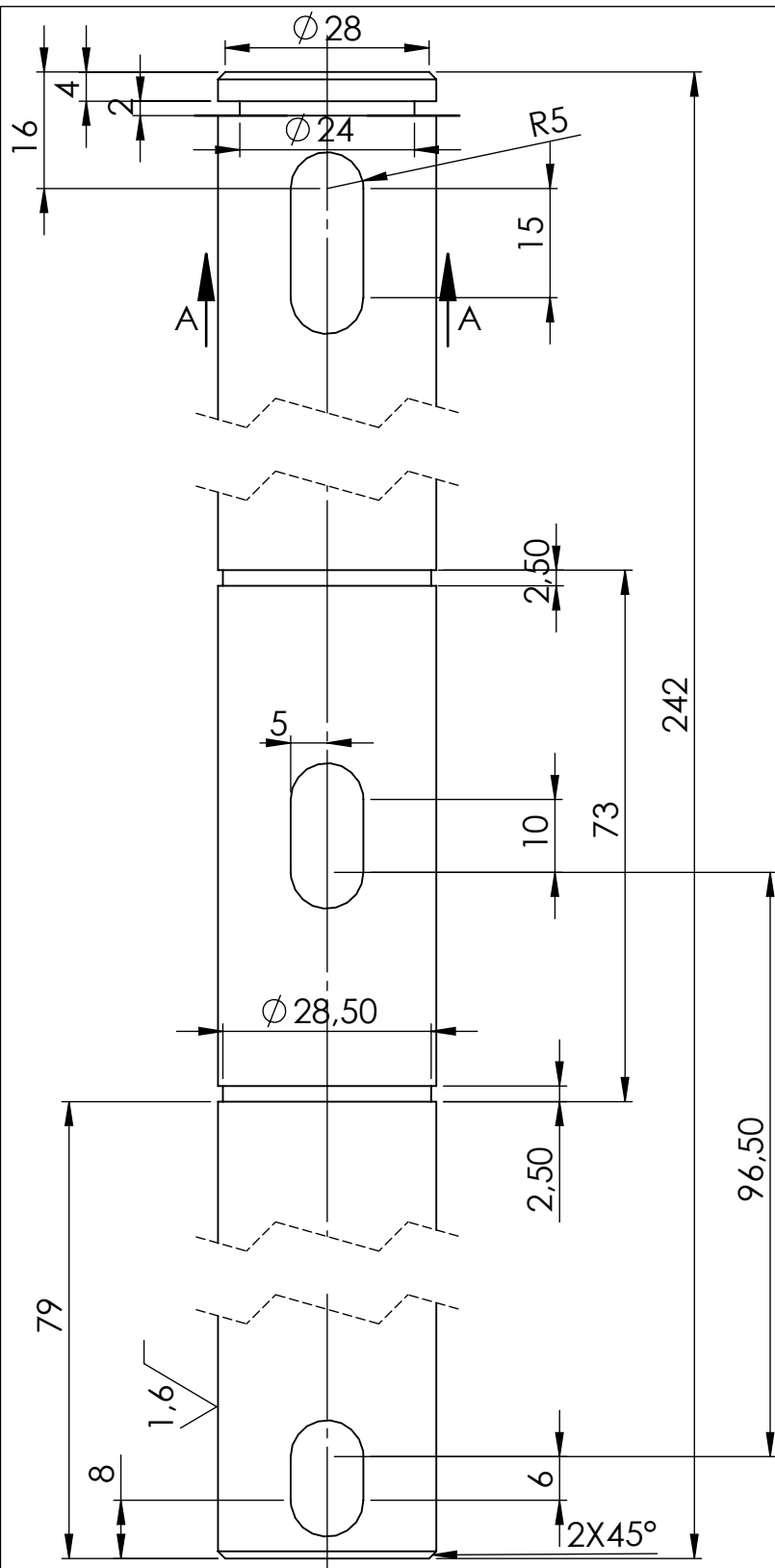


Ra=6.3

Tolérance géométrique
it=⁺0,1



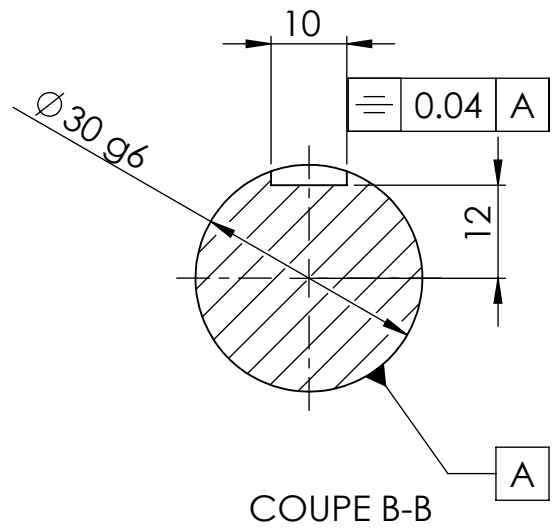
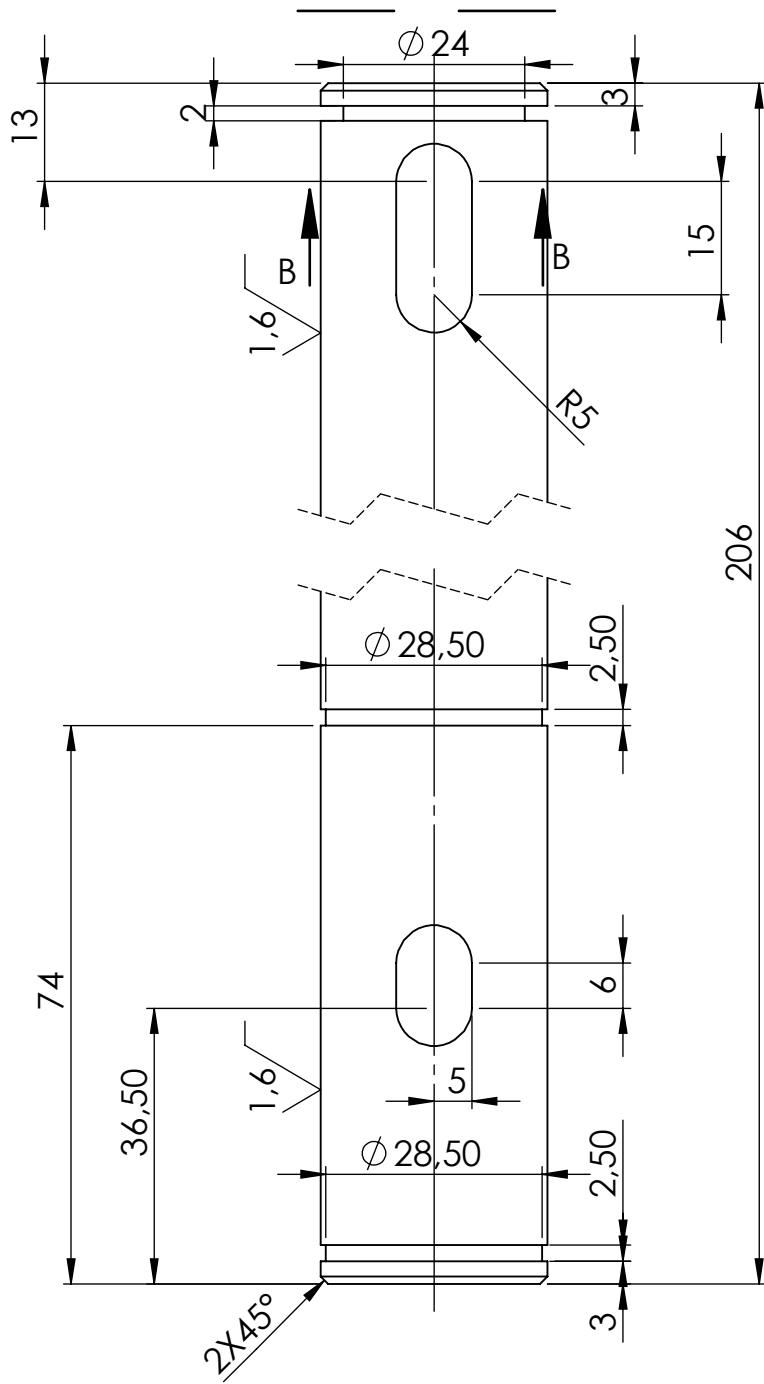
1	17	Accouplement moteur gauche	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



Tolérance Géométrique
 $it = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 0,1$

$Ra = 1,6$

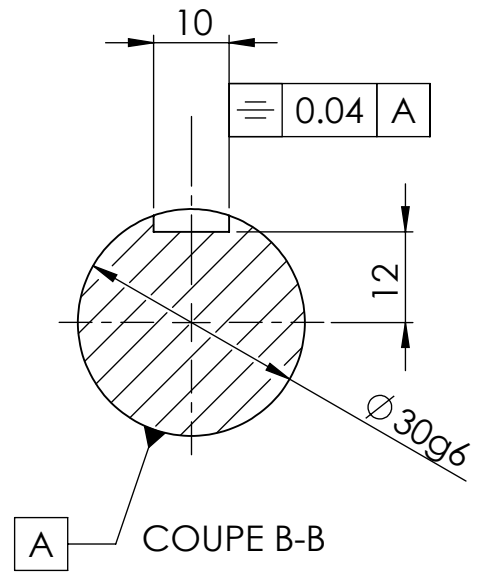
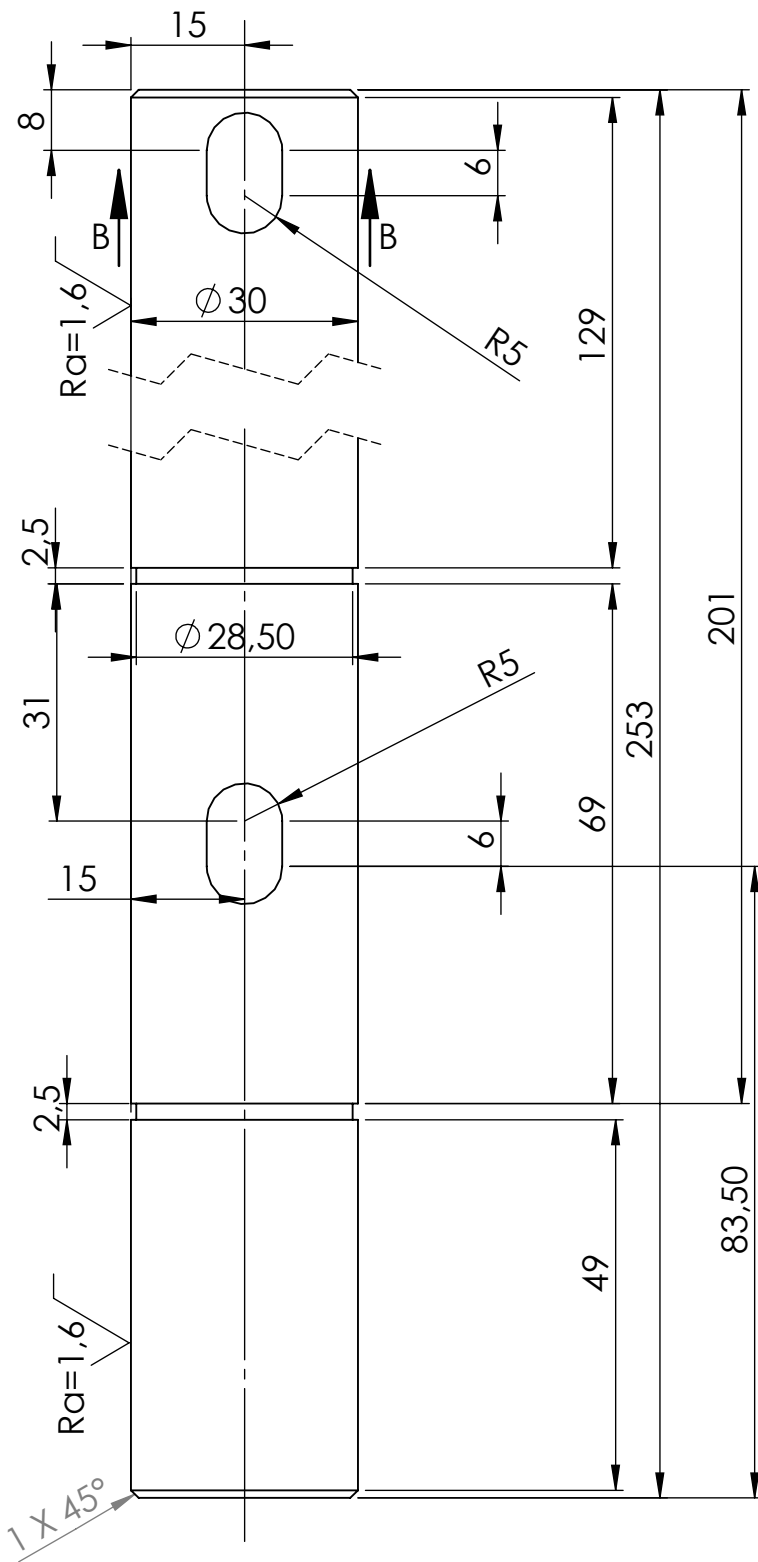
1	1	ARBRE DE GUIDAGE 1	25CD4	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



Tolérance Géométrique
 $it = \pm 0,1$

$Ra = 1,6$

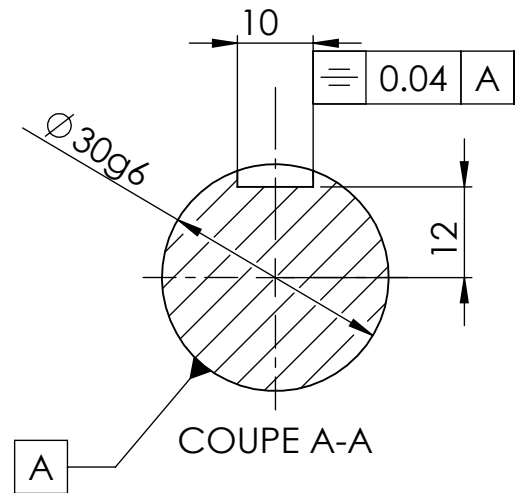
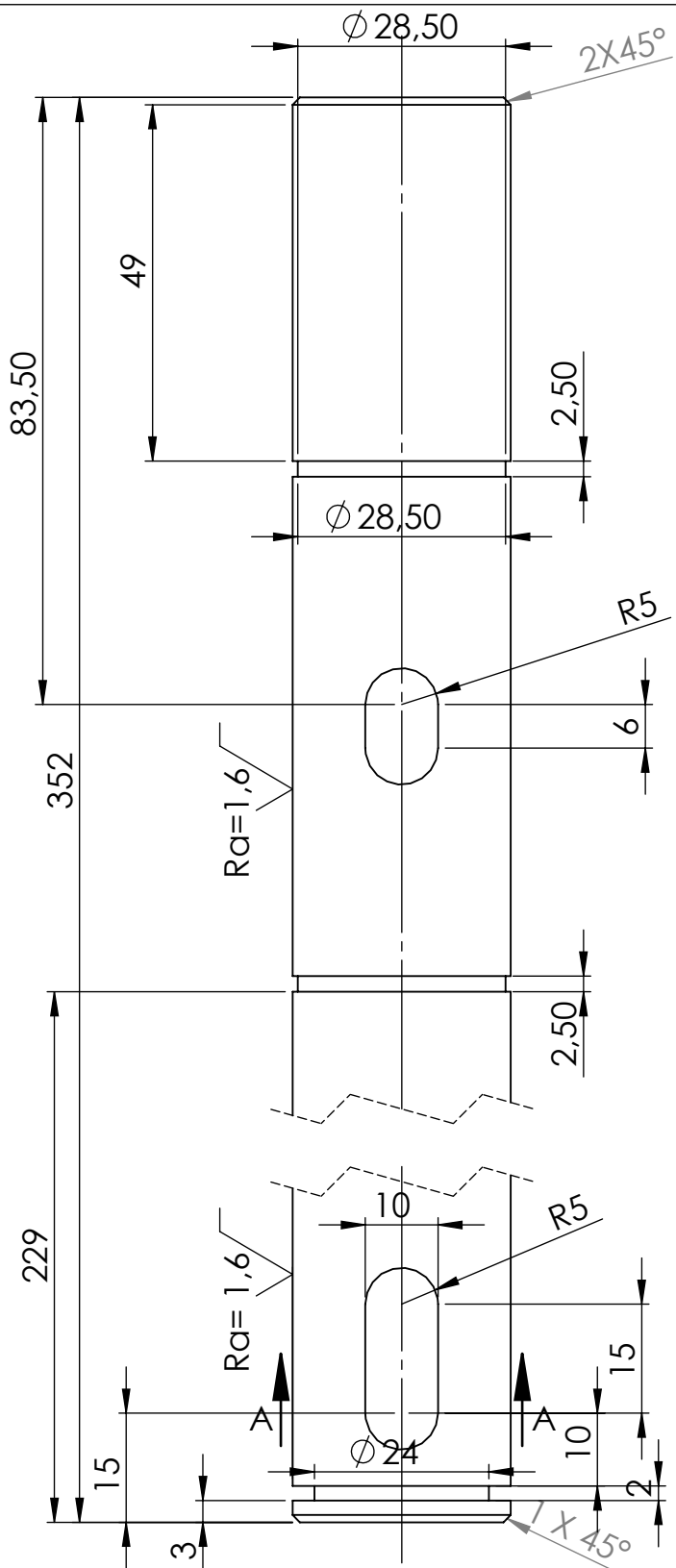
1	2	Arbre de guidage 2	25CD4	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'études 2019/2020	
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	



