

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université A. Mira de Béjaia



Faculté de Technologie

Département de génie mécanique

Mémoire de fin d'études

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

Option : IMAO (Ingénierie Mécanique Assistée par Ordinateur)

Thème

**Etude d'un variateur de vitesse à
plateaux et galets de friction du
dispositif de commande du poinçon
d'une presse à Tuile**

Soutenu le : 30/06/2016

Présenté par :

Mr AMARI Abes

Mr BAINOU Hammou

Encadré par :

Mr M. HADJOU

Jury composé de:

- Mr Haddar: president**
- Melle Himed: Éxaminatrice**

Année universitaire 2015/2016

Remerciement

Je remercie avant tout mon dieu le tout puissant de nous avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous remercions notre promoteur M^r HADJOU Madjid, pour nous avoir assuré l'encadrement et d'avoir consacré le temps nécessaire pour la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions également les membres du jury d'avoir accepté de juger notre travail.

Nous remercions également les enseignants qui ont participé à notre formation.

Enfin, nous tenons à remercier tous les personnes qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Dédicaces

A Dieu le tout puissant, à qui je dois tout, et surtout d'avoir honoré et éclairé mon chemin par le savoir.

(Merci ALLAH de m'avoir appris, protégé, guidé tout au long de ma vie)

Que ce travail témoigne de mes respects :

A mes parents :

Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux et propice à la poursuite de mes études.

Je prie le bon Dieu de les bénir, en espérant qu'ils seront toujours fiers de moi.

A mes frères et ma sœur.

Ils vont trouver ici l'expression de mes sentiments de respect et de reconnaissance pour le soutien qu'ils n'ont cessé de me porter.

A tous mes amis et mes collègues :

Ils vont trouver ici le témoignage d'une fidélité et d'une amitié infinie.

H.Bainou

Dédicaces

A Dieu le tout puissant, à qui je dois tout, et surtout d'avoir honoré et éclairé mon chemin par le savoir.

(Merci ALLAH de m'avoir appris, protégé, guidé tout au long de ma vie)

Que ce travail témoigne de mes respects :

A mes parents :

Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux et propice à la poursuite de mes études.

Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon respect, ma considération et mes profonds sentiments envers eux.

Je prie le bon Dieu de les bénir, en espérant qu'ils seront toujours fiers de moi.

A toi mon adorable frère Layachi, pour ton soutien dans mes études.

A mes sœurs

Ils vont trouver ici l'expression de mes sentiments de respect et de reconnaissance pour le soutien qu'ils n'ont cessé de me porter.

A mon cher binôme Hammou pour sa patience sa gentillesse et sa générosité tout le long de nos études, ainsi toute sa famille

Mes amis : Goumari , Nabil, Hichem, Rafik , Massi, Hamouche, Biba, Nacira.

Ils vont trouver ici le témoignage d'une fidélité et d'une amitié infinie.

A.Abes

Liste des figures

Listes des figures

Figure(1): Roue avec vis sans fin	3
Figure(2): Engrenages gauches	3
Figure(3): Engrenages Coniques	3
Figure(4): Engrenages hypoïdes.....	4
Figure(5): Les Engrenages cylindriques à dentures droites.....	5
Figure (6): Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	6
Figure(7): Caractéristiques d'une roue à denture droite.....	7
Figure(8): transmission par engrenages.....	7
Figure(9): transmission par poulie-courroie de deux roues de diamètres différents	11
Figure(10): Transmission par pignon- chaîne	12
Figure (11) : Différents roues de friction	13
Figure(12): Roue de friction à axes perpendiculaires.....	15
Figure(13): Roue de friction à axes parallèles.....	17
Figure(14) : éléments filetés.....	18
Figure(15) : les différents freinages par adhérence	19
Figure (16) : différents freinages par obstacle.....	19
Figure (17) : Goupille cylindrique.....	20
Figure (18) : Goupille élastique(Méconnus)	20
Figure (19) : Goupille fendue (symbole « V ») et goupille cavalier	20
Figure (20) : Goupille cannelée.....	21
Figure (21) : Montage par anneaux élastiques	21
Figure (22) : montage par dentelure	22
Figure (23) : Montage par cannelures	22
Figure (24) : Montage par clavetage	22
Figure(25): les différents types de clavettes	23
Figure (26) : Règle de montage des coussinets	24
Figure(27): coussinets autolubrifiants	25

Liste des figures

Figure(28): coussinets polymères.....	26
Figure(29): dimensionnement des coussinets.....	27
Figure(30) : Dispositif de commande du poinçon d'une presse à tuile	29
Figure(31): Schéma de principe	30
Figure(32): Alignement des poulies de même diamètre.....	32
Figure (33) : l'arbre de transmission	35
Figure(34): Roue de friction 6'.....	36
Figure(35): Roue de friction 6.....	37
Figure(36): Roue de friction 7	38
Figure(37): la répartition de la charge	39
Figure(38): Diagramme des efforts tranchant	40
Figure (39): diagramme des moments fléchissant.....	41
Figure(40): Arbre soumis à la torsion	42
Figure(41): clavette rectangulaire.....	45
Figure(42): schéma de la vis	49
Figure(43) : diagramme(1) des vitesses de rotation	52
Figure(44) : diagramme(2) des vitesses de rotation	53
Figure (45) : Modèle CAO de l'arbre.....	56
Figure(46): Modèle CAO de la roue1	57
Figure(47) : Modèle CAO de le Roue(2)	57
Figure(48) : Modèle CAO de le Roue(3)	58
Figure(49) : Modèle CAO des roues avec l'arbre	58
Figure(50) : Modèle CAO de palier et le coussinet.....	59
Figure(51) : modèle CAO de la vis	59
Figure(52) : pied de la presse	60
Figure(53) : Assemblage d'une presse	60
Figure(54) : le maillage des de la presse	63
Figure(55) : graphe de contrainte de Von Mises	64

Liste des figures

Figure(56) : graphe de déplacements	64
Figure(57) : graphe de déformation de la roue	65
Figure(58) : graphe de contrainte de Von Mises (arbre soumis à la flexion)	66
Figure (59) : graphe de déplacement (arbre soumis à la flexion).....	66
Figure(60) : graphe de déformations (arbre soumis à la flexion)	67
Figure(61) : graphe de contrainte de Von Mises (arbre soumis à la torsion)	67
Figure(62) : graphe de déplacements (arbre soumis à la torsion).....	68
Figure(63) : graphe de déformation (arbre soumis à la torsion).....	68
Figure(64): graphe de Déformations (flexion et torsion)	69
Figure (65): graphe de déplacements (flexion+ torsion)	69

Liste des tableaux

Tableau(1) : Différents types de courroies

Tableau(2) : caractéristiques d'une courroie

Tableau(3) : les éléments de la presse à tuile

Tableau(4) : vitesse de rotation de la vis (étape1)

Tableau (5) : vitesse de rotation de la vis (étape2)

SOMMAIRE

Chapitre I

Introduction Générale.....	1
I-1-Introduction.	2
I-2-Les différents modes de transmission de puissance.	2
I-2-1-Transmissions par engrenages	2
I-2-1-1-Engrenages roues et vis sans fin	2
I-2-1-2-Engrenages gauches.....	3
I-2-1-3-Engrenages Coniques	3
I-2-1-4-Engrenages hypoides	4
I-2-1-5-Engrenages cylindriques.....	4
I-2-1-5-1-Engrenages cylindriques à dentures droites	5
I-2-1-5-2-Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale	5
I-2-2-Transmission par poulie –courroie.....	8
I-2-2-1-Les principaux avantages et Inconvénients de la transmission par courroie	9
I-2-2-2-Calcul du couple de transmission	10
I-2-3-Transmission par pignon-chaîne	11
I-2-4-Transmission par roue de friction	13
I-2-4-1-Principe de la transmission par friction	13
I-2-4-2-Rapport des vitesses.....	13
I-2-4-3-Dispositions Constructives	14
I-2-4-3-1-Choix des matériaux.....	14
I-2-4-3-2-Principales utilisations.....	15
I-2-4-3-3-Rapport des vitesses de rotation	17

Chapitre II

II-1-Les différents éléments d'assemblages	18
II-1-1-Par éléments filetés	18

SOMMAIRE

II-1-2-Eléments de freinage des vis et écrou.....	19
II-1-3-Par obstacle.....	20
II-1-3-1-Les goupilles	20
II-1-3-2-Anneaux élastiques.....	21
II-1-3-3-Dentelures.....	21
II-1-3-4-Cannelures	22
II-1-3-5-Clavettes	22
I-2-Règle de montage des coussinets	23
II-2-1-Règle de montage	23
II-3-Guidage en rotation et translation	24
II-3-1-Les coussinets ou paliers lisses.....	24
II-3-2-Les différentes familles de coussinets	25
II-3-2-1-Coussinets autolubrifiants	25
II-3-2-2-Coussinets composites type Glacier	26
II-3-2-3-Coussinets polymères	26
II-4-Calcul et dimensionnement des coussinets (régime non hydrodynamique)	27
II-4-1-Pression diamétrale (statique ou faible vitesse de rotation).....	27
II-4-2-Comparaison des performances entre ces 3 familles de coussinets.....	28

Chapitre III

III-Dimensionnement des différents composants du système étudié	29
III-1-Fonctionnement	29
III-2-Cahier de charge	30
III-3-Schéma cinématique	30
III-4-Choix du moteur	31
III-5-Transmission de puissance entre l'arbre moteur et l'arbre porte plateaux	31
III-5-1-Vérification des tolérances d'alignement	31
III-5-2-Choix de la courroie	32

SOMMAIRE

III-5-3-Calcul du rapport de transmission	33
III-5-4-Puissance transmissible	33
III-5-5-Calcul de la vitesse linéaire de la courroie	33
III-6-Dimensionnement de l'arbre porte plateaux 4.....	34
III-7-Calcul des masses des roues de friction.....	36
III-8- Calcul de RDM des éléments sollicités dans la presse à tuile	39
III-8-1-Etude de la flexion sur l'arbre qui porte les plateaux.....	39
III-8-1-1-Calcul des actions sur les paliers	39
III-8-1-2-Calcul du moment de flexion	41
III-8-1-4-Etude de la torsion	42
III-8-1-5-Calcul des contraintes	42
III-8-1-6-Calcul de la contrainte $\sigma_{\text{Von Mises}}$	43
III-9-Clavette	43
III-9-1-Calcul d'une clavette rectangulaire	44
III-9-2-Matière des clavettes	44
III-9-3-Les contraintes de compression sont.....	45
III-9-4-Condition de résistance à la compression	45
III-9-5-Condition de résistance au cisaillement	46
III-10-Dimensionnement des paliers de l'arbre	46
III-10-1-Définition d'un palier	46
III-10-2-Calcul de l'arbre au cisaillement au niveau des paliers	47
III-10-3-Calcul de la pression sur le coussinet.....	48
III-11-Dimensionnement de la vis.....	49
III-11-1-Calcul du poids de la vis	49
III-11-2-Etudes à la compression	50
III-11-3-Etudes à la torsion	50
III-11-4-Calcul des vitesses de translation de la vis.....	51

SOMMAIRE

III-11-5-Calcul la puissance transmise par les deux roues soumises au contact.....	53
Conclusion	54

Chapitre IV

IV-1-Généralités.....	55
IV-1-1-Introduction	55
IV-1-2-Définition de la CAO	55
IV-1-3-Les avantages et les inconvénients de la CAO.....	55
IV-1-4-Logiciel utilisé.....	55
IV-1-5- Les différents utilisations de SolidWorks	56
IV-2- Modélisation géométrique	56
IV-2-1- Modélisation Géométrique de l'arbre	56
IV-2-2-La Roue(1)	57
IV-2-3-La Roue(2)	57
IV-2-4- La Roue(3)	58
IV-2-5-L'arbre et les deux roues	58
IV-2-6-Le palier et le coussinet.....	59
IV-2-7-La vis.....	59
IV-2-8 -le pied.....	60
IV-3-Assemblage fini de la presse	60
IV-4- Modélisation numérique.....	61
IV-4-1-Introduction aux éléments finis	61
IV-4-2-Le maillage.....	62
IV-4-3- Différents types de maillage	62
IV-4-3-1- Maillage linéaire	62
IV-4-3-2- Maillage surfacique	62
IV-4-3-3- Maillage volumique	62
IV-4-4- Génération d'un maillage.....	63

SOMMAIRE

IV-4-5- Maillage des pièces de la presse à tuile.....	63
IV-5-Vérification des résultats des roues	63
IV-5-1-Simulation à l'état statique.....	63
IV-5-2-Analyse statique de la roue	64
IV-6-Analyse statique de l'arbre on flexion.....	66
IV-7-Analyse statique de l'arbre en torsion	67
IV-8-analyse statique de l'arbre en flexion et on rotation.....	69
Conclusion.....	70
Conclusion Générale	71

Introduction Générale

Le but de notre travail est de faire l'étude de conception d'une mini-presse à tuile et particulièrement faire l'étude de conception de son système de transmission de mouvement et de vitesse basé sur les roues de friction à axe perpendiculaire qui jouera la rôle d'un variateur de vitesse qui permettra la montée et la descente plus ou moins rapide de la vis porte poinçon de la presse à tuile.

Pour mieux organise notre travail, nous l'avons scindé en quatre (04) chapitres essentiels : le premier chapitre traitera des généralités sur les transmissions, le deuxième chapitre abondera les solutions technologiques pour le bon fonctionnement de système.