Tolérance géométrique
 $it = +0.1$

$Ra = 1,6$

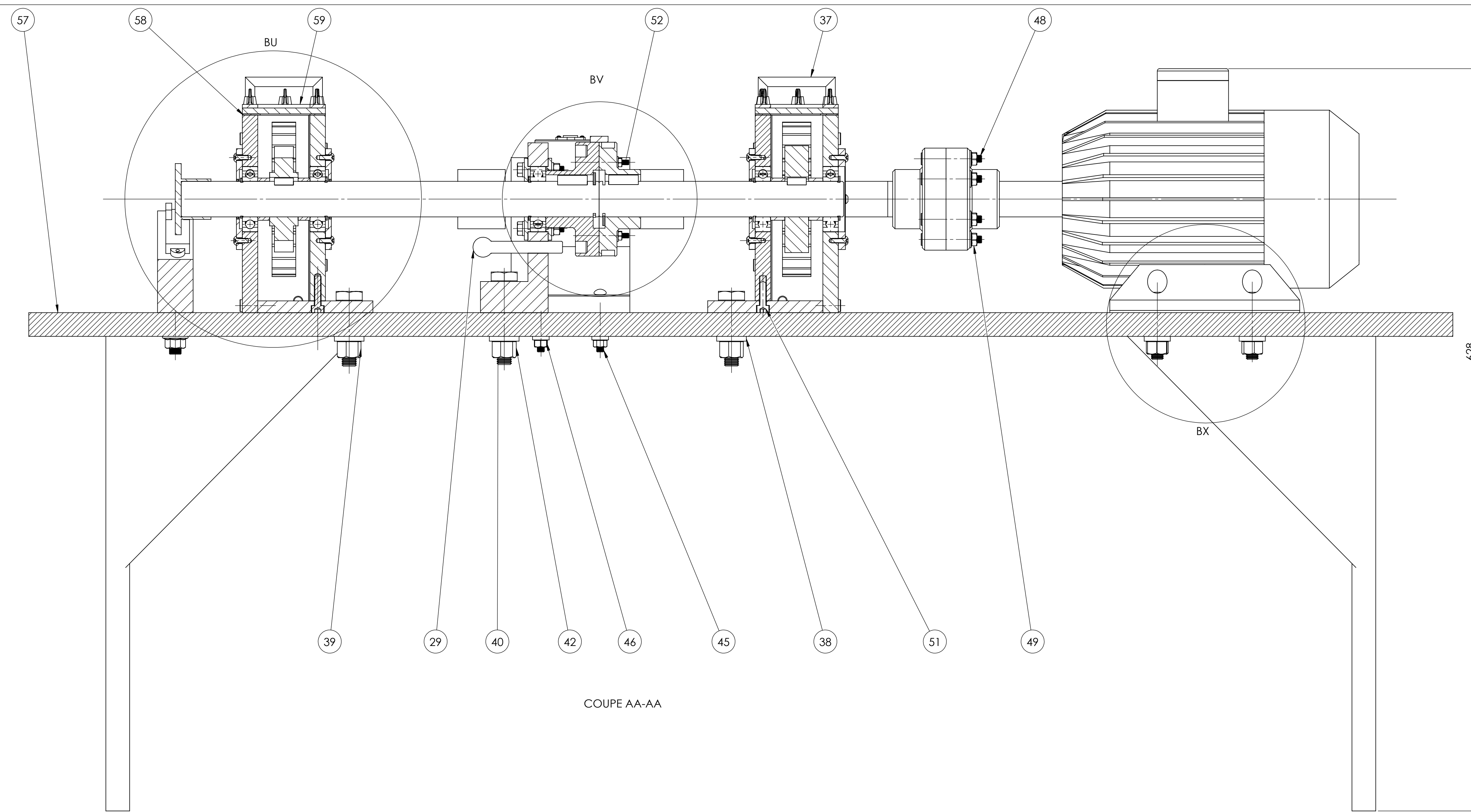
1	3	Arbre de guidage 3	24CD4	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



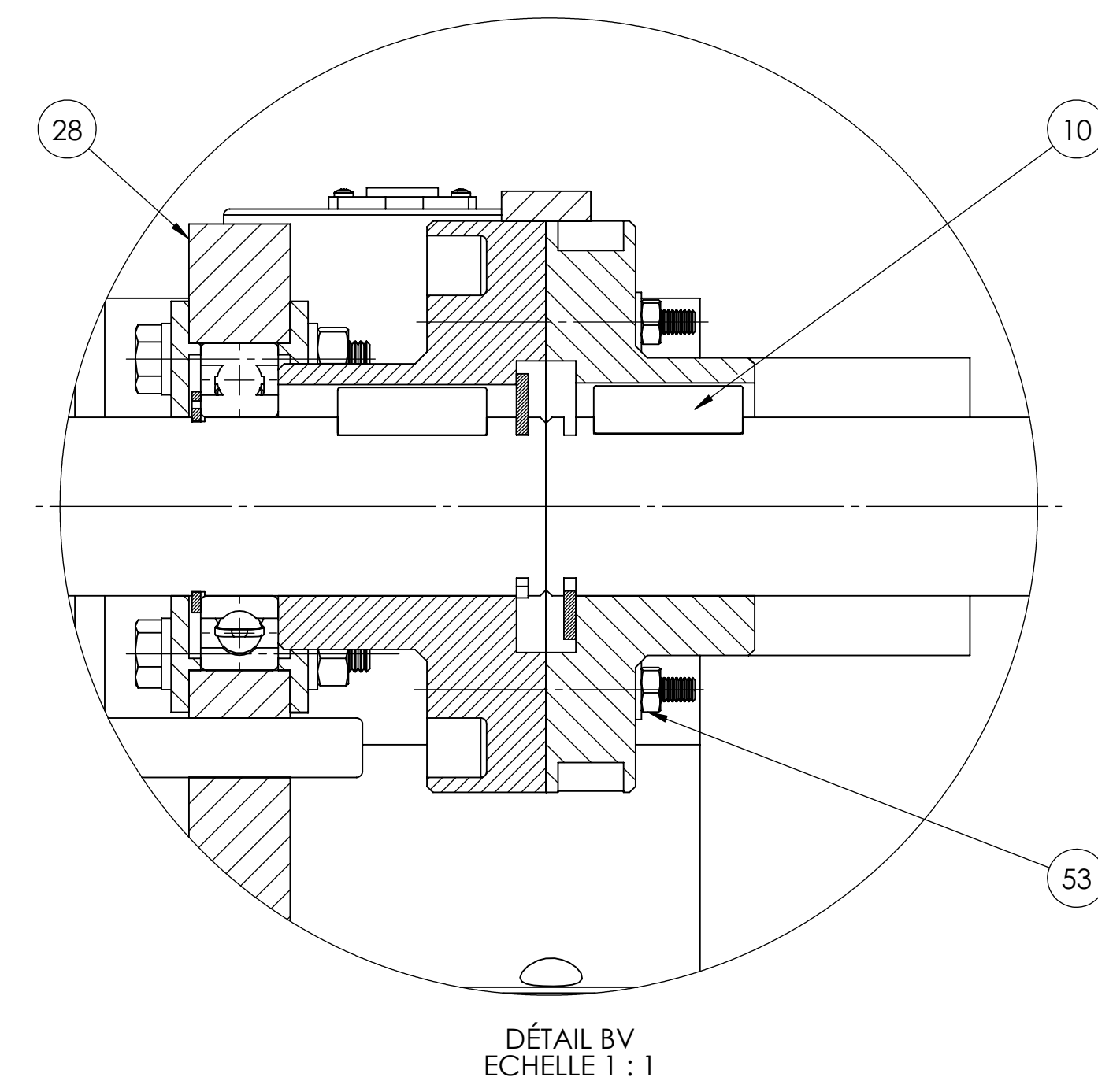
Tolérance géométrique
 $it = \pm 0,1$

$Ra = 1,6$

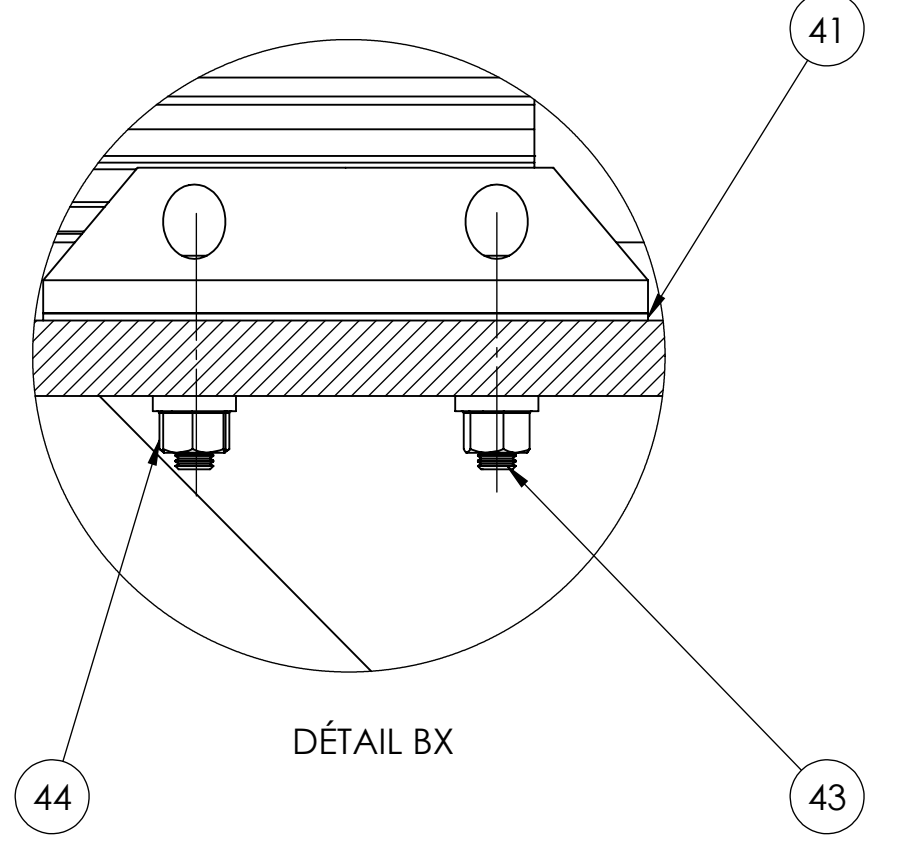
1	4	Arbre de guidage 4	25CD4	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