Le troisième chapitre sera consacré au dimensionnement des différents composants du système étudié, le quatrième chapitre est consacré à la modélisation géométrique et numérique.

Enfin notre travail se termine par une conclusion générale.

I-1-Introduction.

Le but de notre travail est de concevoir et dimensionner les différents éléments composant une presse à tuile et particulièrement l'étude approfondie du système de transmission de puissance et de mouvement.

I-2-Les différents modes de transmission de puissance.

Un système de transmission de mouvement est composé d'un ensemble d'organes qui remplissent la fonction de transmission du mouvement, ces organes sont classés dans trois catégories :

- Organe moteur (menant).
- Organe mené.
- Organe intermédiaire.

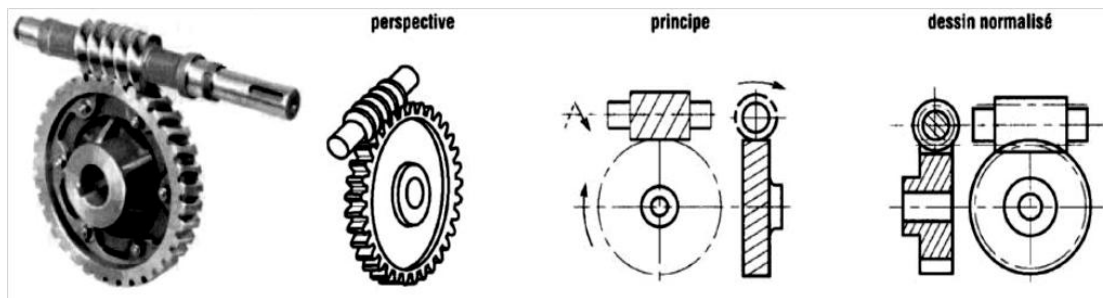
Une transmission doit transmettre un couple, et éventuellement l'augmenter de plus, une transmission peut conserver la direction d'un couple, ou éventuellement l'inverser. [1]

I-2-1-Transmissions par engrenages.

Un engrenage est un mécanisme constitué de deux roues dentées. Ces roues sont caractérisées par leur diamètre primitif et le nombre de dents qu'elles possèdent. L'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact, c'est la roue menante. La seconde à qui est transmis le mouvement est nommé roue menée. On parlera aussi de roues d'entrée et de sortie. Ce système qui permet la transmission d'un mouvement de rotation peut toute fois en modifier certaines caractéristiques (vitesses de rotation, couples, etc.). On distingue plusieurs types d'engrenages parmi lesquels on a :

I-2-1-1-Engrenages roues et vis sans fin.

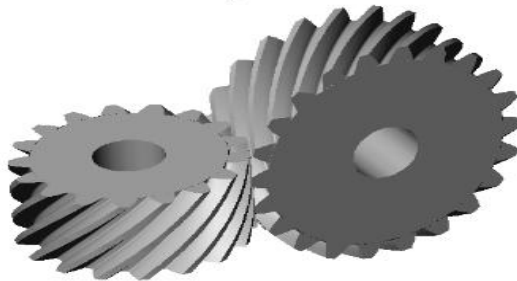
La transmission du mouvement est effectuée entre deux arbres orthogonaux. Ces engrenages permettent de grands rapports de réduction (jusqu'à 1/200) et offrent des possibilités d'irréversibilité. L'engrènement est plus progressif que dans les autres engrenages. Ils sont donc silencieux. Le rendement est médiocre. [2]



Figure(1): Roue avec vis sans fin

I-2-1-2-Engrenages gauches

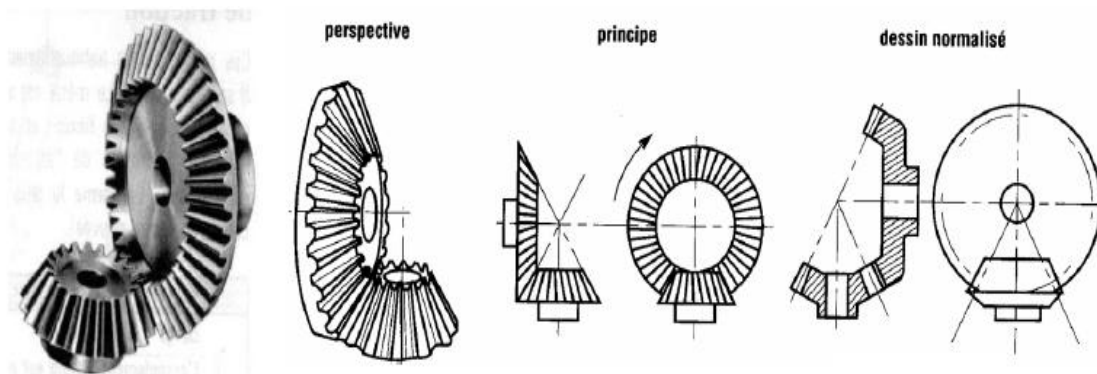
Les engrenages gauches réalisent la transmission entre des arbres perpendiculaires ou obliques situés dans des plans différents (engrenages dont les axes sont gauches). Ils sont surtout utilisés pour transmettre un mouvement ou de très faibles charges (figure2).



Figure(2): Engrenages gauches

I-2-1-3-Engrenages Coniques.

Les dents sont taillées dans des volumes coniques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourant (en général). Perpendiculaires ou non. La denture peut être droite mais aussi hélicoïdale ou spirale. [2]



Figure(3): Engrenages Coniques

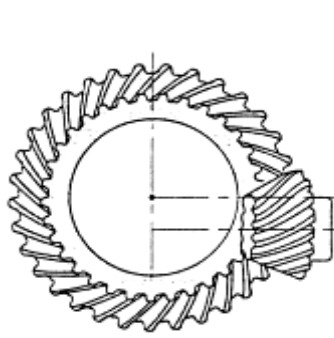
Avantages et inconvénients

- Pour les vitesses élevées on trouve les mêmes inconvénients que les engrenages à dentures droites (bruits de fonctionnement, forte pression sur les dents...).
- Le sommet des cônes doit être confondu avec le point de rencontre des axes (montage précis).
- Les paliers doivent supporter un effort axial.
- Utilisés entre arbres concourants.

I-2-1-4-Engrenages hypoïdes.

Ils sont à mi-chemin entre les engrenages coniques et les systèmes roue et vis sans fin (figure.4) les axes des roues sont orthogonaux (perpendiculaire mais non concourant).

Le glissement entre les dents étant élevé, ces engrenages exigent une bonne lubrification.



Figure(4): Engrenages hypoïdes

I-2-1-5-Engrenages cylindriques.

Les plus simples et les plus économiques, les engrenages droits sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux arbres parallèles.

Il y'a deux types:

I-2-1-5-1-Engrenages cylindriques à dentures droites.

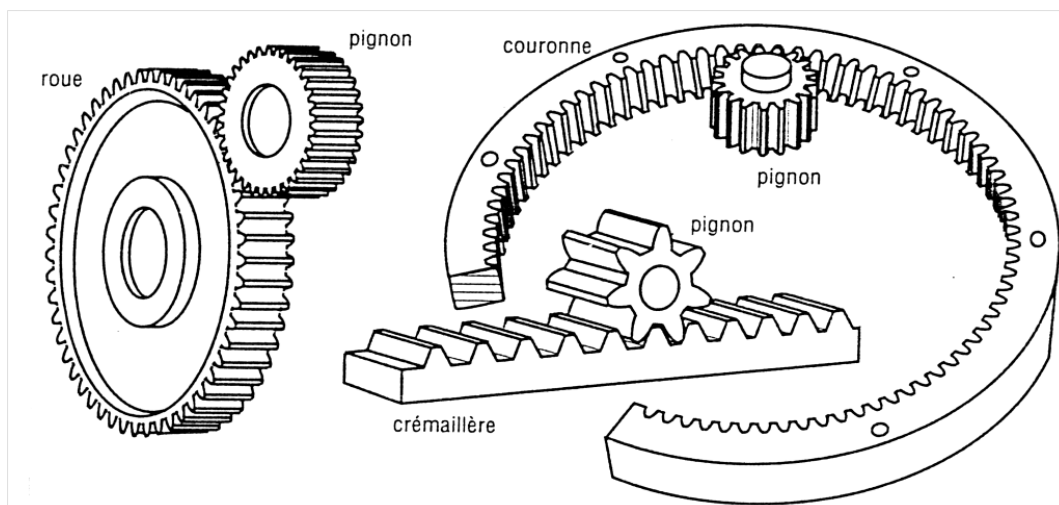
Les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux arbres parallèles. Les dents des roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres (figure.5)

Avantages:

- Possibilité de déplacement axiale.
- Pas d'efforts axiaux.
- Utilisés pour transmettre les grands couples et les grandes puissances.
- Bonne synchronisation.

Inconvénients :

- Bruits de fonctionnement.
- Fortes pressions sur les dents.



Figure(5): Les Engrenages cylindriques à dentures droites

I-2-1-5-2-Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale.

De même usage que les précédents, à dentures, ils sont très utilisés en transmission de puissance ; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres (figure.6).

Avantages :

- Transmission plus souple, plus progressive et moins bruyante.
- Transmission d'efforts importants à vitesse élevée.

Inconvénients :

- Efforts supplémentaires dus à l'angle d'hélice (force axiale sur les paliers et augmentation des couples de flexion).
- Utilisation impossible sous forme de baladeur ; ces engrenages doivent toujours rester en prise.
- Le rendement est moins bon par rapport aux engrenages à dentures droites.

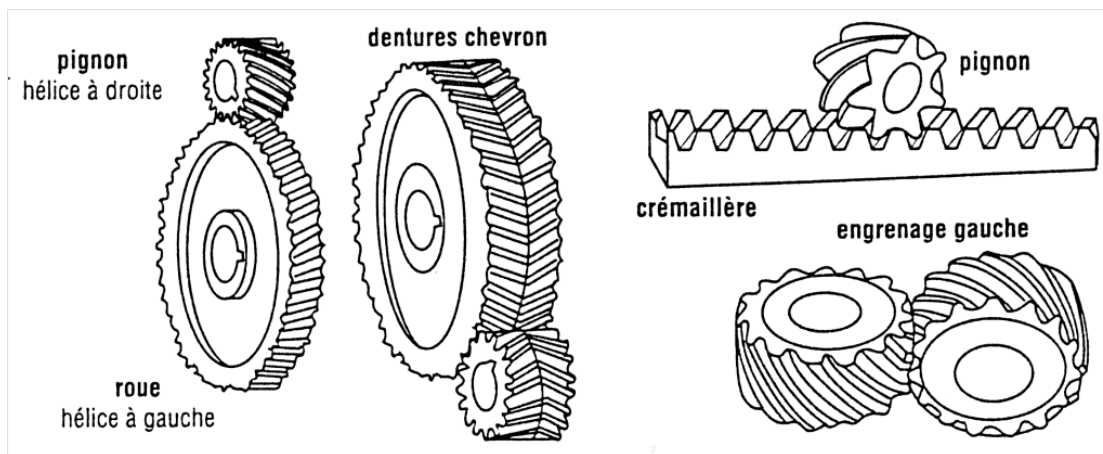


Figure (6): Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

➤ **Les engrenages peuvent avoir diverses utilités [3]**

- Réduction et/ou variation de la fréquence de rotation entre deux arbres.
- Réduction/Augmentation du couple moteur.
- Transmission d'un mouvement de rotation.

Rapport des vitesses

Si N_1 et N_2 sont les vitesses respectives de la roue dentée 1 et 2 (en tr/mn), on a :

$$N_1 * Z_1 = N_2 * Z_2 \text{ ou bien } \frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

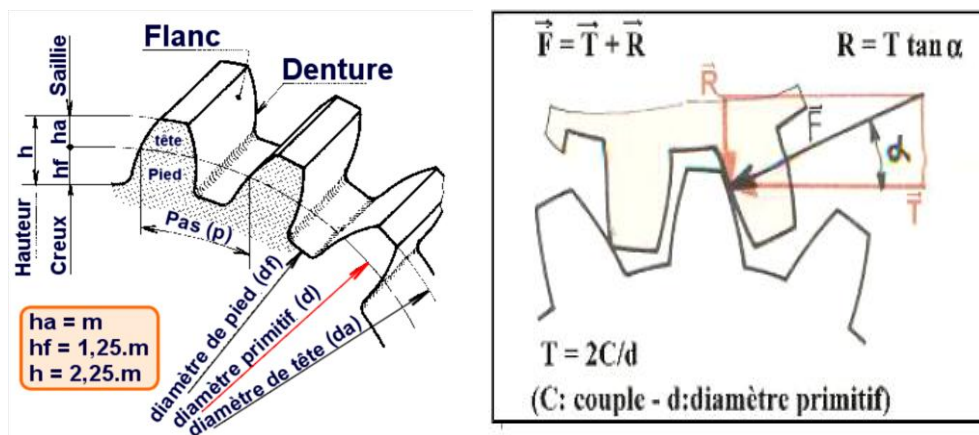
➤ **Efforts sur les dentures – Couple transmis [3]**

L'effort F normal à la dent étant incliné de l'angle de Pression α (20° en général), on considère les deux Projections de F suivant :

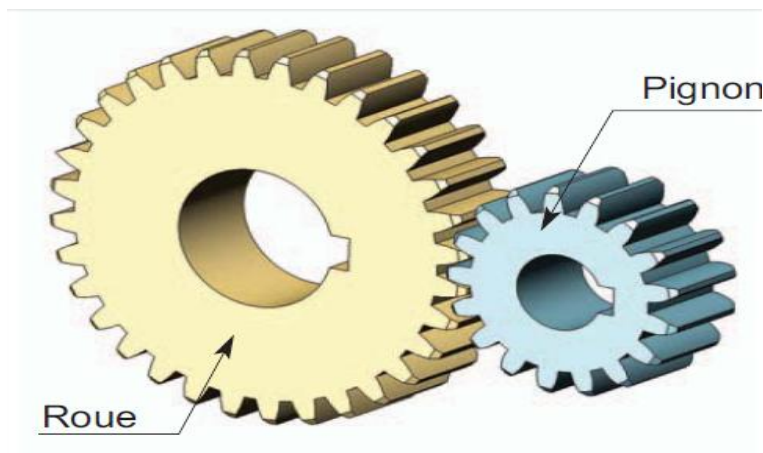
- la tangente commune aux diamètres primitifs : T
- la normale commune aux cercles primitifs (radiaux) : R

Les relations sont données sur la figure ci-contre.