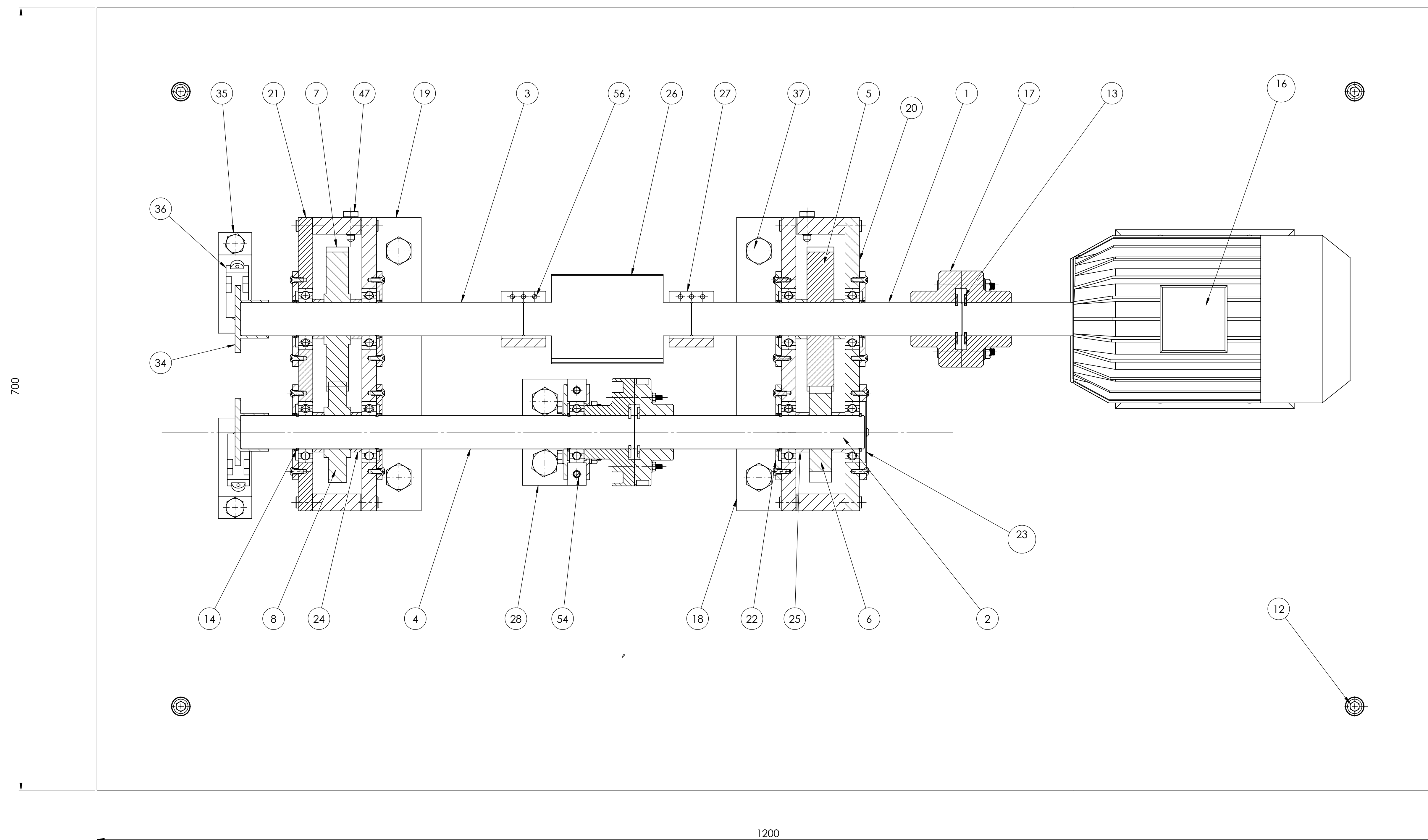
COUPE AA-AA



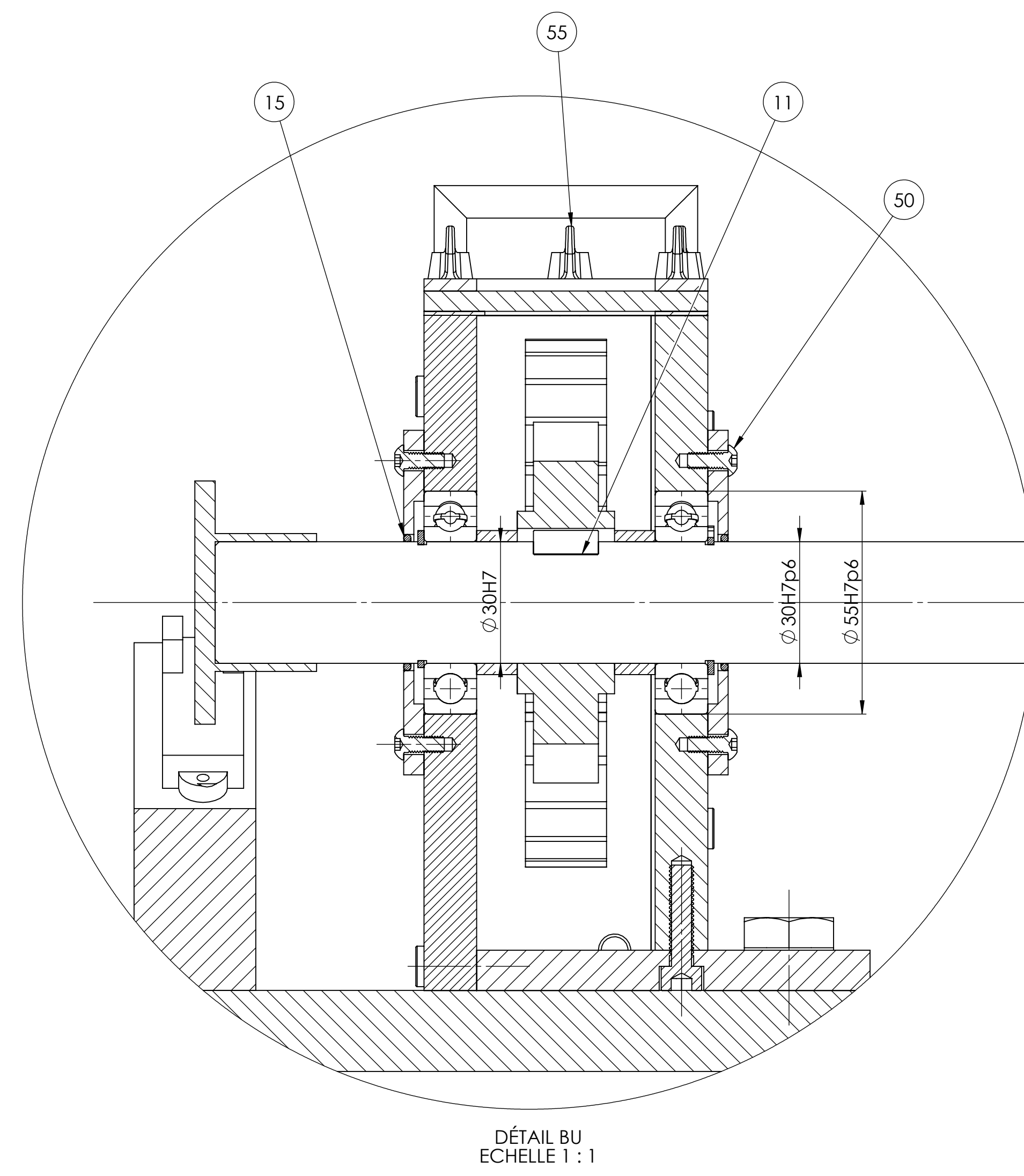
DÉTAIL BV
ECHELLE 1 : 1



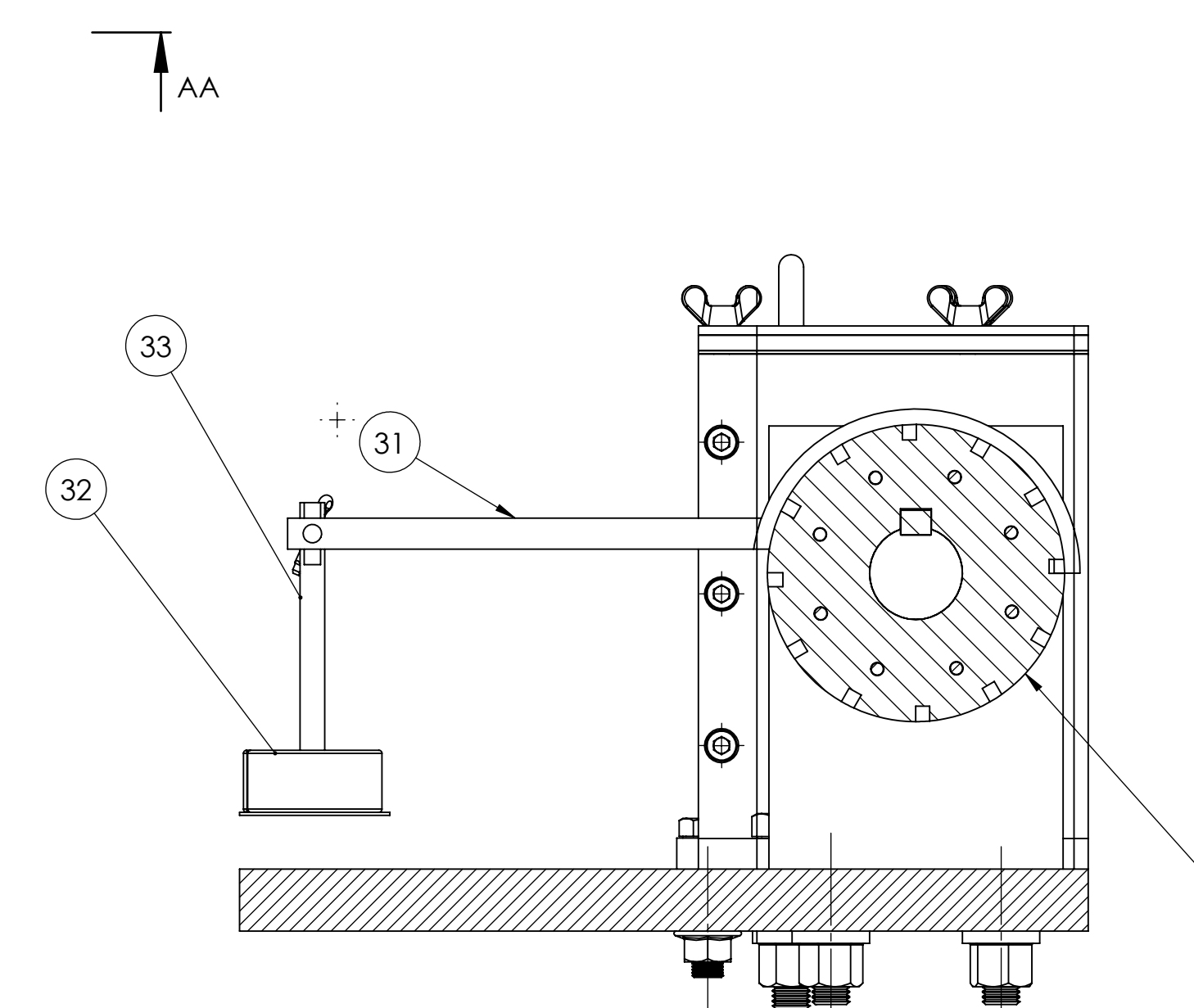
DÉTAIL BX



COUPE BI-BI



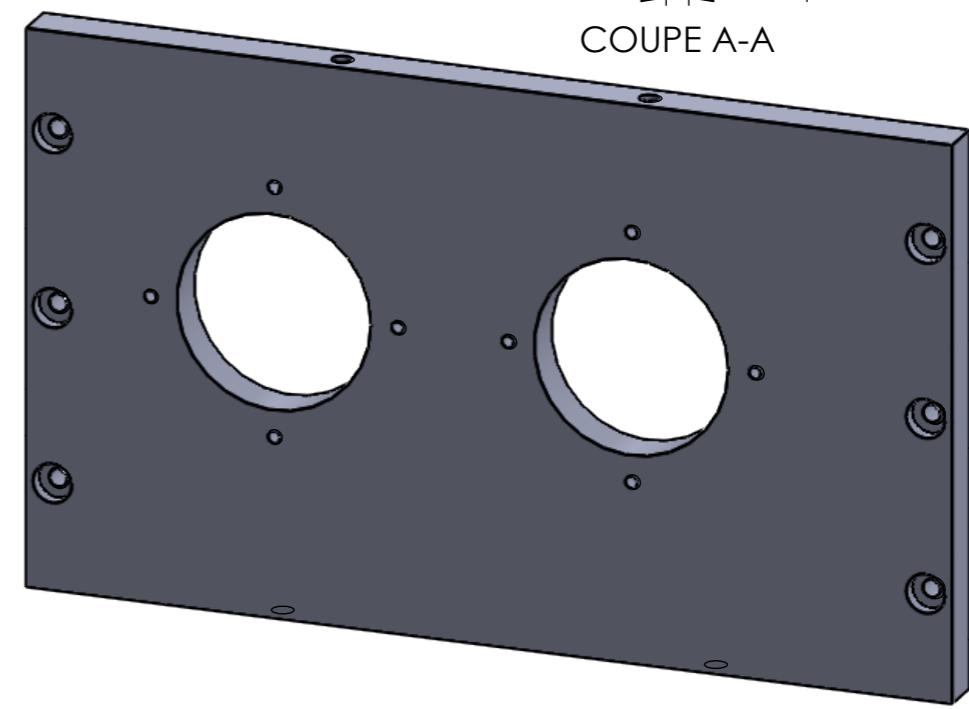
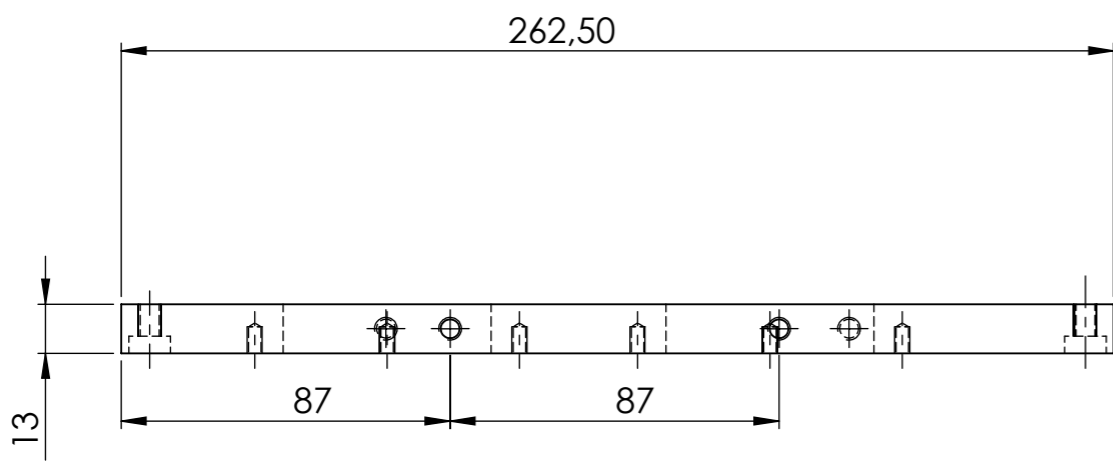
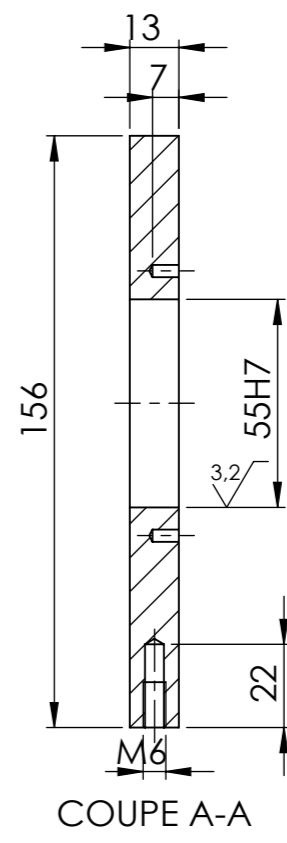
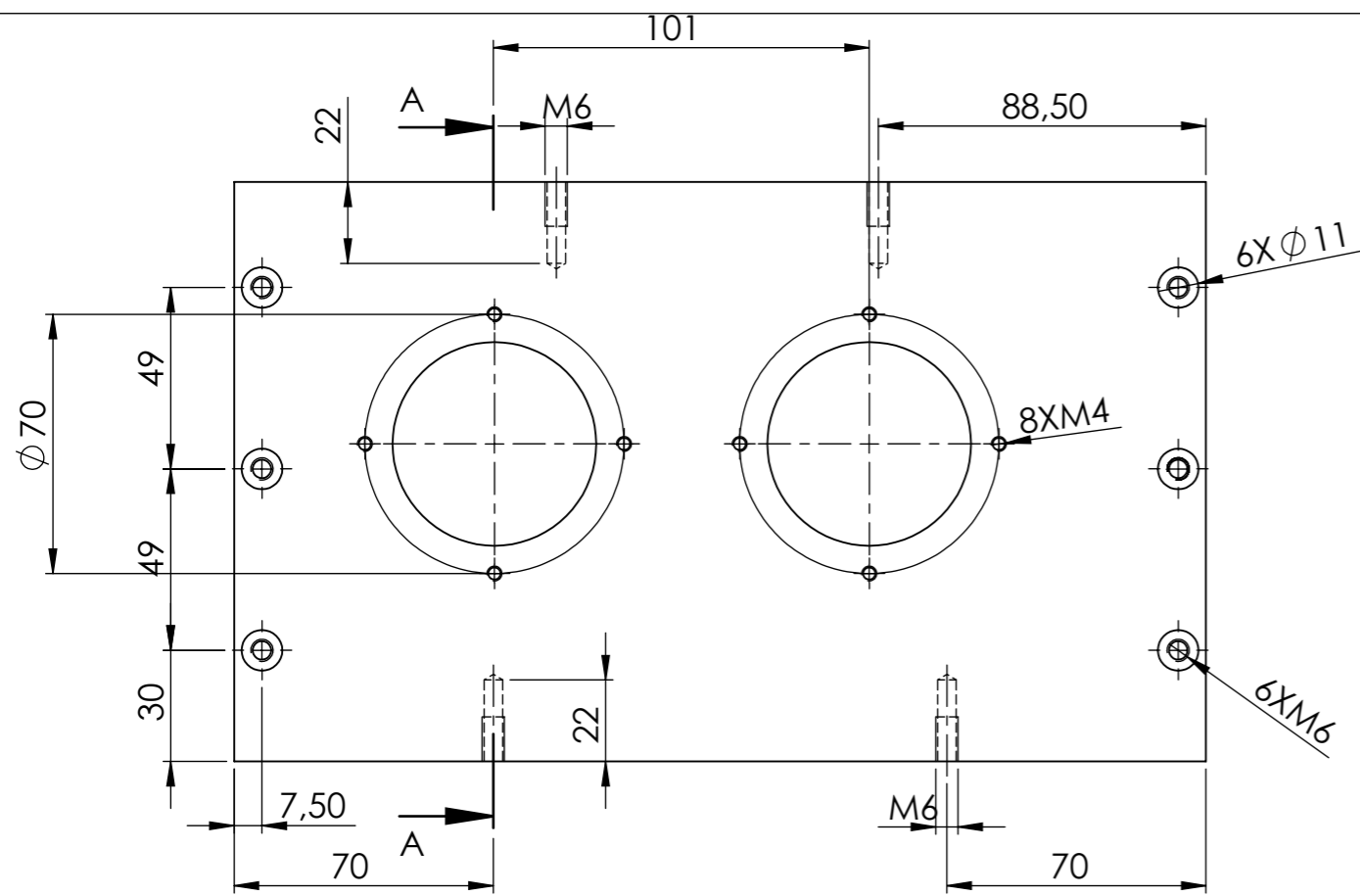
DÉTAIL BU
ECHELLE 1 : 1