L'effort T est celui utilisé pour le calcul du module m .



Figure(7): Caractéristiques d'une roue à denture droite.



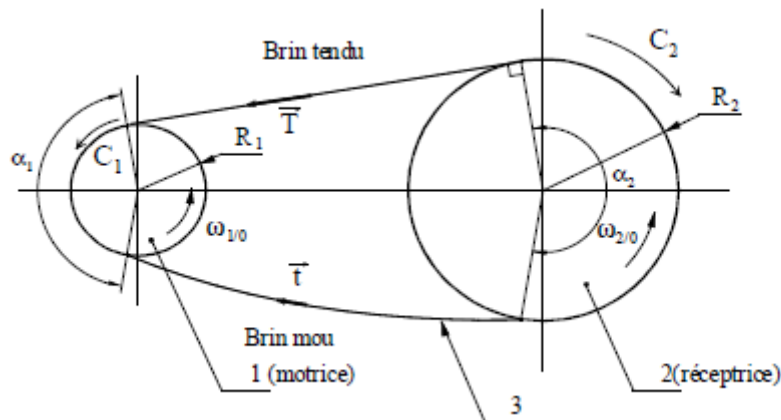
Figure(8): transmission par engrenages.

I-2-2-Transmission par poulie –courroie.

Une courroie est un lien flexible destiné à assurer une transmission de puissance entre un arbre moteur et un arbre récepteur dont les axes peuvent occuper diverses positions relatives.

Ce type de transmission de puissance est encore énormément utilisé, par exemple dans l'industrie automobile (courroie d'accessoires, courroie de distribution, courroie d'alternateur).

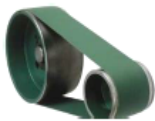




Un système poulies courroie permet de transmettre une puissance dans le mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les deux, ou plusieurs arbres, pouvant être éloignés l'un de l'autre.



Ce type de transmission est constitué :

- d'une poulie motrice (1), assemblée à l'arbre moteur,
- d'une poulie réceptrice (2) liée à l'organe à entraîner,
- d'une courroie (3) qui s'enroule sur chacune des poulies.

Le mouvement est transmis de l'arbre moteur à l'arbre récepteur par l'adhérence de la courroie sur les deux poulies. Les courroies peuvent être plates, trapézoïdales, striées ou synchrones crantées. [4]

Courroie lisse	Courroie ronde	Courroie trapézoïdale	Courroie à nervures	Courroie crantée
				
Modèle courant	Transmission nécessitant peu de puissance	Augmente la puissance transmissible grâce au frottement sur les flancs	Idem	Permet de synchroniser le mouvement grâce aux dents

Tableau(1): Différents types de courroies.

I-2-2-1-Les principaux avantages et Inconvénients de la transmission par courroie sont :

➤ Avantages

- souplesse de transmission.
- la possibilité de glissement poulie/courroie, limitation du couple.
- la grande durée de vie.
- le coût réduit.
- le rendement très haut (> 95%).
- le fonctionnement silencieux.
- entretien limité et pas de lubrification.

➤ Inconvénients

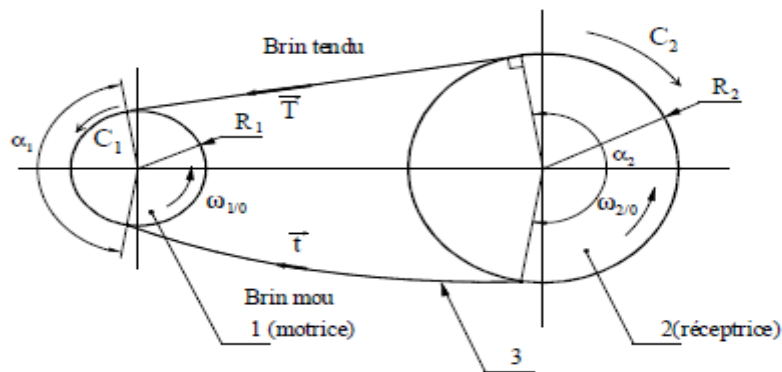
Les courroies ont une durée de vie plus limitée que la plupart des organes mécanique, il faut donc surveiller l'usure et prévoir un plan d'entretien périodique (Maintenance préventive) pour palier au vieillissement de la courroie.

Cependant, le couple transmissible est directement lié à la tension de la courroie et est donc limité par la limite de résistance du matériau de celle-ci et le rapport de transmission n'est pas garanti. En effet, la courroie est plus étirée du côté tendu que du côté mou, il en résulte un glissement relatif de la courroie sur la poulie lors de son enroulement : on dit que la courroie rampe.

En négligeant ce phénomène, il est possible d'écrire le rapport de transmission de ce système :

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{R_2}{R_1}$$

I-2-2-2-Calcul du couple de transmission



Soit C_1 , le couple moteur délivré par la poulie motrice 1. Pendant la transmission du mouvement le brin supérieur est tendu et le brin inférieur est mou. Il en résulte une différence de tension entre les deux brins de courroie.

Par une étude dynamique simple et en négligeant le rendement, nous pouvons écrire :

$$C_2 = Tr_2 - tr_2 = r_2(T - t) \Rightarrow T - t = \frac{C_2}{r_2} \text{ et } C_1 = Tr_1 - tr_1 = r_1(T - t) \Rightarrow T - t = \frac{C_1}{r_1}$$

Le terme λ correspond à un coefficient de sécurité afin d'être sûr de ne pas atteindre le glissement de la courroie, on se place « avant » la limite au glissement. L'angle α_1 à prendre en compte est l'angle d'enroulement sur la plus petite poulie.

Dans le cas d'une courroie trapézoïdale d'angle de gorge β , avec les mêmes hypothèses, on trouve :

$$\frac{T}{t} = e^{\frac{\lambda f \alpha_1}{\sin \beta/2}} \cong e^{3\lambda f \alpha_1} \text{ pour une poulie avec une gorge standard telle que } \beta = 40^\circ$$

A tension égale, ces courroies permettent de transmettre une puissance plus importante que les courroies plates (la forme en V augmente la pression de contact).[4]

Tension de montage	$T_0 = \frac{T+t}{2}$
Longueur de courroie	$L = 2e \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} + r_1 \cdot \alpha_1 + r_1 \cdot \alpha_2 + r_2$
Angles d'enroulement	$\alpha_1 = 2\arccos\left(\frac{r_2+r_1}{e}\right)$ et $\alpha_2 = 2\pi - \alpha_1$
Puissance transmise	$P = (T - t) \cdot V = C_2 \cdot \omega_2$
Tensions	$\frac{T}{t} = e^{\lambda f \alpha_1}$ (courroie plate) $\frac{T}{t} = e^{3\lambda f \alpha_1}$ (courroie trapézoïdal)
Relation tension/couple	$T - t = \frac{C_2}{r_2}$ et $T - t = \frac{C_1}{r_1}$

Tableau(2) : caractéristiques d'une courroie.

➤ **Rapport de transmission**

Le rapport de transmission (r) est égal :

$$r = \frac{n(\text{poulie menée})}{n(\text{poulie menante})} = \frac{d(\text{poulie menante})}{d(\text{poulie menée})}$$

➤ **Vitesse linéaire d'une courroie**

$$V = W \times R \text{ avec } w = \frac{2\pi n}{60} \text{ (w est la vitesse angulaire en rd/s, et n- vitesse de rotation en tr/mn)}$$

Les axes des poulies sont distants d'une longueur **a** appelée **entraxe** du système poulies-courroie [5]

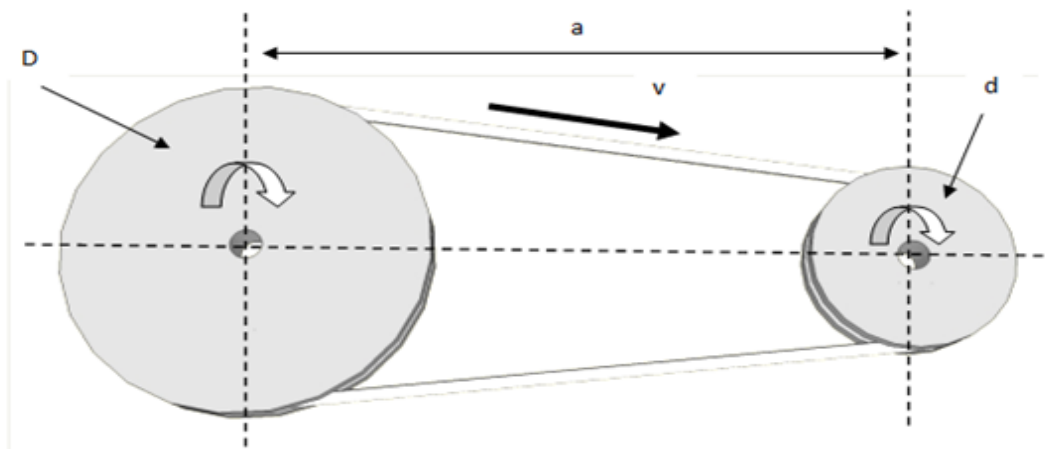
Longueur d'une courroie

$$L = 2a + 1,7(D + d) + [(D - d)^2 / 4a]$$

Où D- Ø de la grande poulie

d- Ø de la petite poulie

a- entraxe



Figure(9): transmission par poulie-courroie de deux roues de diamètres différents.

I-2-3-Transmission par pignon-chaine.

Ce système permet la transmission d'un mouvement de rotation entre deux roues dentées qui ne sont pas en contact. L'entraînement se fait par les maillons d'une chaîne qui s'engrènent sur les dents de la roue. Ce système ne modifie pas le sens de rotation de la roue de sortie.

Nous connaissons tout au moins un exemple d'objet utilisant ce mécanisme: la bicyclette.[6]

Les systèmes de chaînes-pignon sont utilisés en automobile pour la distribution, pour la transmission de puissance des cycles (vélo, moto), pour les systèmes de convoyage dans l'industrie. Il n'y a pas de glissement entre la chaîne et les roues dentées, ce qui garantit un rapport de transmission constant. Il s'exprime par :

$$r = \frac{\omega_{\text{récepteur}}}{\omega_{\text{moteur}}} = \frac{w_{2/0}}{w_{1/0}} = \frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Où Z_1, Z_2 = nombres de dents des roues 1 et 2.

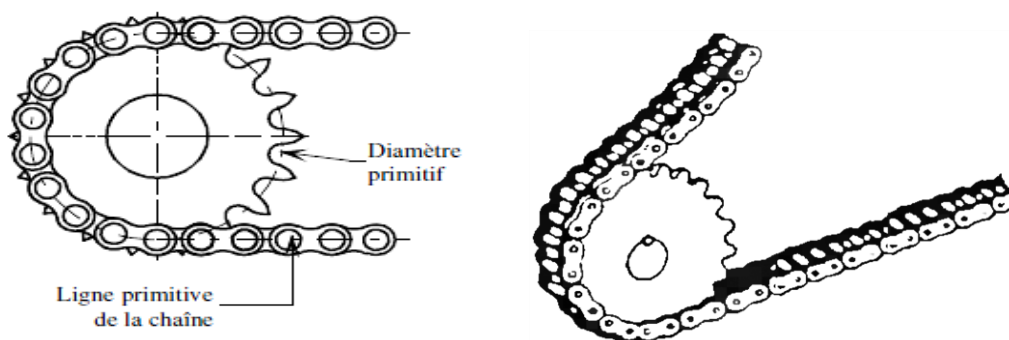
d_{p1}, d_{p2} = ϕ primitif des pignons 1 et 2.

- **Les avantages**

- Transmission de couples très importants.
- Aucun glissement.
- Le sens de rotation peut être facilement inversé.
- Entraînement à rapport constant (indépendamment du couple).

- **Les inconvénients**

- Elles sont plus bruyantes.
- Elles ne permettent pas des vitesses de rotation importantes.
- Elles nécessitent une lubrification.
- les pignons ne peuvent pas avoir des axes verticaux. [6]



Figure(10): Transmission par pignon- chaîne.

Dans notre étude on va se baser sur la transmission par roues de friction.

I-2-4-Transmission par roue de friction.

I-2-4-1-Principe de la transmission par friction.

Le principe de base des transmissions par friction se subdivise essentiellement en trois familles : la transmission d'une rotation en translation par roue sur plan, les transmissions en rotation entre deux roues cylindriques, coniques ou toriques et les transmissions à rapport variable.