COUPE BS-BS

59	2	Couvercle	E250	
58	2	Joint	Elastomère	
57	1	Table	E250	
56	6	Vis ISO 4762 M4X25-25S		Acheté
55	12	Vis papillon Din 316-M5X18		//
54	2	Vis ISO 4762 M6X60- 24S		//
53	8	Ecrou ISO 4232 M4 D-S		//
52	8	Vis ISO 4762 M4X40- 20S		//
51	28	ISO 4762 M6 x 25 - 25S		//
50	32	Vis 7380-M4X10-12S		//
49	6	Ecrou ISO 4161-M6-S		//
48	6	Vis ISO4762 M6X45-24S		//
47	2	Bouchon de vidange DIN 6921-M10X1.25X20X20-S		//
46	4	Ecrou ISO-4161- M6-N		//
45	4	Vis ISO 4762 M6X40-24-S		//
44	6	Ecrou ISO-4161-M10-S		//
43	6	Vis ISO 4762-M10X65-55S		//
42	2	Ecrou Din 6923-M10-S		//
41	2	Cale moteur	E250	
40	2	Vis Din EN 28765-M10X65X36-S		//
39	4	Ecrou 6331-M16-S		//
38	4	Vis Din 6914 M12X75X28-s		//
37	4	levier de levage	E250	
36	2	Encodeur optique type FC-03		//
35	2	Support encodeur		//
34	2	Disque encodeur		Acheté
33	1	Porte poids	E250	
32	1	Poids	//	
31	1	Levier de chargement	//	
30	1	Embrayage de charge	//	
29	1	Goupille de verrouillage	//	
28	1	Support embrayage	//	
27	2	Accouplement rigides	E250	
26	1	Couplemètre HBM T5		Acheté
25	2	Entretoise D30X12	CuSn	
24	6	Entretoise D30X10	CuSn	
23	1	Cache roulement type 2	//	
22	3	Cache roulement type 1	//	
21	1	Couvercle boîte essai	//	
20	1	Couvercle boîte esclave	//	
19	1	Boîte essai	//	
18	1	Boîte esclave	//	
17	1	Accouplement moteur	E250	
16	1	Moteur électrique 1500- 3000 tr/min joint torique ISO 30X1,8-A		Achlé
15	7	joint torique ISO 30X1,8-A		//
14	9	Circlips Din 471-30, 1,5		//
13	4	Rondelle frein Din 6799-24		//
12	4	ISO 4762 M10 x 45 - 45S		//
11	4	Clavette parallèle A10X6X25		//
10	4	Clavette parallèle A10X8X25		//
9	9	Roulement ISO 4762 M10X55-55S		Acheté
8	1	Pignon 18 dents type C	C45	
7	1	Roue 27 dents type C	C45	
6	1	Pignon 18 dents type A	25CD4	
5	1	Roue 27 dents type A	25CD4	
4	1	Arbre de guidage 4	//	
3	1	Arbre de guidage 3	//	
2	1	Arbre de guidage 2	//	
1	1	Arbre de guidage 1	25CD4	

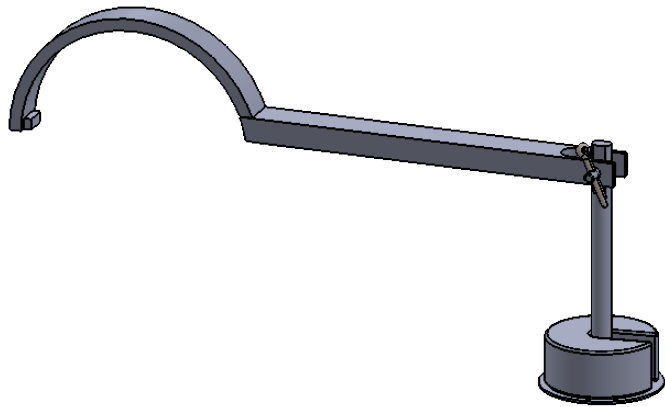
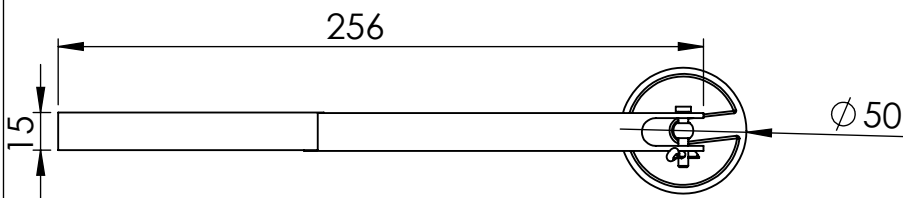
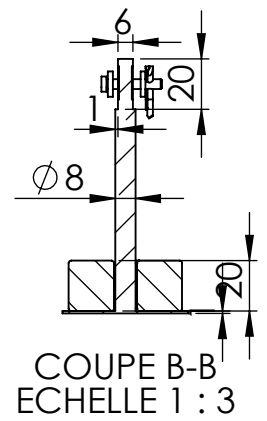
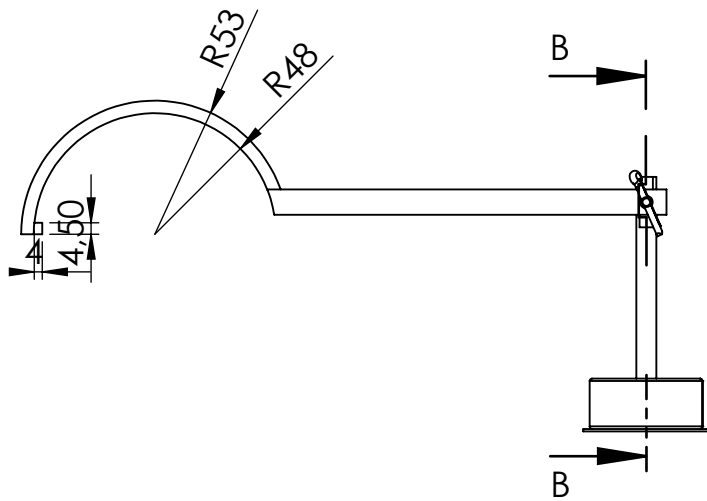
N°	Nbre	Désignation	Matériau	Obs
Echelle 1: 2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
A0		Université de Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou		Projet de fin d'études 2019/2020 M2 CM



Ra=6,3

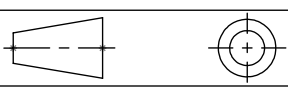
Tolérance géométrique
it=±0,2

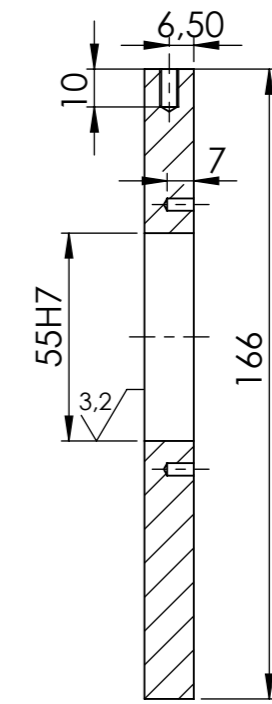
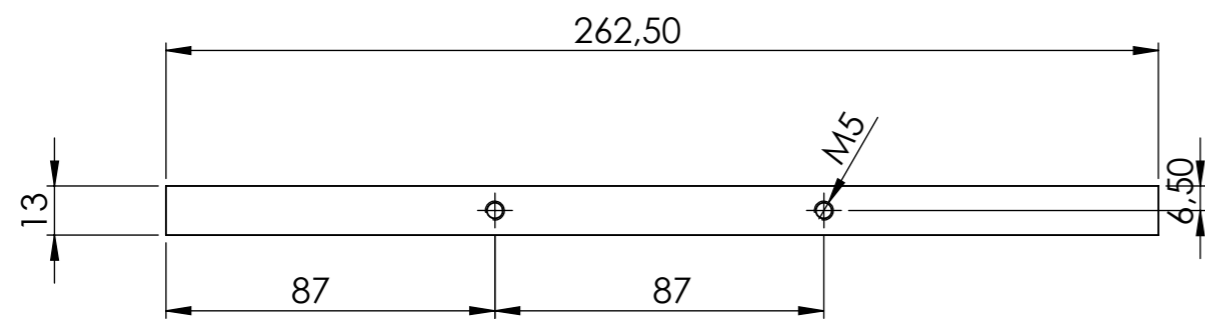
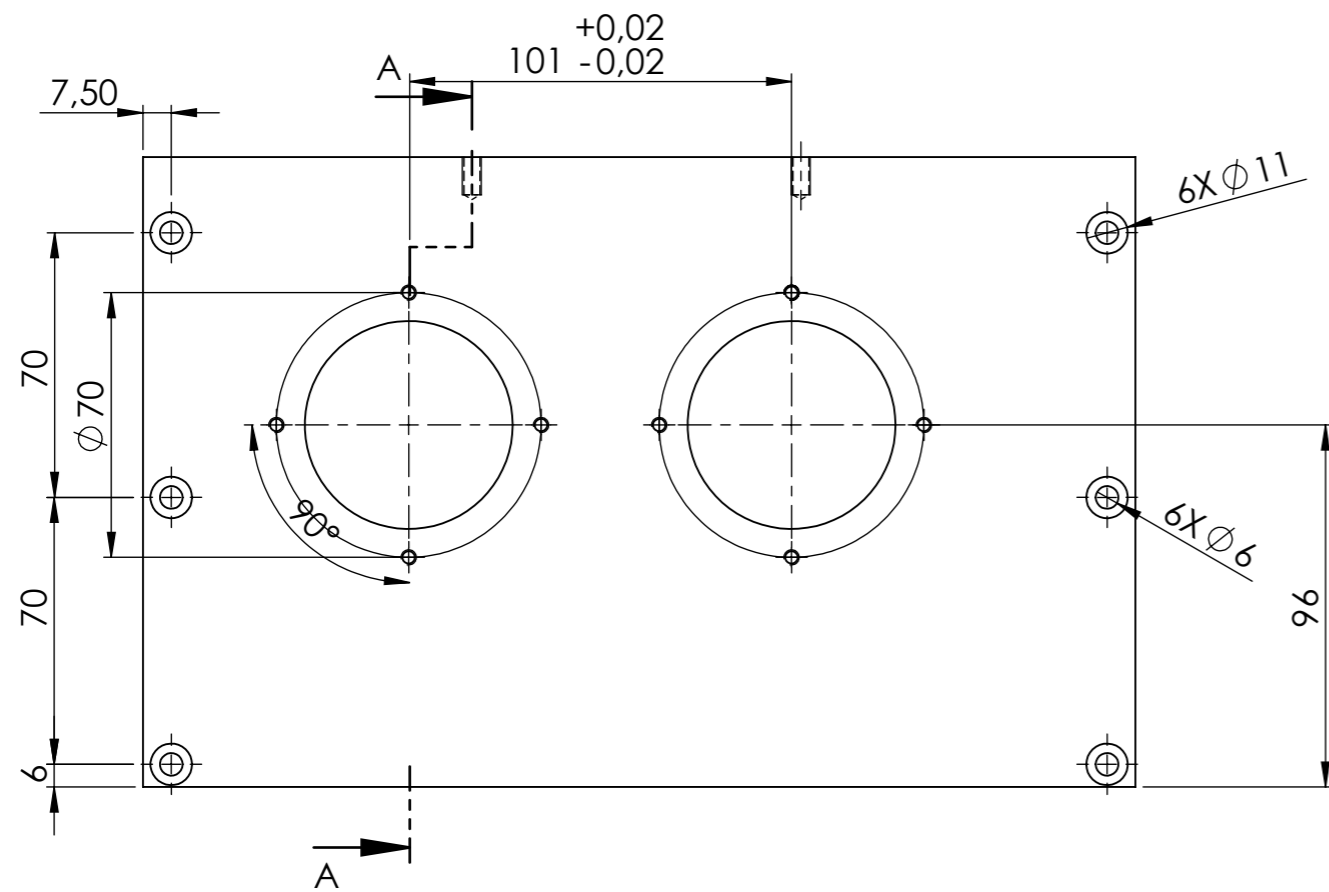
21	1	couvrele boite essai	E250	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
ECHELLE 1: 2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
A3			Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	



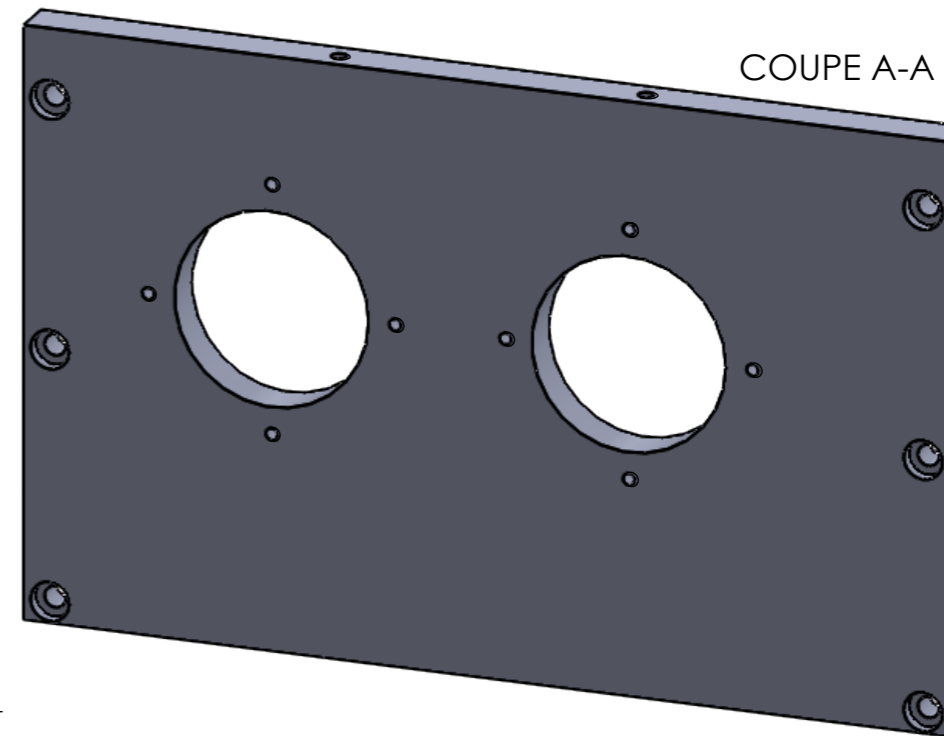
Ra=12,5

Tolérance Géométrique
it=± 0.3

1	31	Levier de chargement	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:3		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'études 2019/2020	
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	