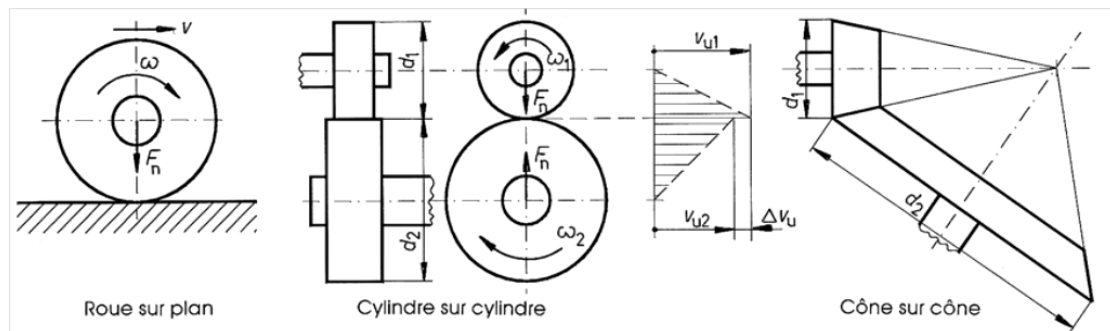


Figure (11) : Différents roues de friction.

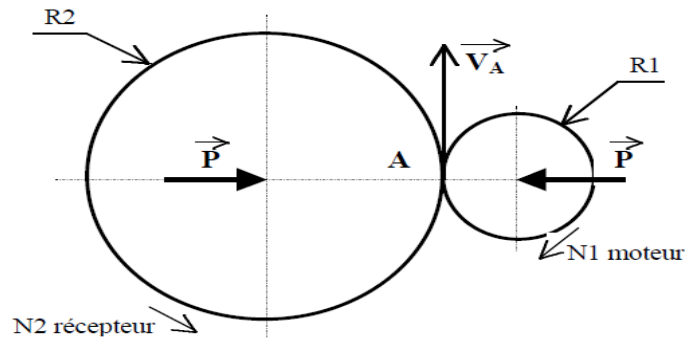
Deux roues cylindriques(ou coniques) sont en contact sur une génératrice et soumises à un effort presseur. le frottement ou contact des deux roues permet de transmettre une puissance de la roue motrice vers la roue réceptrice.

I-2-4-2-Rapport des vitesses

Au point **A**, du fait de l'hypothèse de roulement sans glissement, on a $V_{A1}=V_{A2}$ Donc, en appliquant la loi $V=RW$ on obtient $R_1W_1=R_2W_2$. On peut donc en déduire la relation des vitesses.

Ou : w vitesse de rotation angulaire en rd/s, ($w=\frac{2\pi N}{60}$). Et N- vitesse de rotation en tr/mn.

$$N_1 * R_1 = N_2 * R_2$$



\vec{P} – étant l'effort presseur ou effort de poussée.

Nous allons déterminer le couple maximum que l'on peut obtenir sur la roue réceptrice.

Le couple est transmis par l'effort tangentiel T qui agit sur le rayon R_2 .

On sait (cours sur le frottement) qu'à la limite du glissement, on a $T=N*f$, $T = P * f$ ici.

P : effort de poussée.

Donc le couple maximum transmissible vaut : $C=P*f*R_2$

Si l'on veut augmenter la puissance transmissible, on peut :

- Augmenter l'effort P presseur entre les roues.
- Augmenter le coefficient de frottement f .
- Augmenter le rayon des roues (peu intéressant).

I-2-4-3-Dispositions Constructives :

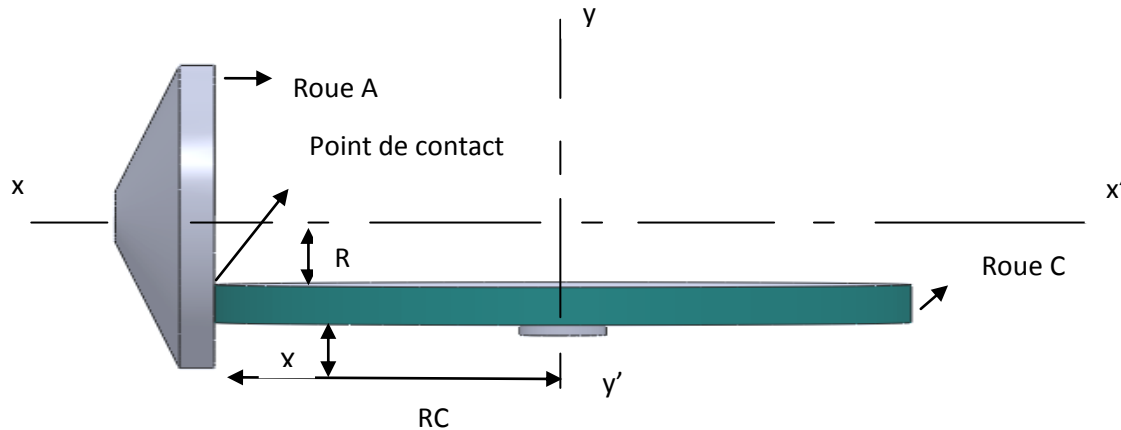
I-2-4-3-1-Choix des matériaux :

Il faut choisir des matériaux ayant un coefficient de frottement important, en réservant le matériau le plus tendre à la roue motrice pour éviter la formation de creusures lors des démarrages s'il se produit du glissement.

I-2-4-3-2-Principales utilisations :

Les roues de friction sont utilisées essentiellement dans des transmissions à faible puissance, ou bien dans des variateurs de vitesse. [7]

Exemples des roues de friction à axes perpendiculaires :



Figure(12): Roue de friction à axes perpendiculaires

- **Rapport des vitesses**

La roue C en contact avec la roue A a une vitesse de rotation proportionnelle à sa distance R à l'axe xx' puisque la vitesse du plateau de la roue A ou elle s'appuie est elle-même proportionnelle à sa distance au centre.

$V_C = W_C \cdot R_C$ (vitesse linéaire de la roue C au point de contact)

$V_A = W_A \cdot R$ (vitesse linéaire de la roue A au point de contact)

Puisque les éléments en contact des roues A et C ont même vitesse linéaire, on peut écrire en égalant ces vitesses pour les 2 roues :

$$V_A = V_C \implies W_A \cdot R = W_C \cdot R_C$$

$$\text{Ou bien } (2\pi N_A/60) \cdot R = (2\pi N_C/60) \cdot R_C$$

$$N_A \cdot R = N_C \cdot R_C$$

$$N_A/N_C = R_C/R = R_C/(R_A - x)$$

Ou bien la vitesse de rotation de la roue C est égale à :

$$N_C = N_A \cdot R/R_C$$

Remarque : $N_C = N_A$ quand $R = R_C$ c'est-à-dire $R/R_C = 1$.

A mesure que la roue C s'éloigne du centre du plateau d'entraînement A, la vitesse circonférentielle du point de contact devient de plus en plus grande et la roue C tourne de plus en plus vite, entraînant ainsi la vis réceptrice du mouvement à une vitesse de plus en plus grande.

Les avantages et inconvénients des roues de friction :

➤ **Avantages**

-la commande est silencieuse.

-facile à réaliser.

Au démarrage, l'entraînement est progressif. Si l'arbre récepteur éprouve une résistance anormale les roues glissent l'une sur l'autre sans occasionner de rupture.

Ce mode de transmission convient aux grandes vitesses et aux faibles efforts à transmettre.

➤ **Inconvénients**

Pendant la marche, il se produit en réalité un léger glissement qui n'est jamais inférieur à 2%. Pour cette raison la transmission par friction est à rejeter si la loi du mouvement de l'arbre commandé doit être rigoureusement respectée.

Enfin la pression qui s'exerce sur la garniture altère sa résistance et provoque son usure.

Les cylindres, les roues ou les cônes de friction sont employés pour transmettre le mouvement d'un arbre à un autre qui lui est parallèle ou perpendiculaire.

L'un des cylindres ou l'un des cônes est généralement revêtu d'une garniture (cuir, fibre rouge, liège, bois...) ; l'autre est en fonte.

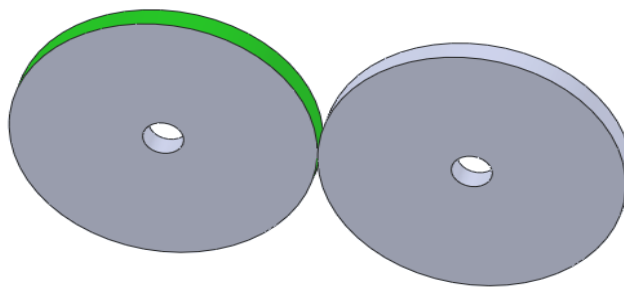
Grace à la pression qui s'exerce sur les surfaces en contact l'entraînement se produit par adhérence.

- Exemples de roues de friction à axes parallèles :

I-2-4-3-3-Rapport des vitesses de rotation

D et D' étant les diamètres des cylindres (diamètres moyens pour les cônes) ; N et N' leurs vitesses de rotation respectives, le rapport des vitesses est égal au rapport inverse des diamètres des roues de friction.

$$\frac{N'}{N} = \frac{D}{D'}$$



Figure(13): Roue de friction à axes parallèles.

La puissance qui peut être transmise par friction est donnée par la relation :

$$P \leq \frac{\pi * D * N}{60} * F * f$$

F: est la poussée normale qui presse les roues l'une sur l'autre ; elle est exprimée en N

f: est le coefficient de frottement des surfaces en contact ;

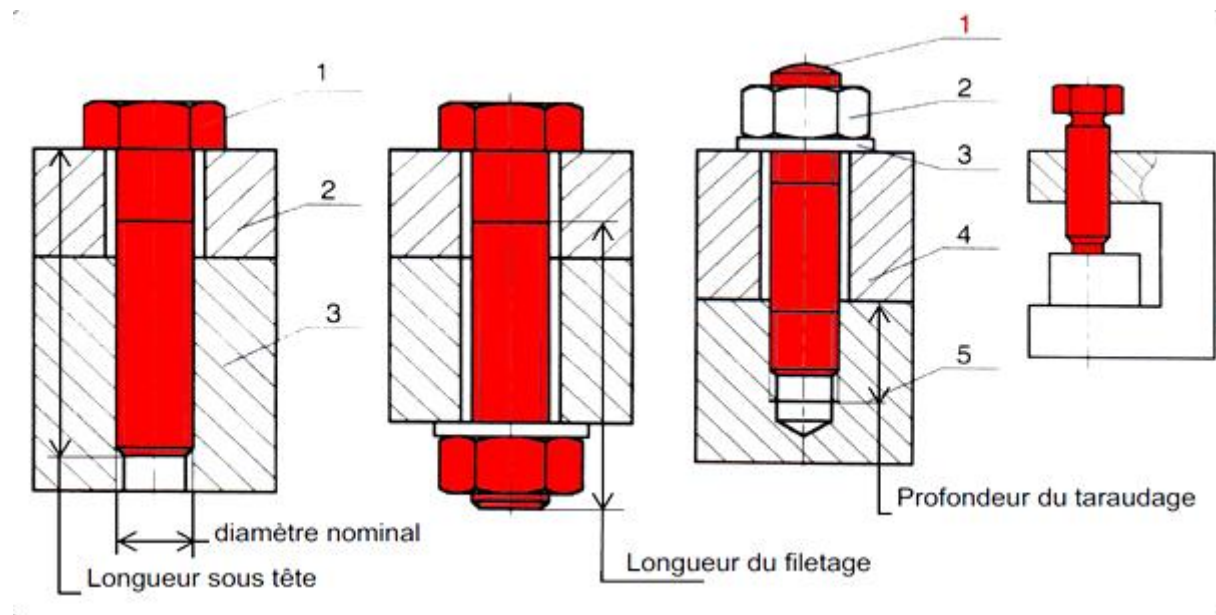
N : est la vitesse de rotation en tr/mn ;

D: est le diamètre du cylindre moteur (le diamètre moyen dans le cas du cône) ; s'exprime en m.

- Les cylindres et les cônes de friction peuvent servir à réduire, à multiplier ou à faire varier d'une façon progressive la vitesse du mouvement transmis.
- Leur fonctionnement est silencieux mais s'accompagne d'un léger glissement.

II-1-Les différents éléments d'assemblages : [8]

II-1-1-Par éléments filetés



Figure(14) :éléments filetés

➤ Vis d'assemblage

La pièce (3) seule possède un trou taraudé recevant la partie filetée de la vis, les autres pièces possèdent un trou lisse.

➤ Boulon

Boulon = vis +écrou

Les pièces à assembler possèdent un trou lisse, le trou taraudé se trouve dans l'écrou.

➤ Goujon

Il est composé d'une tige, à ses deux extrémités par une partie lisse.

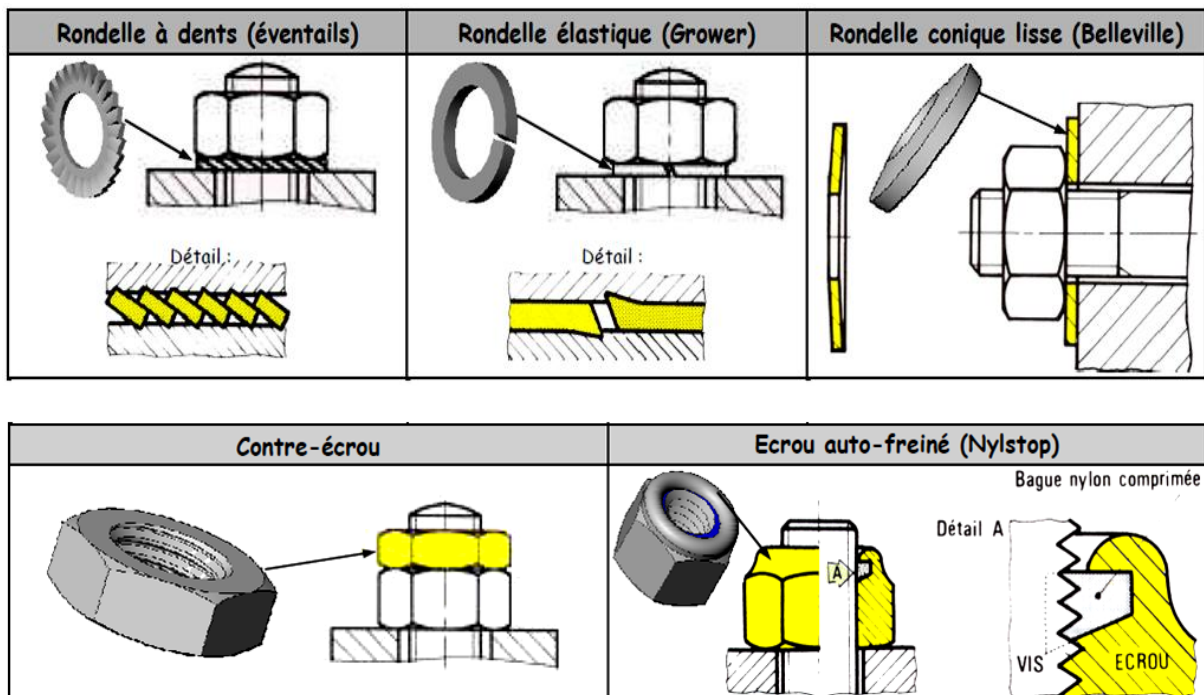
Le goujon(1) est implanté dans la pièce(5) possédant un trou taraudé, l'effort de serrage axial nécessaire au maintien en position (MAP) est réalisé par l'écrou(2).

➤ Vis de pression

L'effort de serrage nécessaire au maintien en position est exercé par l'extrémité de la vis.

II-1-2-Eléments de freinage des vis et écrou

➤ Freinage par adhérence



Figure(15) : les différents freinages par adhérence

➤ Freinage par obstacle (sécurité absolue)

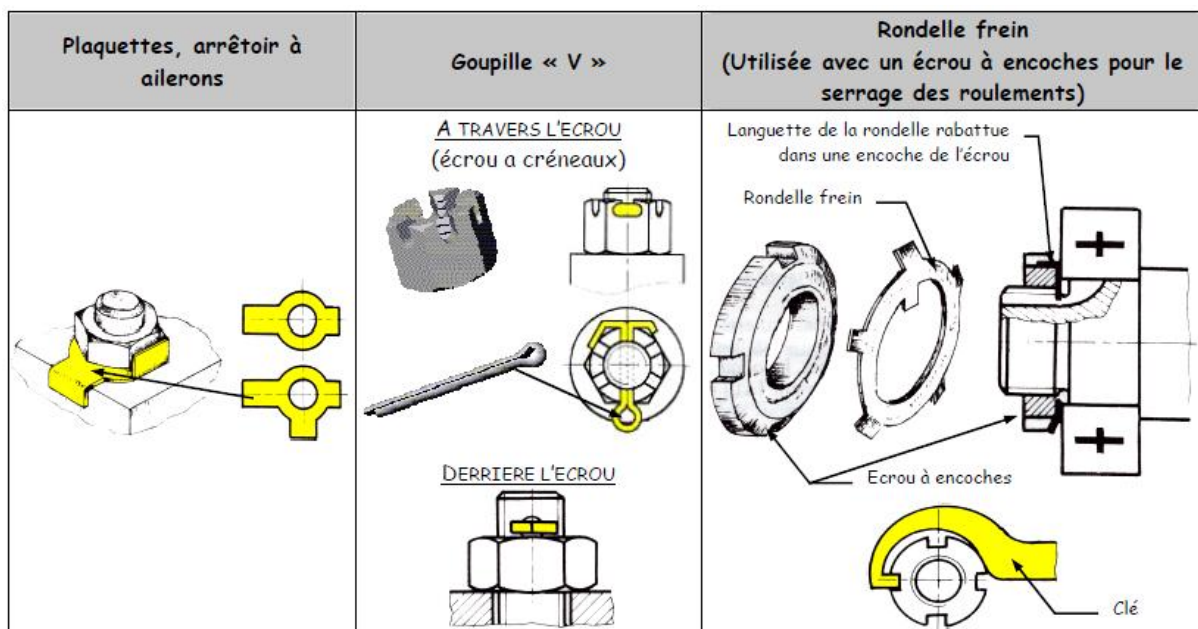


Figure (16) : différents freinages par obstacle

II-1-3-Par obstacle

Les pièces qui ont une fonction d'obstacle sont souvent des pièces standards.

II-1-3-1-Les goupilles

➤ **Goupille cylindrique**

La goupille doit être montée serrée (sans jeu entre la goupille et le perçage). Cette goupille de précision est utilisée lorsque l'on veut un positionnement précis des 2 pièces l'une par rapport à l'autre. (Figure.17)

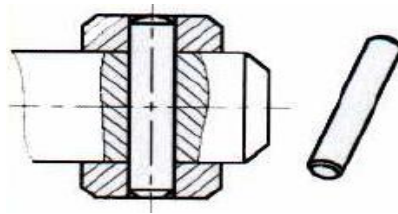


Figure (17) : Goupille cylindrique

➤ **Goupille élastique (Méconnus)**

Elle est maintenue dans son logement par expansion élastique. Elle se loge dans un trou brut de perçage beaucoup moins onéreux. (figure.18)

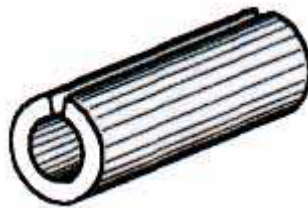


Figure (18) : Goupille élastique (Méconnus)

➤ **Goupille fendue (symbole « V ») et goupille cavalier**

Elles servent à freiner ou à arrêter des axes, tiges, écrous ...



Figure (19) : Goupille fendue (symbole « V ») et goupille cavalier.

➤ Goupille cannelée

La réalisation de trois fentes à 120° provoque un léger gonflement de la matière en périphérie qui assure le maintien en position par coincement dans le logement cylindrique. (figure.20)



Figure (20) : Goupille cannelée.

II-1-3-2-Anneaux élastiques

Les anneaux élastiques sont destinés à arrêter en translation une pièce cylindrique par rapport à une autre.

Anneaux élastiques à montage AXIAL (CIRCLIPS)		Anneaux élastiques à montage RADIAL (Anneaux d'arrêts)
Pour Arbres	Pour Alésages	

Figure (21) : Montage par anneaux élastiques.

II-1-3-3-Dentelures

Les axes dentelés permettent transmission d'un couple et le calage angulaire d'un organe de commande dans plusieurs positions.

L'immobilisation de l'organe est réalisée par jeu (voir assemblage par adhérence).

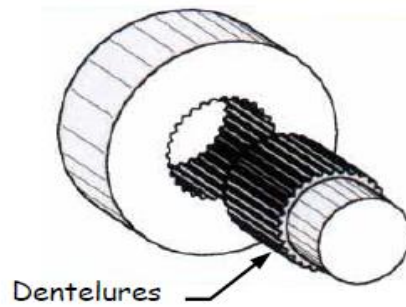


Figure (22) : montage par dentelure.

II-1-3-4-Cannelures

Les cannelures sont utilisées pour transmettre un couple entre arbre et moyeu. Elles sont plus performantes que les goupilles et les clavettes mais réservées à des fabrications en série.

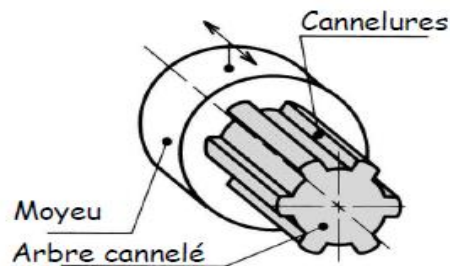


Figure (23) : Montage par cannelures.

II-1-3-5-Clavettes

Le rôle d'un clavetage est d'assurer une liaison en rotation entre un arbre (1) et un moyeu (2) s'assemblant par l'intermédiaire de formes cylindriques ou coniques.

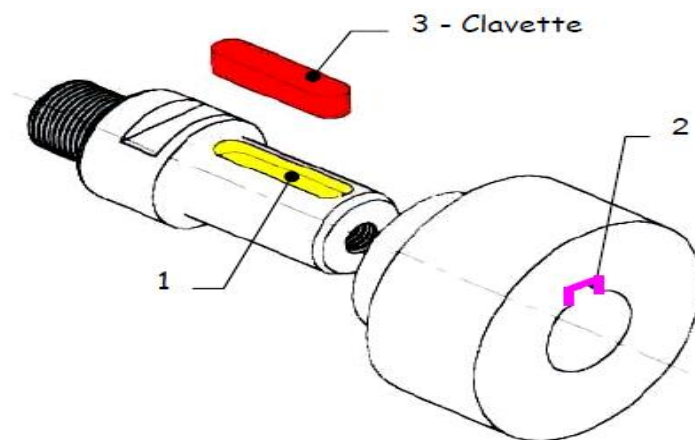





Figure (24) : Montage par clavetage.

Il y'a plusieurs types de clavette :

Désignations	Photos	Schémas
Clavette parallèle de type A, B ou C		
Clavetage par vis ou goupille « Entre cuir et chair ».		
Clavette parallèle fixée par vis		
Clavette disque		
Clavette tangente		

Figure(25): les différents types de clavettes.

II-2-Règle de montage des coussinets [9]:

II-2-1-Règle de montage

A fin de limiter les frottements, le coussinet doit être monté serré sur l'alésage, et glissant sur l'arbre et non l'inverse. De cette façon la vitesse de glissement est la plus faible.

➤ Tolérance des pièces en contact avec le coussinet

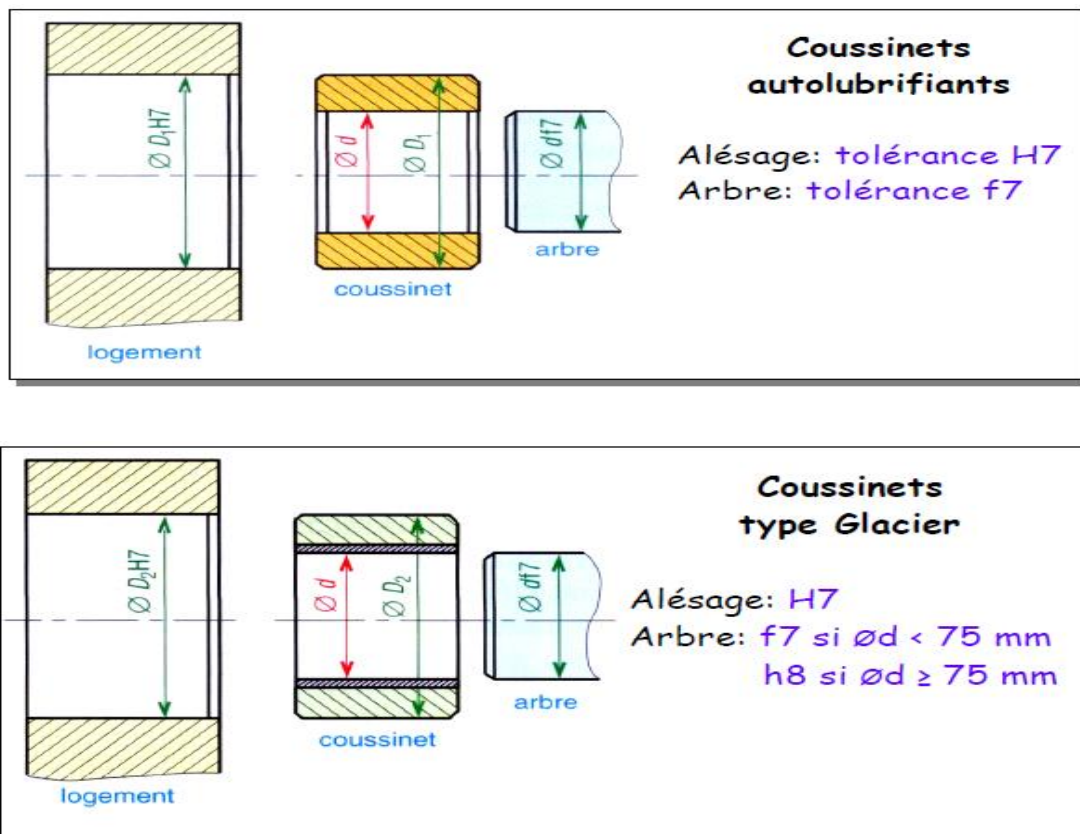


Figure (26) : Règle de montage des coussinets

II-3-Guidage en rotation et translation

II-3-1-Les coussinets ou paliers lisses

Economiques, souvent utilisés, les coussinets sont interposés entre un arbre et son logement pour diminuer le frottement et faciliter ainsi le mouvement de rotation et/ou translation.

Ils sont construits à partir de matériaux présentant de bonnes qualités frottantes (bronze, étain, plomb, graphite, téflon, PTFE, polyamide).

Ils peuvent être utilisés à sec ou avec lubrification.