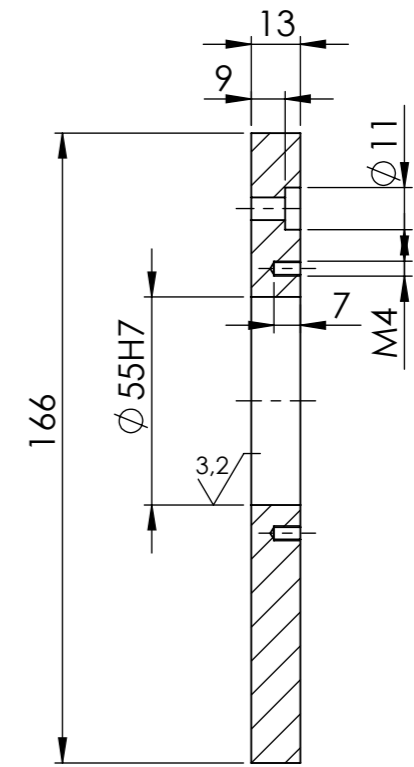
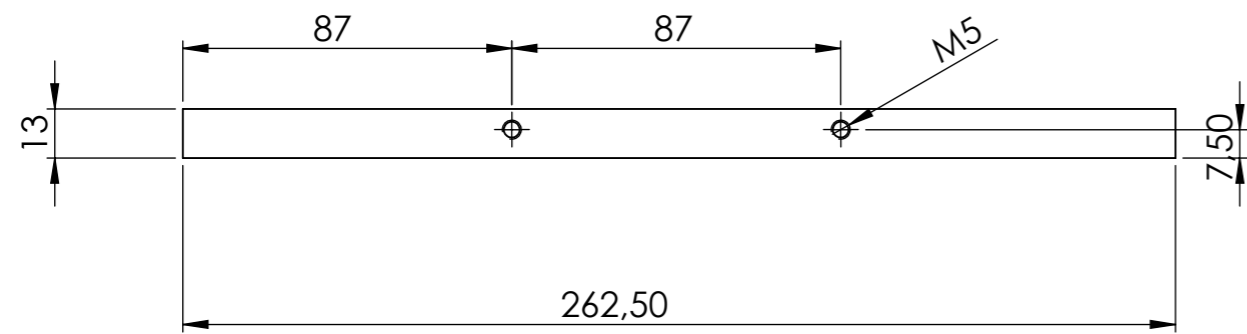
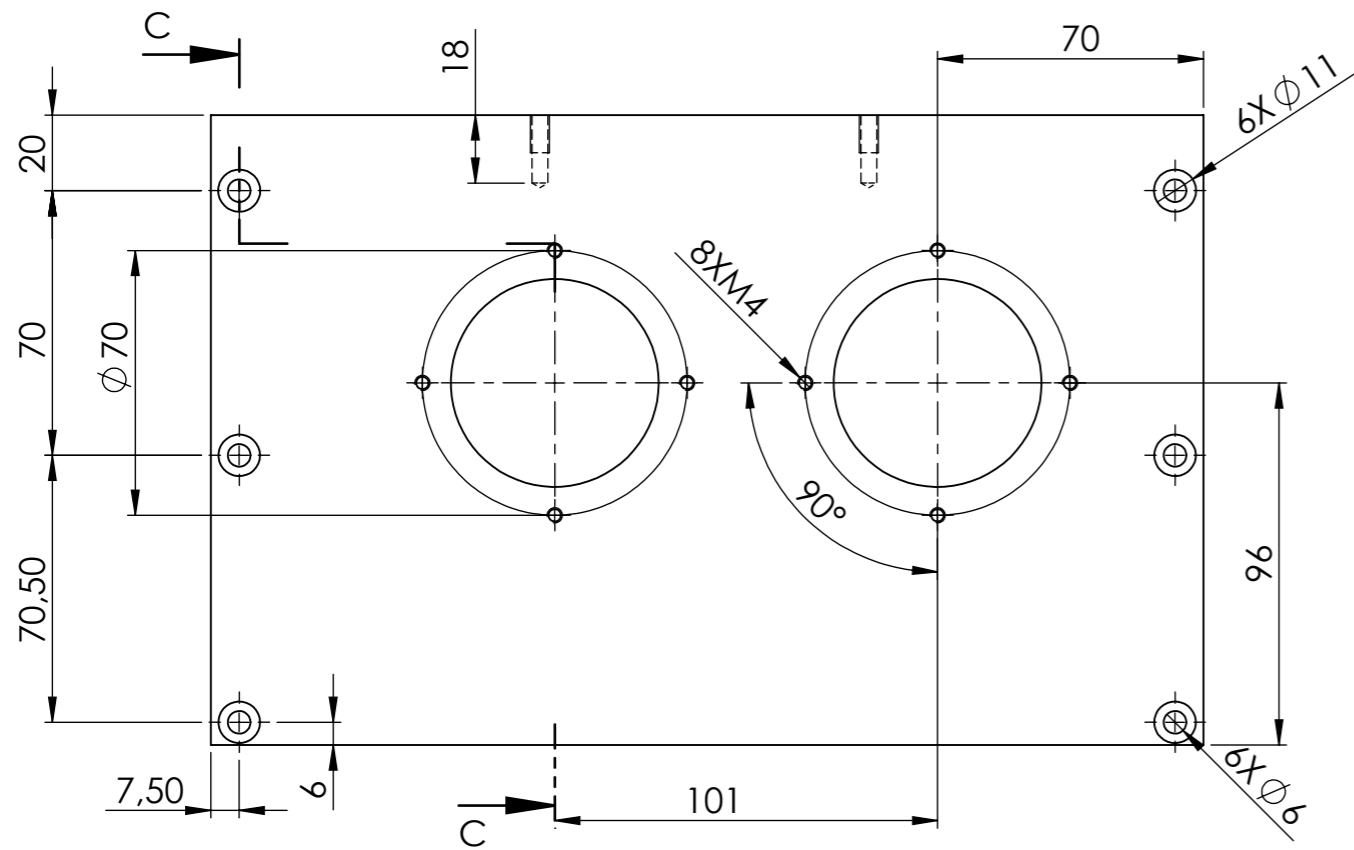
COUPE A-A



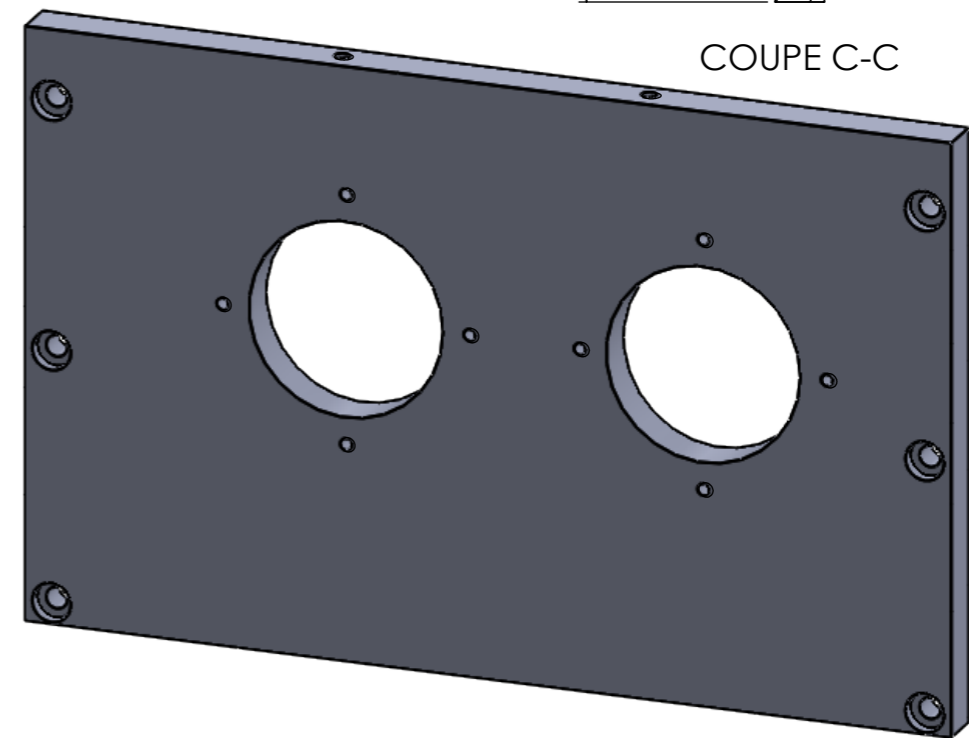
Ra=6,3

Tolérance géométrique
it= +0,2

20	1	Couvercle boite esclave	E250	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
ECHELLE 1: 2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
A3			Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	



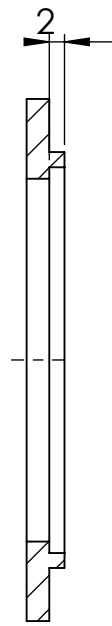
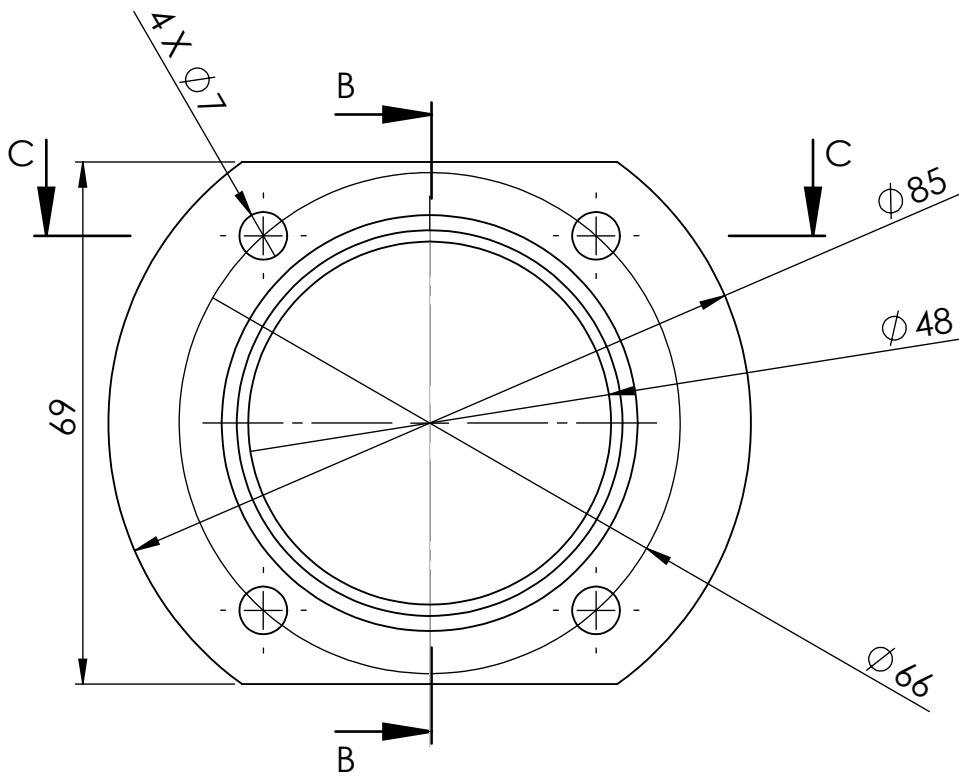
COUPE C-C



Ra=6,3

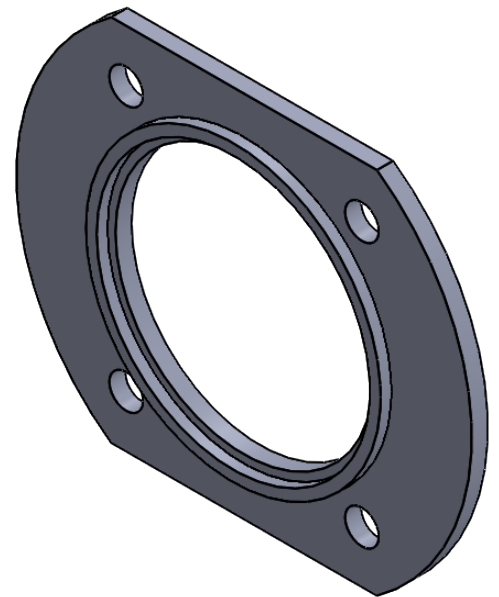
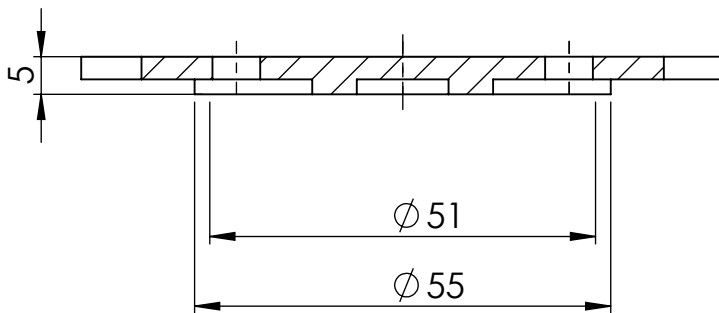
Tolérance géométrique
it= ±0,2

21	1	Couvercle boîte essai	E250	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
ECHELLE 1: 2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'étude 2019/2020	
A3		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	



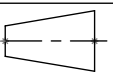

COUPE B-B

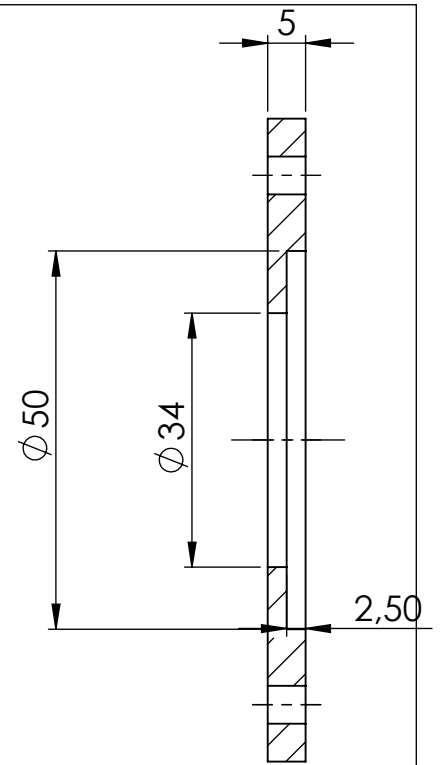
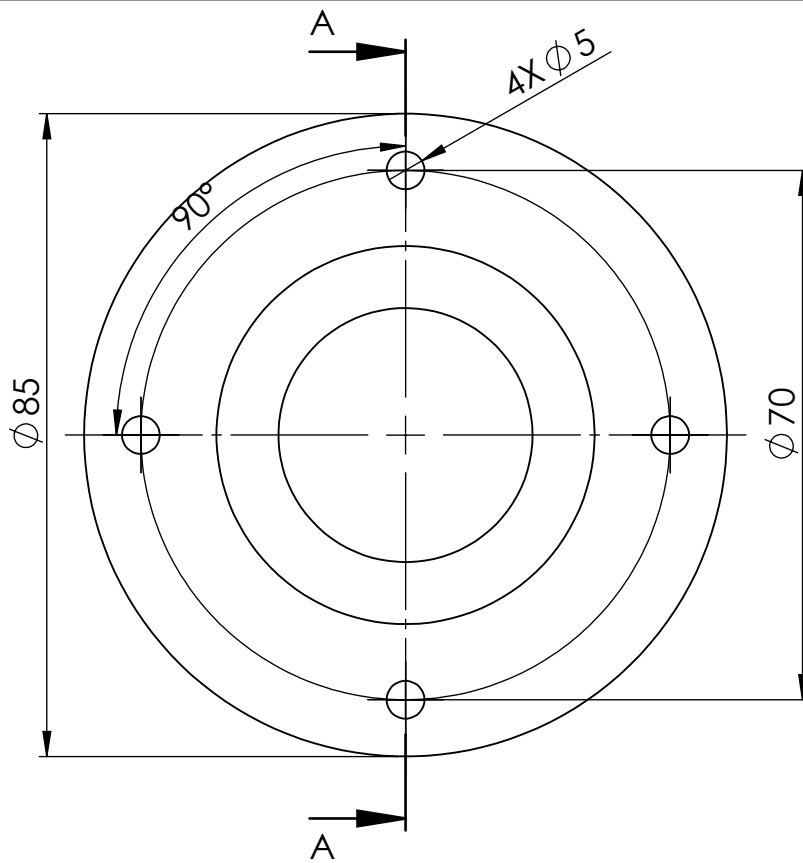
COUPE C-C