II-3-2-Les différentes familles de coussinets

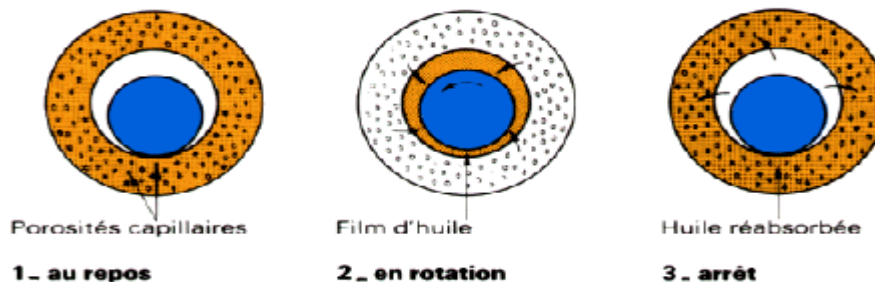
II-3-2-1-Coussinets autolubrifiants

Ils sont fabriqués à partir de poudre de bronze (cuivre 78% + étain 22%) ou d'alliage ferreux (fer+ cuivre+ plomb) compactées. Ces poudres sont dans un premier temps comprimées dans un moule puis chauffées dans un four pour obtenir des pièces poreuses. Cette opération de fabrication s'appelle le frittage.



Figure(27): coussinets autolubrifiants

Un lubrifiant (huile ou graphite) est ensuite injecté dans les porosités du coussinet. Dans le cas de l'huile, le coussinet restitue l'huile en fonctionnement, et l'absorbe à l'arrêt.



II-3-2-2-Coussinets composites type Glacier

Ils peuvent fonctionner à sec ou avec un léger graissage ou montage sous des vitesses périphériques inférieures à 3m/s.

Ils sont constitués de 3 couches principales :

- La base est une tôle d'acier roulée (+ cuivre et étain).
- Une couche de bronze fritté.
- La surface frottant en résine acétal ou en PTFE (polytétrafluoréthylène) avec addition d'un lubrifiant solide : plomb, graphite...

II-3-2-3-Coussinets polymères

Ils sont constitués d'un seul matériau polymère homogène, qui peut être du PTFE (polytétrafluoréthylène), Nylon, acétal,...

Ils sont utilisés lorsqu'il est nécessaire d'avoir une grande résistance chimique. Ils sont insensibles aux poussières.

Ils ont comme inconvénients de se déformer à terme sous charge (fluage), et d'avoir un faible coefficient de conductivité thermique (mauvaise évacuation de la chaleur).

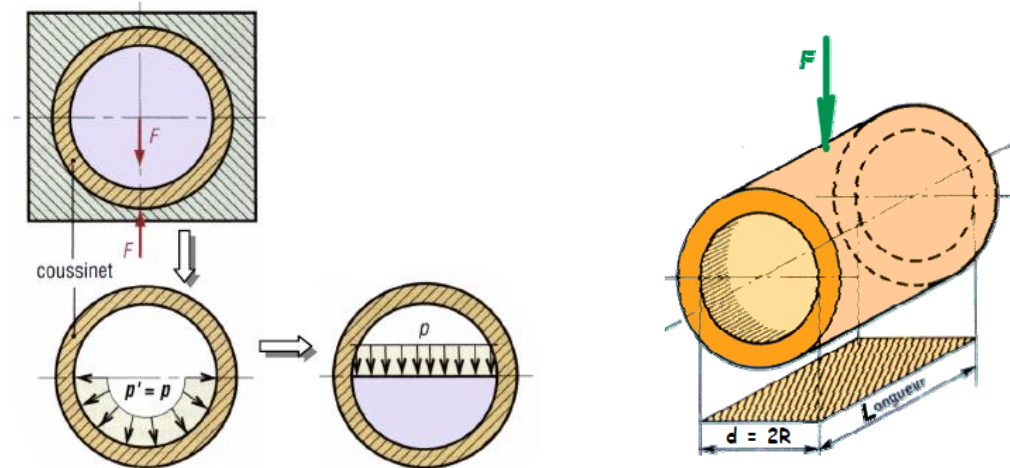


Figure(28): coussinets polymères.

II-4-Calcul et dimensionnement des coussints (régime non hydrodynamique)

II-4-1-Pression diamétrale (statique ou faible vitesse de rotation)

La pression circonférentielle p' est égale à la pression diamétrale p .



Figure(29): dimensionnement des coussints

F : charge radiale sur le palier (N).

D : diamètre intérieur du coussinet (mm).

L : longueur de coussinet (mm).

P : pression diamétrale (N/mm^2).

$$P = \frac{F}{d \cdot L}$$

Cette pression doit être inférieure ou égale à la pression admise par le coussinet acquis auprès d'un fabricant ou constructeur.

Le choix du coussinet dépend du facteur **$P.V$**

Ou' :

P - étant la pression diamétrale

V - vitesse linéaire de l'arbre tournant dans le coussinet.

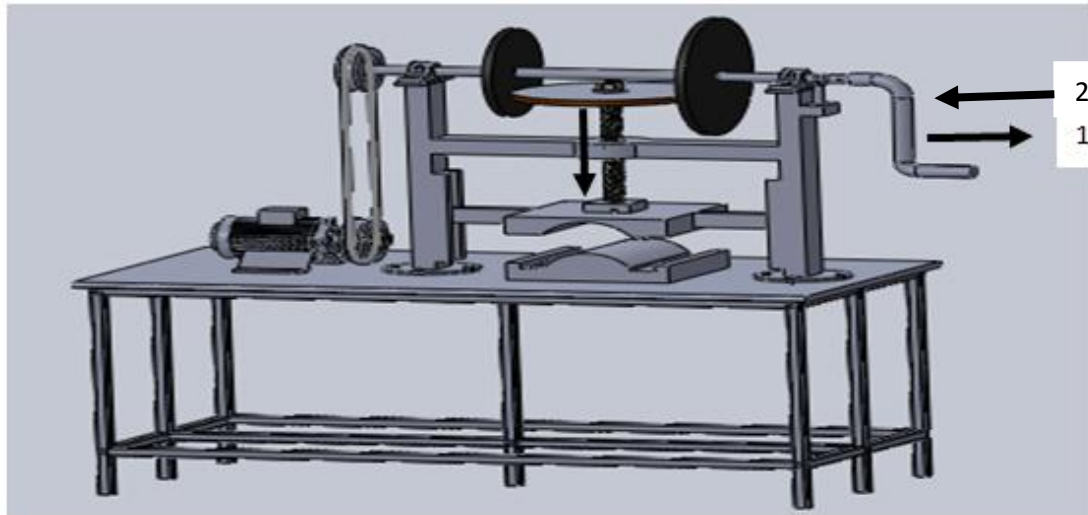
➤ **Etats de surfaces et dureté des pièces en contact avec le coussinet**

Consulter le guide du dessinateur pour obtenir les états de surfaces et duretés HRC à prévoir pour les pièces en contact avec le coussinet.

III-Dimensionnement des différents composants du système étudié

III-1-Fonctionnement

A mesure que le galet s'éloigne du centre du plateau, la vitesse circonférentielle du point de contact devient de plus en plus grande et le galet tourne de plus en plus vite, entraînant ainsi l'arbre récepteur à une vitesse de plus en plus grande.



Figure(30) :Dispositif de commande du poinçon d'une presse à tuile

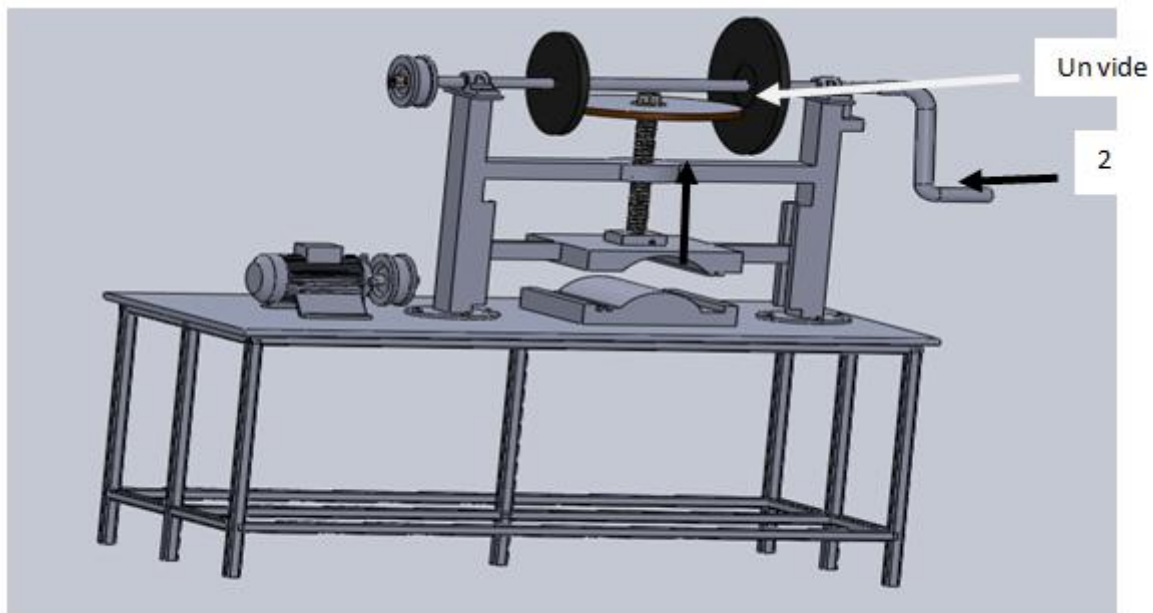
Selon la position du galet en (1) ou (2), le sens de rotation de l'arbre récepteur change.

C'est un mécanisme de ce genre qui est utilisé sur les tours à bobines.

Un dispositif analogue est employé sur certaines presses à emboutie ou à fabriquer les tuiles. L'arbre moteur porte deux plateaux en fonte P_1 et P_2 , il présente un certain jeu longitudinal qui permet d'amener l'un des plateaux en contact avec la garniture de cuir de volant qui assure la manœuvre des poinçons.

Lorsque le plateau (6') est en contact avec le volant(7), celui-ci tourne et, en même temps, descend de plus en plus vite. Au bas de sa course, l'énergie cinétique acquise au cours du mouvement sert à produire du travail de déformation d'un métal, écrasement d'une pâte pour réaliser une tuile.

Le volant est ensuite ramené à son point de départ en appliquant à sa périphérie le plateau (6). Il remonte alors de moins en moins vite et se trouve freiné en fin de course par un vide sur le plateau (6)



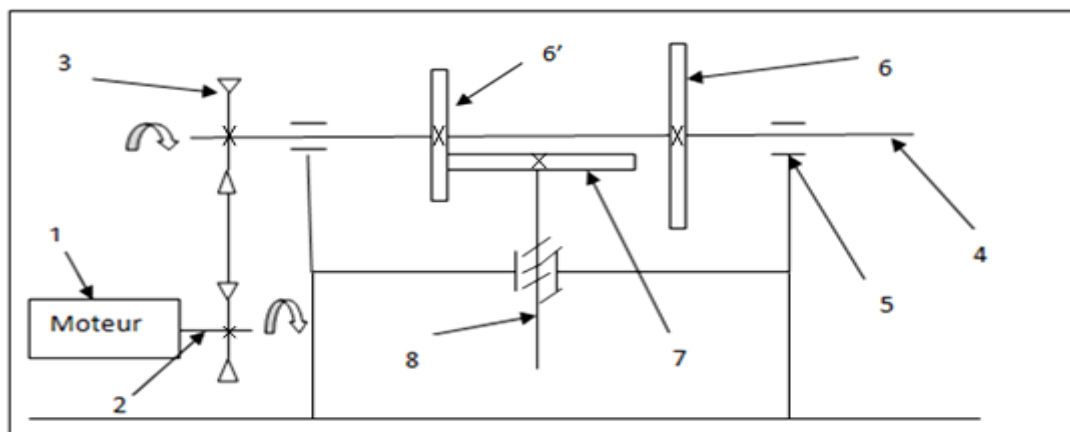
III-2-Données initiales

- Puissance moteur $P_m = 5 \text{ kw}$.
- Vitesse de rotation d'un moteur d'entraînement $N = 500 \text{ tr/min}$.
- Longueur de l'arbre 4 : 1100 mm

III-3-Schéma de principe de fonctionnement

Tout mécanisme est composé de plusieurs sous-ensembles reliés entre eux par une ou plusieurs liaisons et pour mieux comprendre il faut établir un schéma cinématique qui doit représenter la plus fidèlement possible les relations entre les différents groupes de pièces.

La roue 7 en contact avec la roue 6' a une vitesse de rotation proportionnelle à sa distance R à l'axe $x'x$ puisque la vitesse du plateau de la roue 6' ou elle s'appuie est elle-même proportionnelle à sa distance au centre



Figure(31): Schéma de principe.

Désignation	Repère	Nombre
Moteur électrique	1	1
Arbre moteur	2	1
Poulie	3	2
Arbre porte plateau	4	1
Palier	5	2
Plateau	6 et 6'	2
Roue	7	1
Vis	8	1

Tableau(3) : les éléments de la presse à tuile.

A mesure que la roue 7 s'éloigne du centre du plateau d'entraînement 6', la vitesse circonférentielle du point de contact devient de plus en plus grande et la roue 7 tourne de plus en plus vite, entraînant ainsi la vis réceptrice de mouvement à une vitesse de plus en plus grande.

La figure représente le schéma cinématique de la presse à tuile, elle est composée d'un :

- Moteur électrique fixé sur la table.
- Le mouvement d'arbre du moteur électrique est transmis à l'arbre qui porte les deux roues 6 et 6'.
- Le mouvement de l'arbre qui porte les roues 6 et 6' transmet une puissance à la roue 7 par adhérence (en contact).