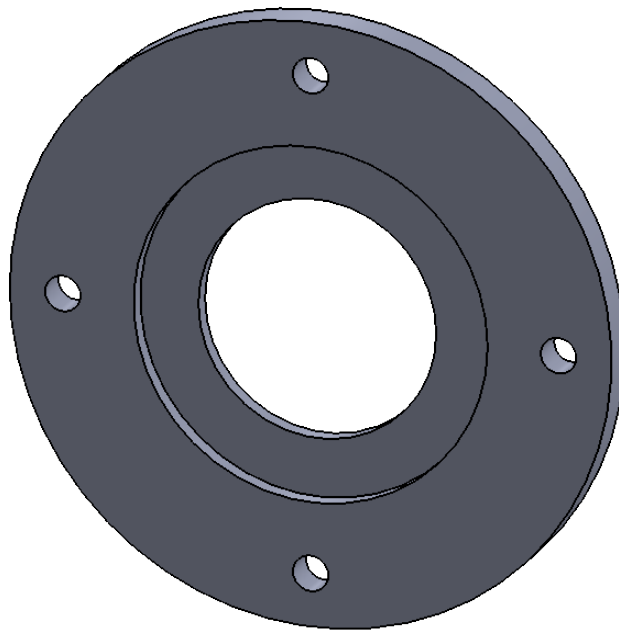
Ra=6,3

Tolérance Géométrique
it= $\pm 0,1$

1	28	Cache support coté droit	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
 				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM




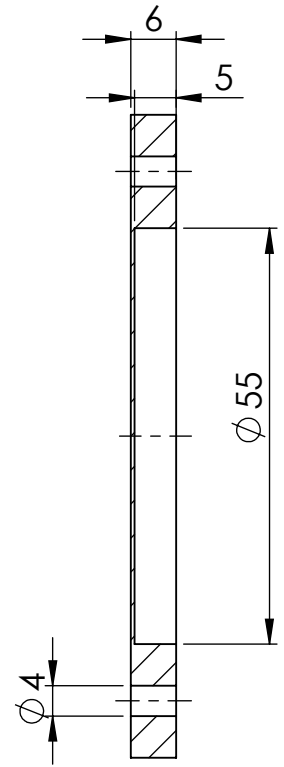
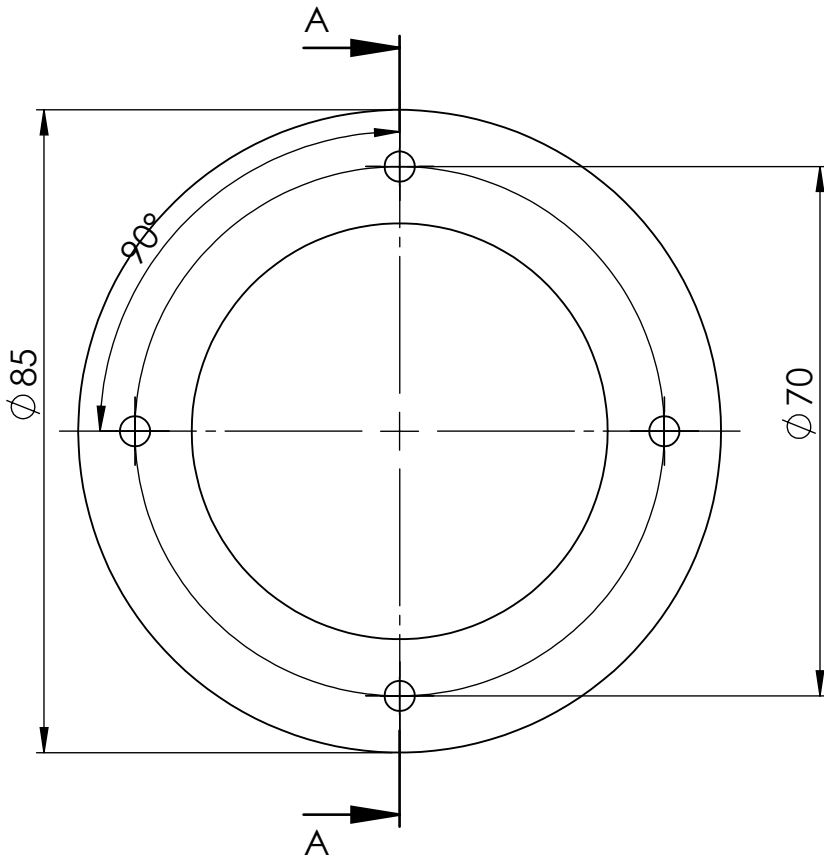
COUPE A-A



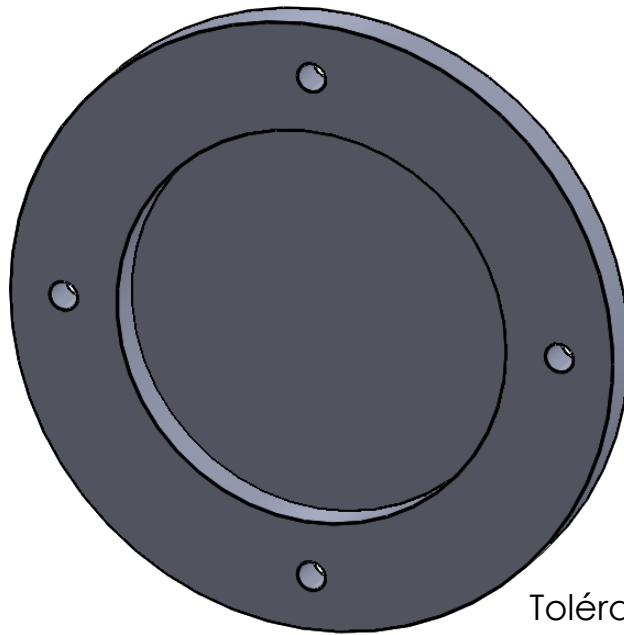
Ra=6,3

Tolérance géométrique
it= ± 0,2

3	22	Couche roulement type 1	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'études 2019/2020	
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	




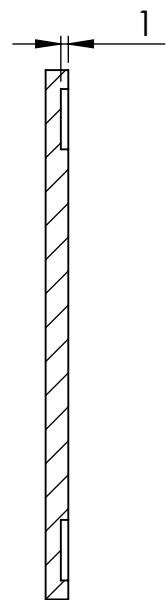
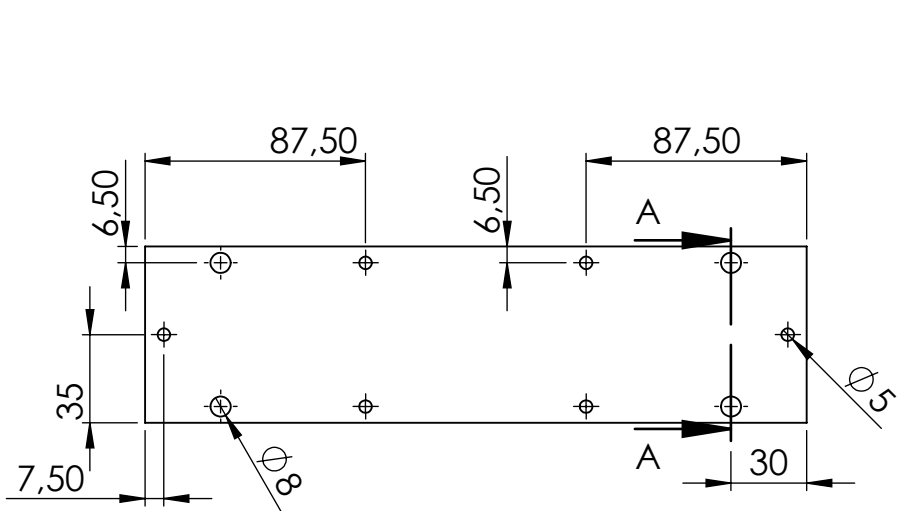
COUPE A-A



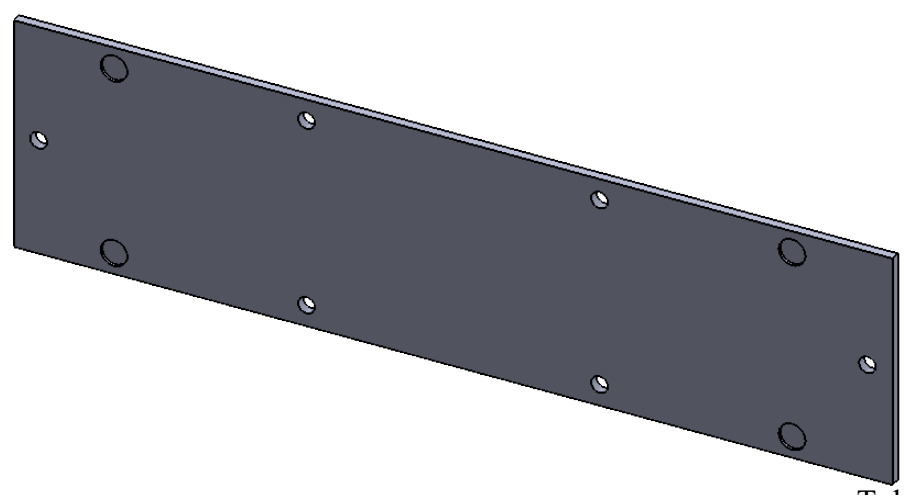
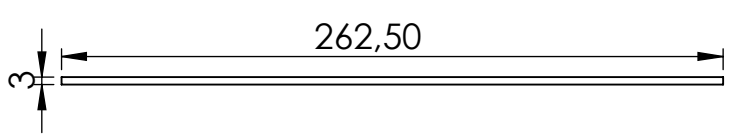
Ra=6,3

Tolérance Géométrique
it= $\pm 0,2$

1	23	Cache roulement type 2	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM

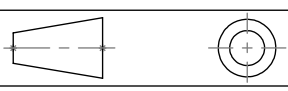


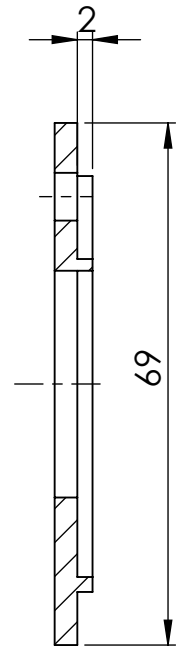
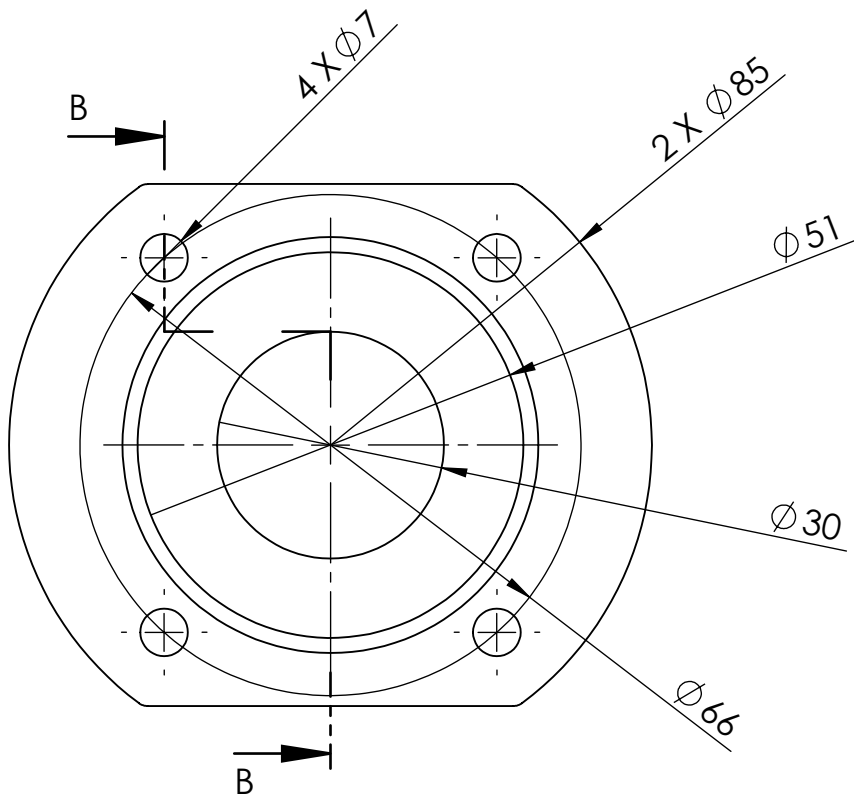
COUPE A-A
ECHELLE 1 : 1



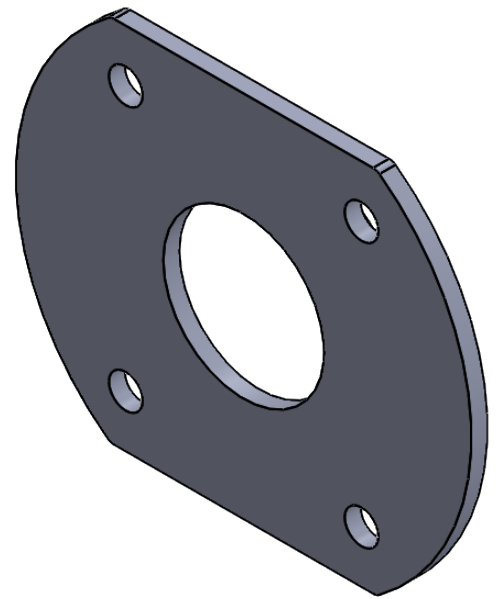
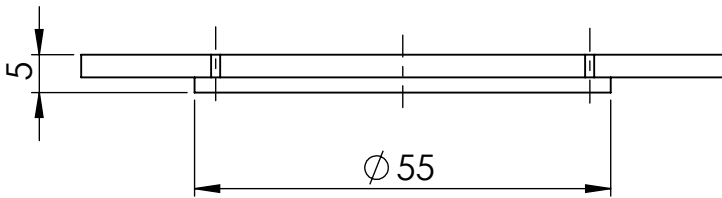
Ra=6,3

Tolérance géométrique
it= ± 0,2

1	59	Couvrcle boite	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



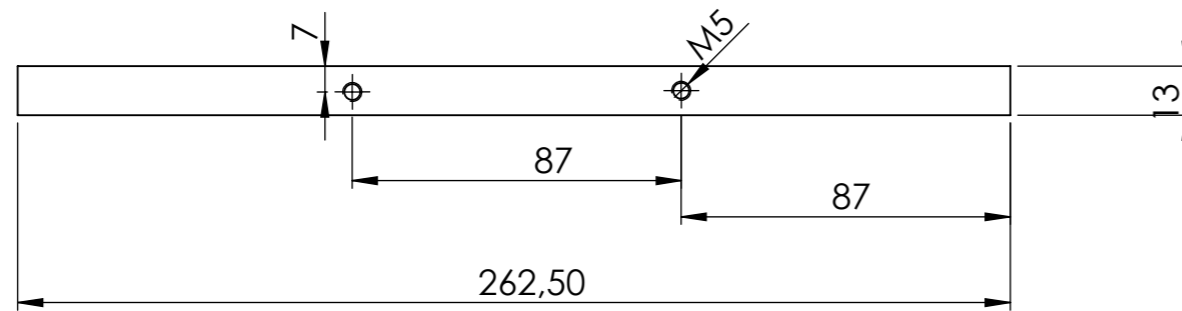
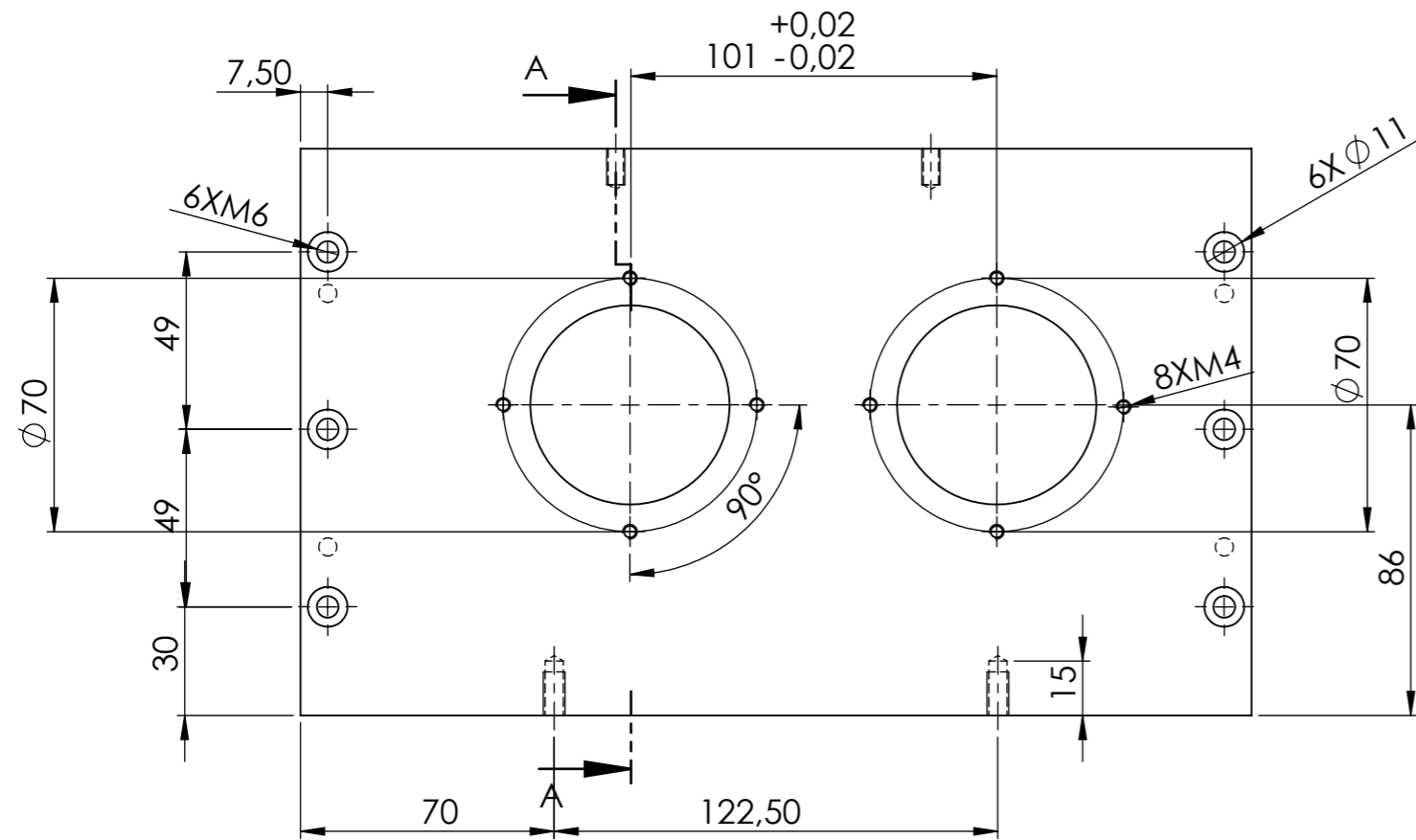
COUPE B-B



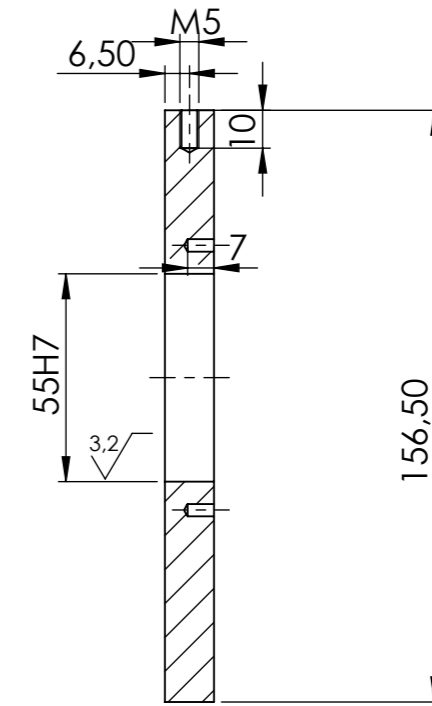
Ra= 6,3

Tolérance Géométrique
it= ⁺0,1

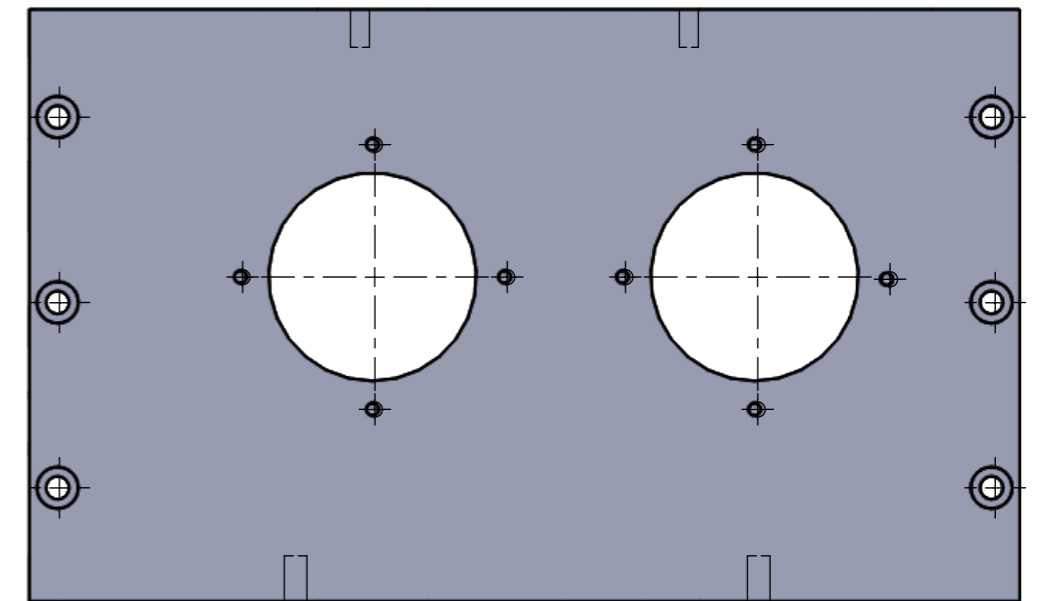
	1	Cache support coté gauche	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



Ra=6,3

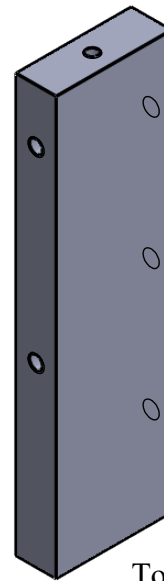
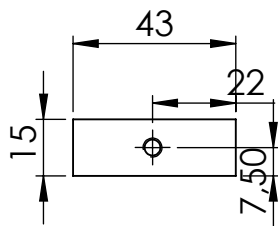
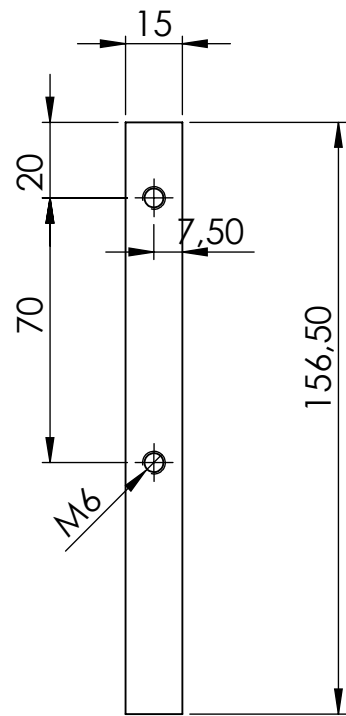
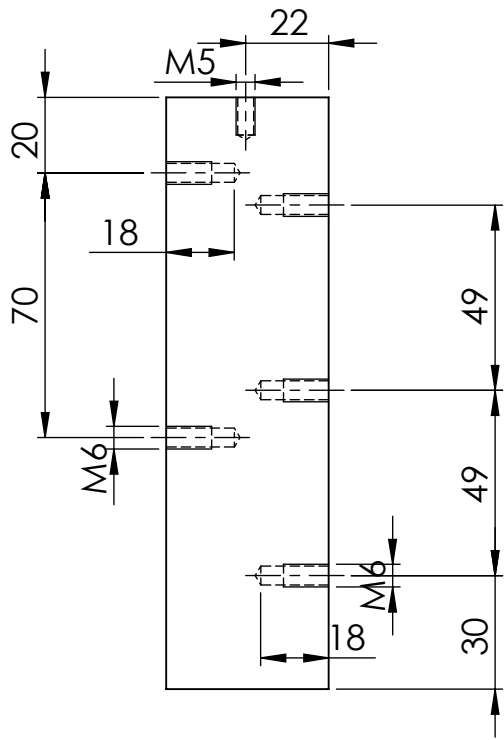


COUPE A-A



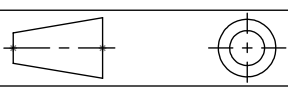
Tolérance géométrique
it=±0,2

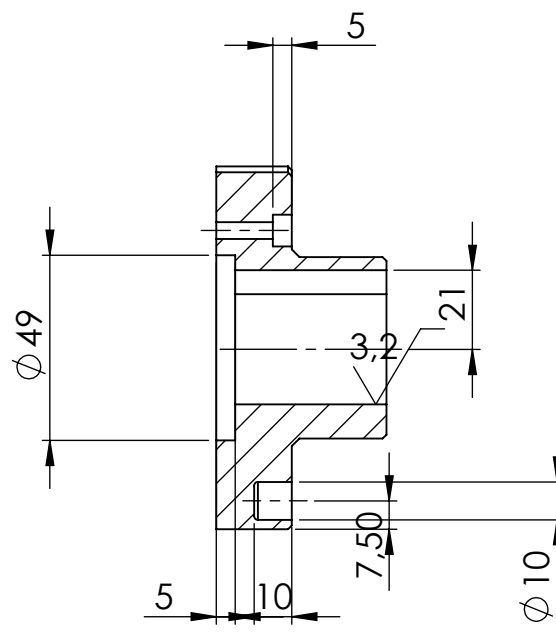
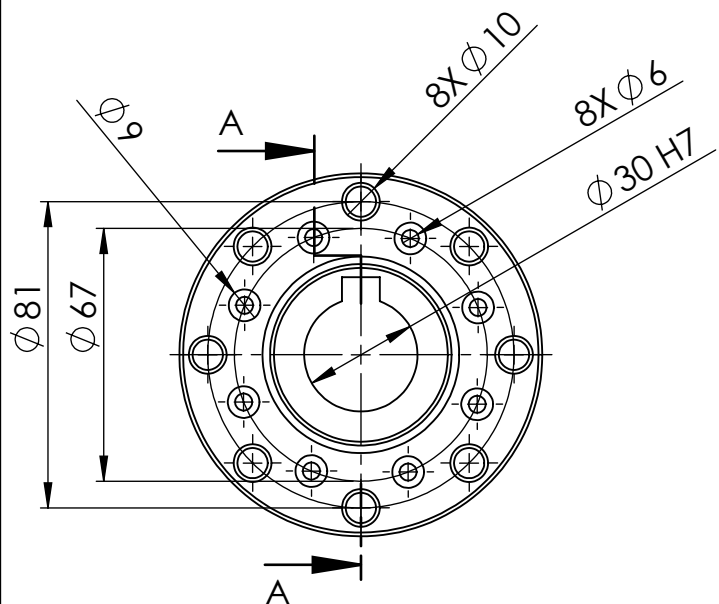
20	1	Couvercle boîte esclave	E250	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
ECHELLE 1: 2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'étude 2019/2020	
A3		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	



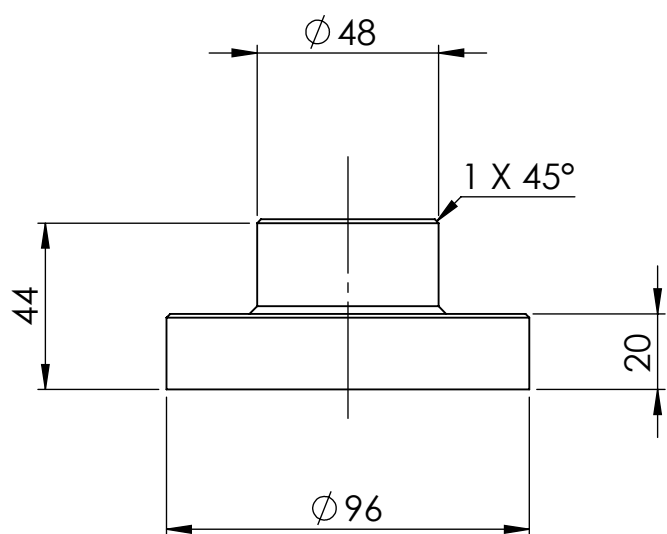
Tolérance géométrique
it= $^{+}0,2$

Ra=6,3

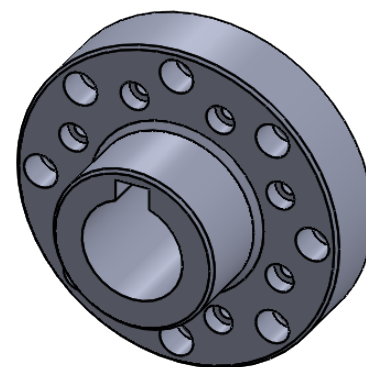
4	20	Paroi des deux boites	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		




COUPE A-A

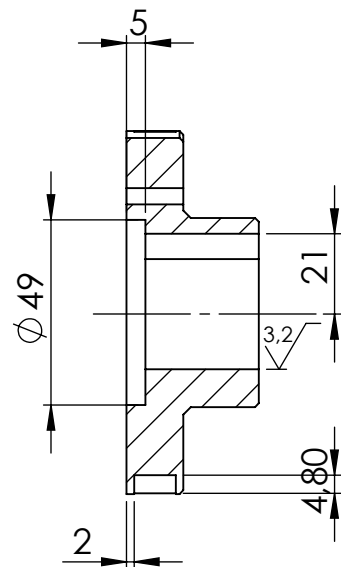
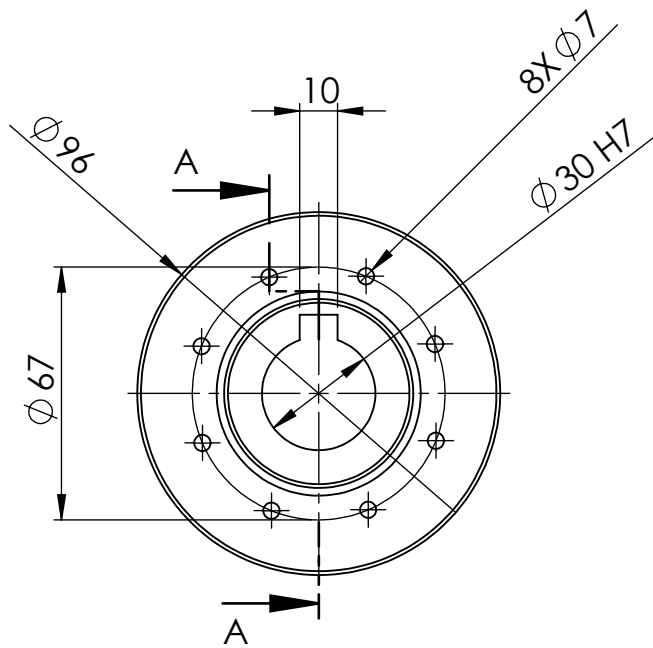