III-4-Choix du moteur

Le choix du moteur dépend essentiellement de la puissance à utiliser pour faire fonctionner la presse à tuile.

Pour notre presse à tuile on choisit la puissance du moteur de 5kw, et la vitesse de rotation $N=500\text{tr /mn.}$

III-5-Transmission de puissance entre l'arbre moteur et l'arbre porte plateaux :

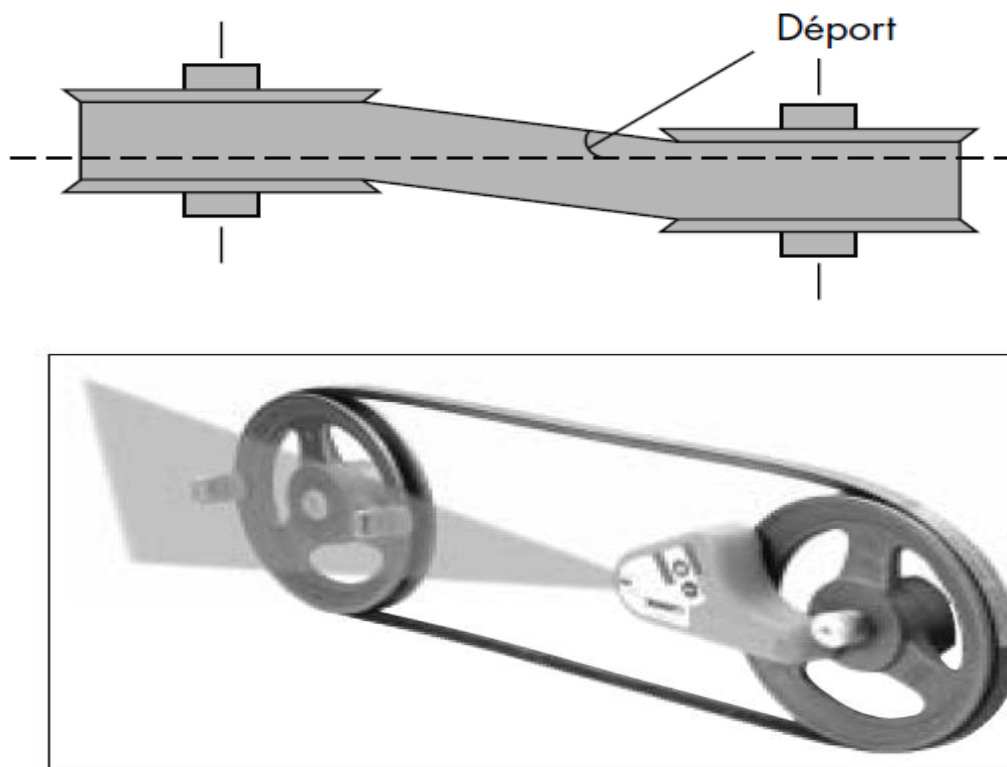
On a opté pour une transmission avec poulie et courroie

III-5-1-Vérification des tolérances d'alignement

En règle général, le déport sur l'alignement des poulies sur la transmission à courroies trapézoïdales ne peut pas dépasser $\frac{1}{2}^\circ$ ou 5mm par 500mm d'entraxe.

L'alignement des transmissions à courroies VSX et synchrones ne peut pas dépasser $\frac{1}{4}^\circ$ ou 2,5mm par 500mm d'entraxe.

Désalignement parallèle : [10]



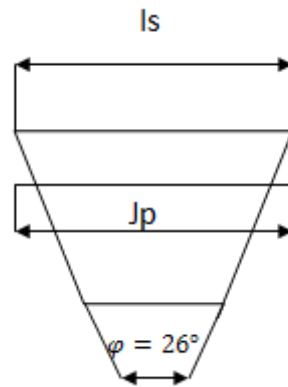
Figure(32): Alignement des poulies de même diamètre

De notre travail on prend des poulies de même diamètre.

III-5-2-Choix de la courroie [11]

Les poulies de notre moteur sont à flasque mobiles ; leurs gorges ont une forme trapézoïdale, donc le choix est imposé de lui-même c'est la courroie trapézoïdale. On choisit la courroie de type : w31, 5 dont les caractéristiques géométriques sont :

- Largeur au sommet : $I_s = 33(\text{mm})$.
- Largeur primitive : $I_p = 31, 5(\text{mm})$.
- Epaisseur : $e = 10 (\text{mm})$.
- Angle $\varphi = 26^\circ$.



III-5-3-Calcul du rapport de transmission

$r = d / D$ avec (d, D de même diamètre)

$r = ND / Nd$ avec N = vitesse de rotation

$r = 1.$

III-5-4-Puissance transmissible

$$P = (T-t) \times V \text{ (en Watt)} \quad (1)$$

$$P = 5 \text{ kW.}$$

Avec T = effort sur le brin tendu (en Newton)

Avec t = effort sur le brin mou (en Newton)

Avec V = vitesse linéaire (en m/s)

Le diamètre de la poulie : $d = 150 \text{ mm}$

III-5-5-Calcul de la vitesse linéaire de la courroie

On a:

$$V = \frac{\pi N \cdot d}{60} \quad (2)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{60}$$

$$V = 3,93 \text{ m/s.}$$

L'effort tangentiel (F) est donné par :

$$F = \frac{P}{V} = \frac{5000}{3,93} \quad (3)$$

$$F = 1272,26 \text{ N}$$

Le coefficient de frottement entre la courroie en caoutchouc et la poulie en alu :

$$f = 0,2$$

Pour les courroies trapézoïdales, on calcule le coefficient de frottement équivalent f_e :

$$f_e = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,2}{\sin (13^\circ)} \quad , (\varphi = 26^\circ) \quad (4)$$

$$f_e = 0,88$$

$$\text{Avec : } T = F \cdot \frac{e^{f_e \cdot \alpha}}{e^{f_e \cdot \alpha} - 1} \quad (5)$$

Où T - effort dans le brin tendu.

α - angle d'enroulement de courroie sur la poulie en radian.

$$\text{On a : } T = 1272,26 \frac{e^{(0,88 \cdot 3,14)}}{(e^{(0,88 \cdot 3,14)} - 1)}$$

l'angle d'enroulement $\alpha = 180^\circ$ ($\alpha = 3,14$ rd).

$$T = 1272,26 \cdot 1,067$$

$$T = 1357,5 \text{ N}$$

III-6-Dimensionnement de l'arbre porte plateaux 4 :

Un arbre est composé des plusieurs surfaces fonctionnelles séparées le plus souvent par des épaulements. On trouve généralement :

- Les zones de contact avec les éléments assurant le guidage
- La zone motrice assurant la liaison avec le moteur ou une poulie ou une roue...
- Les zones réceptrices sur lesquelles viennent se monter les éléments récepteurs (poulies, roues, pignons, cannelures
- Les zones intermédiaires assurant la continuité de matière entre les zones précédemment évoquées.

Matériaux utilisés pour l'arbre et les roues :

Acier XC38 et qui a une limite d'élasticité $R_e = 245 \text{ N/mm}^2$ [12]

Voir le schéma ci-dessus :

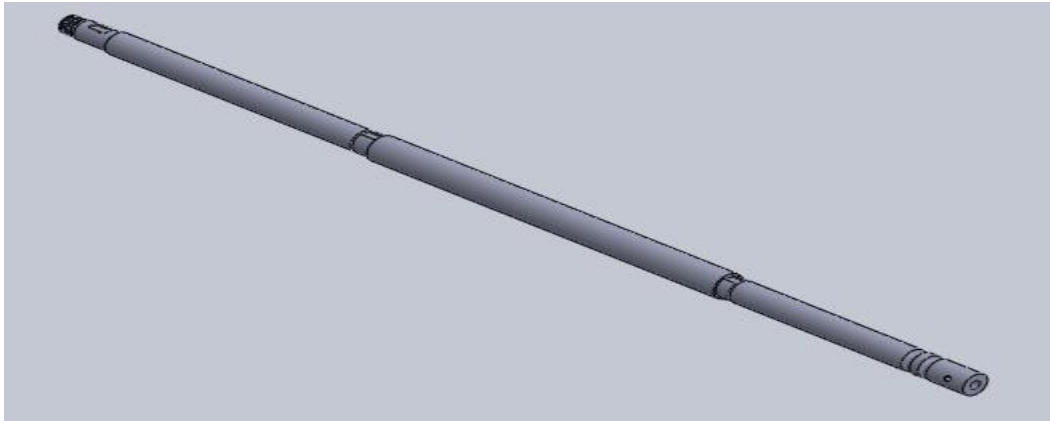


Figure (33) : l'arbre de transmission

- **Calcul de la masse de l'arbre**

Le poids de l'arbre

On a

$$D=35\text{mm}$$

$L= 1100\text{mm}$ (longueur de l'arbre).

Donc la surface de section de l'arbre est :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1225}{4}$$

$$S = 961,6\text{mm}^2$$

$$S = 9,6 \cdot 10^{-4}\text{m}^2$$

Le volume de l'arbre:

$$V = S \cdot L = 9,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1,1$$

$$V = 10,57 \cdot 10^{-4}\text{m}^3$$

La masse de l'arbre :

$M = \rho \cdot v$ avec ρ : masse volumique de l'acier XC38 de l'arbre : 7800kg/m^3 .

$$M = \rho \cdot v = 7800 \cdot 10,57 \cdot 10^{-4}$$

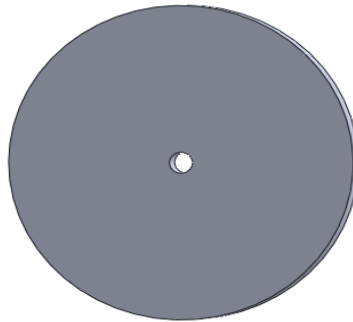
$$M = 8,24\text{kg}$$

$$P = 8,24 \cdot 9,81$$

$$P = 80,8\text{N}$$

III-7-Calcul des masses des roues de friction

- Pour la roue 6'



Figure(34): Roue de friction 6'

On a :

$$d_6 = 30 \text{ mm}$$

$$D_{6'} = 300 \text{ mm}$$

$$E = 20 \text{ mm}$$

$$S = \pi d^2 / 4 \quad (6)$$

$$S = 3,14 \cdot (270)^2 / 4 = 57226,5 \text{ mm}^2.$$

$$S = 0,057 \text{ m}^2$$

Volume de la roue 6'

$$V = S \cdot E \quad (7)$$

$$V = 0,057 \cdot 0,02$$

$$V = 0,00114 \text{ m}^3$$

Volume de la clavette de la roue 6

$$V_c = \frac{H}{2} \cdot W \cdot L = 3 \cdot 10 \cdot 20$$

$$V_c = 600 \text{ mm}^3 = 0,0000006 \text{ m}^3$$

Donc volume de la roue 6

$$V_{6'} = 0,00114 - 0,0000006$$

$$V_{6'} = 0,0011394 \text{ m}^3$$

La masse de la roue 6' (la roue 6' est en acier XC38)

La masse volumique $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$.

$$M = \rho \cdot v \text{ (roue}_6) \text{ avec :} \quad (8)$$

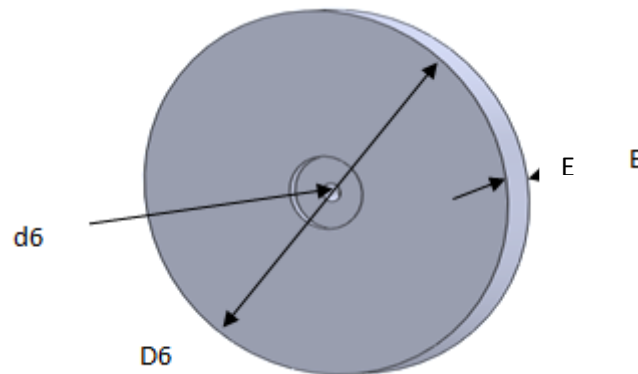
ρ : Masse volumique de la roue 6' en acier XC38

$$M = 7800 \cdot V = 8,88 \text{ kg}$$

$$P = 8,88. 9,81 \quad (g = 9,81N)$$

$$P=87,11N$$

- Pour la roue 6



Figure(35): Roue de friction 6

On a:

$$d_6 = 30\text{mm}$$

$$D_6 = 400\text{mm}$$

$$E = 20\text{mm}$$

$$S_1 = \pi(D_6 - d_6)^2 / 4 = 314 \cdot (370)^2 / 4 = 107466.5\text{mm}^2$$

$$S = 0,107\text{m}^2$$

$$S_2 = \pi d^2 / 4 = 61544\text{mm}^2$$

$$S_2 = 0.061\text{m}^2$$

Volume de la roue 6

$$V_1 = S_1 \cdot E_1$$

$$V_1 = 0,107 \cdot 0,02$$

$$V = 0,00214\text{ m}^3$$

$$V_2 = S_2 \cdot E_2$$

$$V_2 = 0.061 \cdot 0.005 = 0.000305\text{ m}^3$$

$$V = V_1 - V_2 = 0,00214 - 0.000305$$

$$V = 0,00183\text{ m}^3$$

Volume de la clavette de la roue 6

$$V_c = \frac{H}{2} \cdot W \cdot L = 3 \cdot 10 \cdot 15$$

$$V_c = 450\text{mm}^3$$

Donc volume de la roue 6

$$V_6 = 0,00183 - 0,000000450$$

$$V_6 = 0,001834 \text{ m}^3$$

La masse de la roue 6 (la roue 2 est en acier XC38 aussi dont la masse volumique $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$).