Ra=6,3

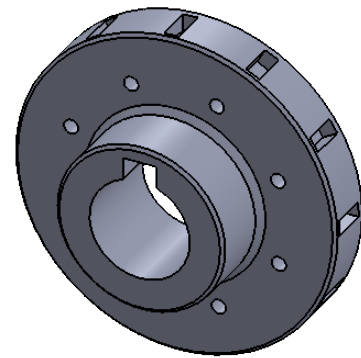
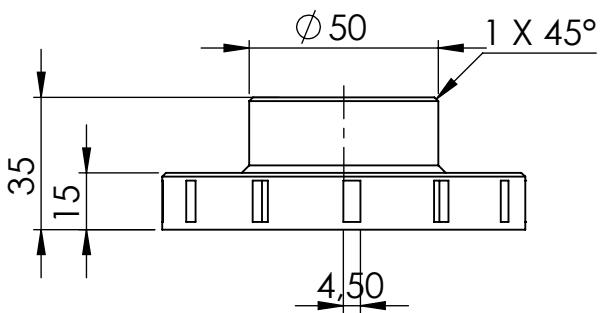


Tolérance Géométrique
it=⁺ 0,1

30	1	Embrayage de charge gauche	E250	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'études 2019/2020	
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	

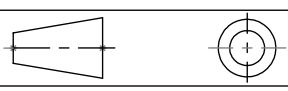


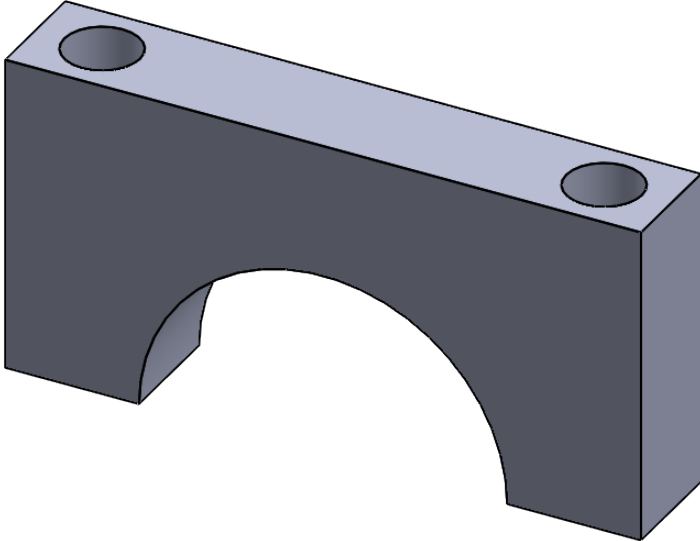
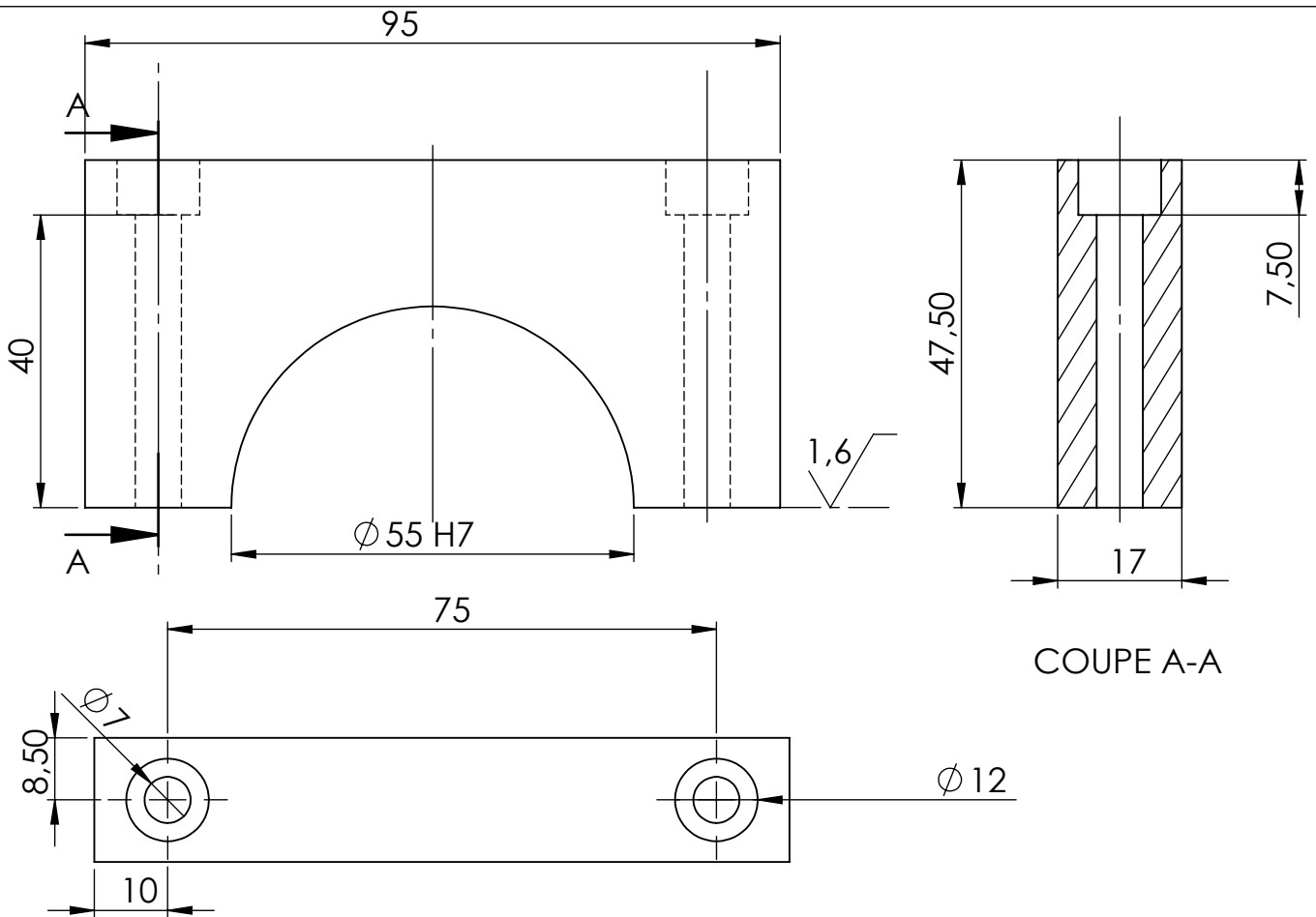
COUPE A-A



Ra=6,3

Tolérance Géométrique
it=± 0,1

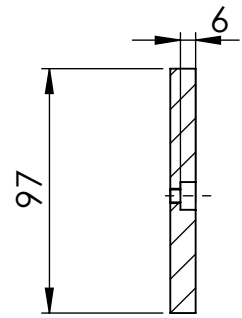
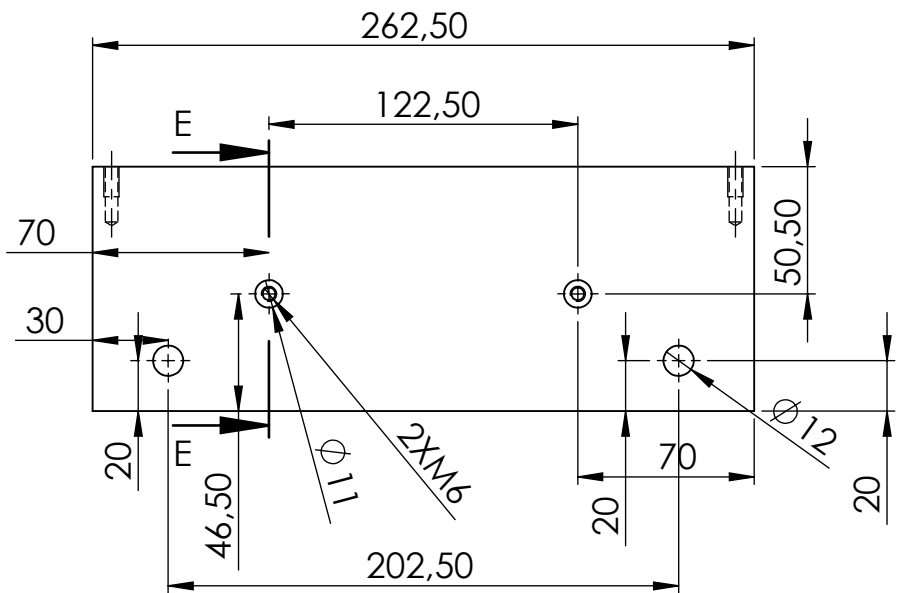
30	1	Embrayage de charge droit	Acier C 45	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



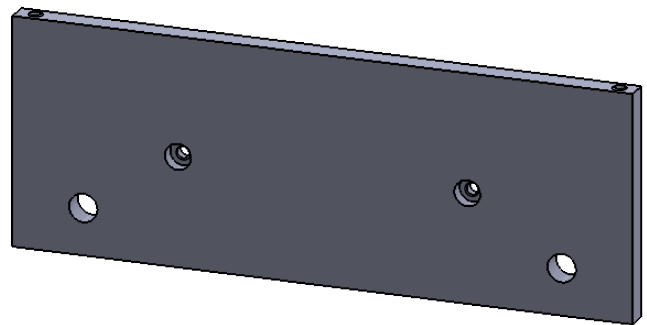
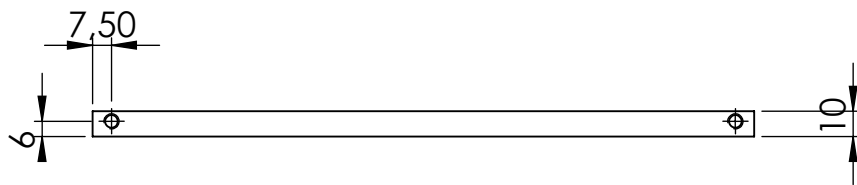
Ra=6,3

Tolérance Géométrique
it[±] 0,1

1	28	Support supérieur	Acier C 45	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:1		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM




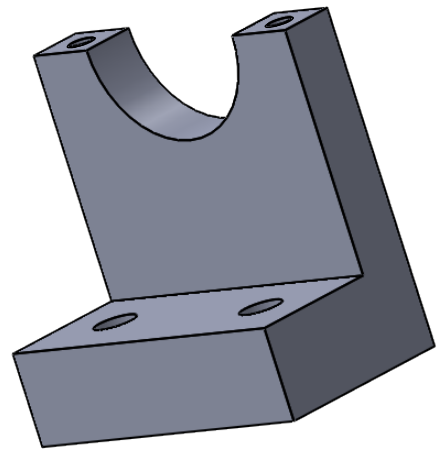
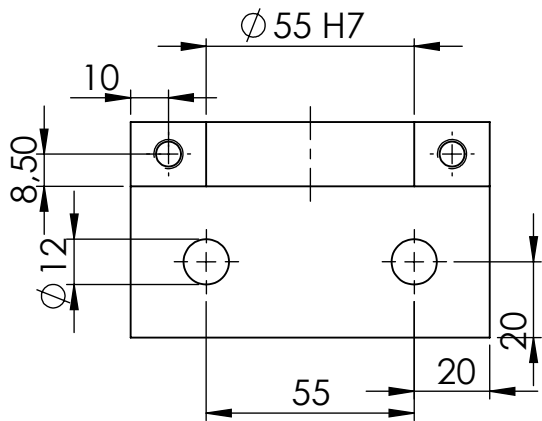
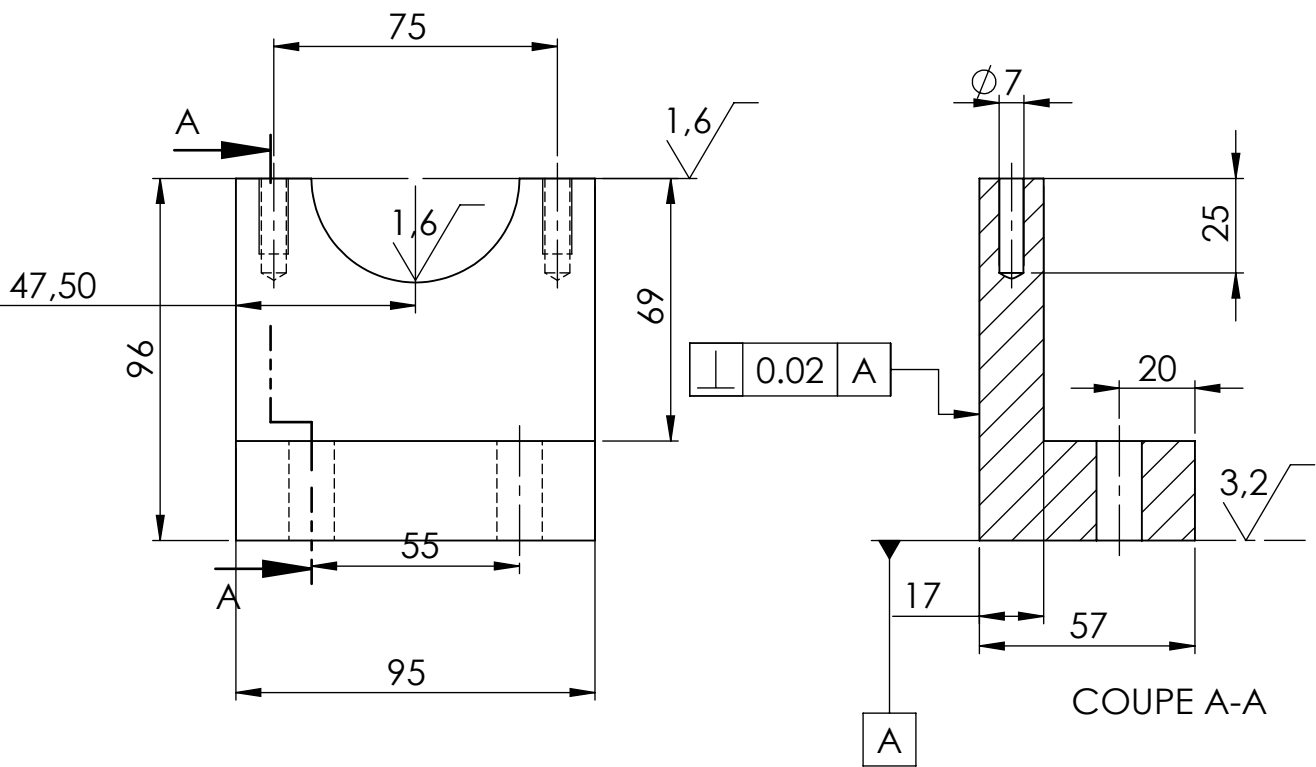
COUPE E-E
ECHELLE 1 : 3



$Ra=3,2$

Tolérance géométrique
 $it = \pm 0.2$

2	19	couvrele boite	E250	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:3		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE		MAHMOUD. M KABI. M
				Projet de fin d'études 2019/2020
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou		M2 CM



Ra=6,3

Tolérance Géométrique
it=⁺0,1

28	1	Support Inferieur	Acier C 45	
Nbr	Rep	Désignation	Matière	Observation
Echelle: 1:2		BANC D'ESSAI D'ENGRENAGE A DENTURE DROITE	MAHMOUD. M KABI. M	
			Projet de fin d'études 2019/2020	
A4		Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou	M2 CM	