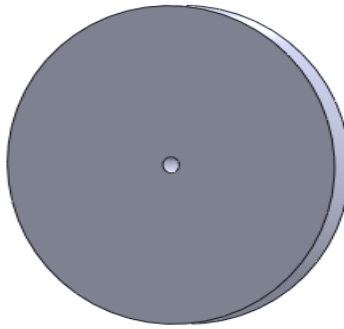
$$M = 7800 \cdot 0,00183$$

$$M = 14,27 \text{ kg}$$

$$P = 14,27 \cdot 9,81 \quad (g = 9,81 \text{ N})$$

$$P = 140 \text{ N}$$

- Pour la roue 7 :



Figure(36): Roue de friction 7

On a :

$$d_7 = 30 \text{ mm}$$

$$D_7 = 400 \text{ mm}$$

$$E = 20 \text{ mm}$$

$$S = \pi(D_7 - d_7)^2 / 4 = 107466.5 \text{ mm}^2$$

$$S = 0,107 \text{ m}^2$$

Volume de la roue 7 :

$$V_7 = S \cdot E$$

$$V_7 = 0,107 \cdot 0,02$$

$$V_7 = 0,00214 \text{ m}^3$$

Vc : Volume de la clavette pour la vis

$$V_c = \frac{H}{2} \cdot W \cdot L = 3 \cdot 10 \cdot 20$$

(9)

$$V_c = 600 \text{ mm}^3 = 0.0000006 \text{ m}^3$$

$$V = V_7 - V_c = 0,00214 - 0,0000006$$

$$V = 0,00213 \text{ m}^3$$

La masse de la roue 3 (la roue est en acier XC38. $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$)

$$M = 7800 \cdot 0,00213$$

$$M = 16,61 \text{ kg}$$

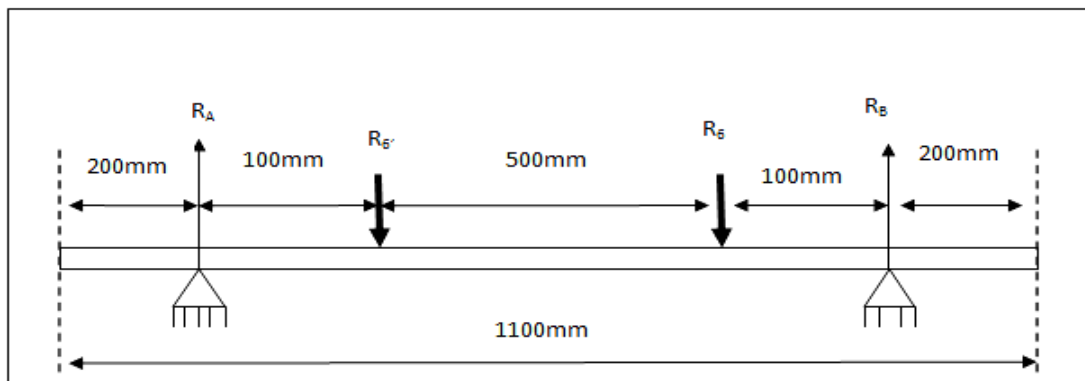
$$P = 16,61 \cdot 9,81 \quad (g = 9,81 \text{ N})$$

$$P = 162,98 \text{ N}$$

III-8- Calcul de RDM des éléments sollicités dans la presse à tuile

III-8-1- Etude de la flexion sur l'arbre qui porte les plateaux

III-8-1-1- Calcul des actions sur les paliers



Figure(37): la répartition de la charge

$$\sum M/A = 0$$

$$R_B \cdot 650 - R_6(550) - P_a(325) - R_6'(100) = 0$$

$$R_B = \frac{R_6(550) + P_a(325) + R_6'(100)}{650} = \frac{77000 + 26260 + 8711}{650}$$

$$R_B = 172,26 \text{ N.}$$

$$\sum M/B = 0$$

$$R_A \cdot 650 - R_6'(550) - P_a(325) - R_6(100) = 0$$

$$R_A = \frac{R_6'(550) + P_a(325) + R_6(100)}{650} = \frac{47910,5 + 26260 + 14000}{650}$$

$$R_A = 135,64 \text{ N.}$$

Calcul des efforts tranchants

En isolant les différentes parties de l'arbre, en allant de $x=0$ jusqu'à $x=650$, en appliquant le PFD et en projetant sur OY on aura :

Zone 1 : $0 < x < 100$

$$T(x) = -R_A = -135,64 \text{ N}$$

Zone 2 : $100 < x < 325$

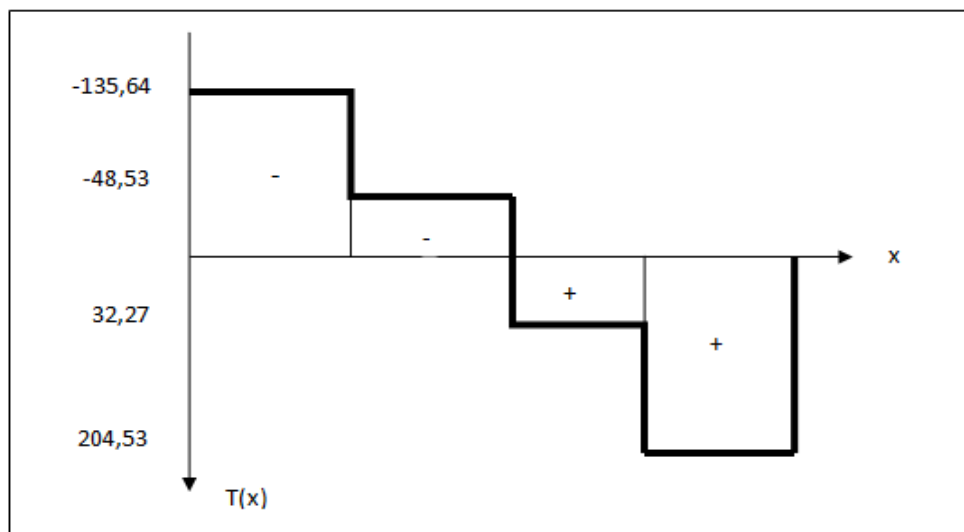
$$T(x) = -R_A + R_6 = -135,64 + 87,11 = -48,53 \text{ N}$$

Zone 3 : $325 < x < 600$

$$T(x) = -R_A + R_6 + P = -135,64 + 87,11 + 80,8 = 32,27 \text{ N}$$

Zone 4 : $600 < x < 700$

$$T(x) = -R_A + R_6 + P + R_6 = -135,64 + 87,11 + 80,8 + 140 = 204,53 \text{ N}$$



Figure(38): Diagramme des efforts tranchant.

- Calcul des moments fléchissant :**

Zone 1 : $0 < x < 0,1$

$$M_f(x) = R_A * x = 135,64(0,1) = 13,56 \text{ N.m}$$

Zone 2 : $0,1 < x < 0,325$

$$M_f(x) = R_A * x - R_6 * (x - 0,1) = 135,64 * (0,325) - 87,11 * (0,225) = 24,48 \text{ N}$$

Zone 3 : $0,325 < x < 0,6$

$$M_f(x) = R_A \cdot x - R_6 \cdot (x - 0,1) - P \cdot (x - 0,325)$$

$$M_f(x) = 135,64 \cdot (0,6) - 87,11 \cdot (0,5) - 80,8 \cdot (0,275) = \mathbf{15,61N}$$

Zone 4 : $0,6 < x < 0,7$

$$M_f(x) = R_A \cdot x - R_6 \cdot (x - 0,1) - P \cdot (x - 0,325) - R_6 \cdot (x - 0,6)$$

$$M_f(x) = 135,64 \cdot (0,7) - 87,11 \cdot (0,6) - 80,8 \cdot (0,375) - 140 \cdot (0,1) = \mathbf{2,42N}$$

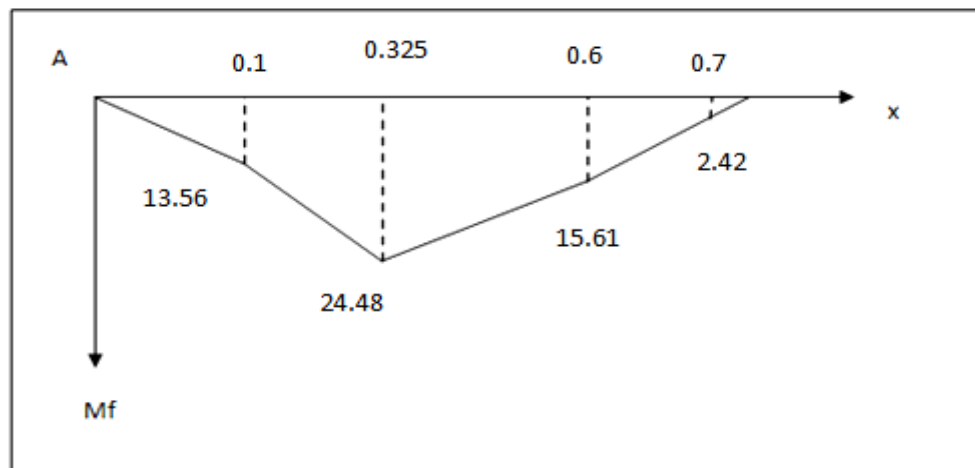


Figure (39): diagramme des moments fléchissants.

Le diagramme montre que le M_{fmax} situé dans la zone 2. ($0,1 < x < 0,325$)

M_{fmax} : Moment fléchissants maximal.

III-8-1-2-Calcul du moment de flexion

- Le moment flexion maxi

$$M_{fmaxi} = R_B \cdot 100 = 172,26 \cdot 100$$

$$\mathbf{M_{fmaxi} = 17226 \text{ N.mm}}$$

On a: $\mathbf{M_t = 95540 \text{ N.mm}}$

III-8-1-3-Calcul le moment idéal

On a :

$$\begin{aligned} M_i &= \sqrt{M_t^2 + M_f^2} \\ &= \sqrt{(17226)^2 + (95540)^2} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\mathbf{M_i = 97080,5 \text{ N.mm}}$$

On prend un acier XC38 et qui a sa limite d'élasticité ($R_e=245\text{N/mm}^2$)

Le coefficient de sécurité $\delta = 2$

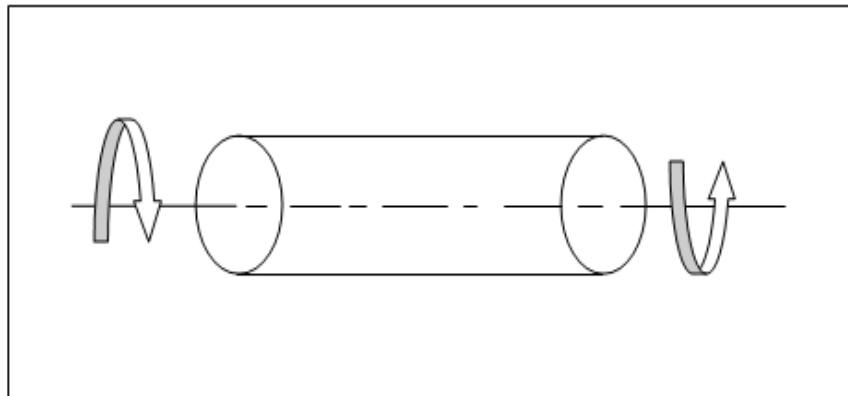
$$R_{pg} = R_e/4 = 61,25\text{N/mm}^2$$

$$\frac{M_i}{0,1d^3} \leq R_{pg}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{R_{pg}/2}} = 31,65\text{mm}$$

On prend un diamètre normalisé $d = 35\text{ mm}$.

III-8-1-4-Etude de la torsion



Figure(40): Arbre soumis à la torsion

$$M_t = \frac{P}{w} \quad (11)$$

Avec : P = puissance transmise par le moteur

w = vitesse de rotation de l'arbre rd/s

$$W = 2\pi N/60$$

$$P = 5\text{kw} = 5000\text{watt}$$

$$W = 2.3, 14.500/60 = 52,33\text{rd/s}$$

$$M_t = 5000/52,33$$

$$M_t = 95,54\text{N.m}$$

III-8-1-5-Calcul des contraintes

- La contrainte normale de torsion

$$\tau_t = \frac{M_t}{\frac{J_o}{V}} \quad (12)$$

Le module de torsion

$$\frac{I_o}{V} = \frac{\pi D^3}{16}$$

$$\frac{I_o}{V} = 8414,21 \text{ mm}^3$$

$$\tau_t = \frac{95540}{8414,21}$$

$$\tau_t = 11,35 \text{ N/mm}^2$$

- La contrainte normale de flexion

$$\sigma_f = \frac{M_{fmax}}{\frac{I_{a.\beta}}{V}} \quad (13)$$

$$\frac{I_{a.\beta}}{V} = 0,1 \cdot d^3 \quad \frac{I_{a.\beta}}{V} = 4287,5 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_f = 4,01 \text{ N/mm}^2$$

III-8-1-6-Calcul de la contrainte $\sigma_{\text{Von Mises}}$

$$\sigma_{\text{Von Mises}} = [\sigma_f^2 + 3 \tau_t^2]^{1/2} \quad (14)$$

$$\sigma_{\text{Von Mises}} = [(4,01)^2 + (34,05)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_{\text{Von Mises}} = 34,28 \text{ N/mm}^2$$

III-9-Clavette [14]

La clavette est utilisée entre un arbre et le moyeu de la machine (poulies, engrenage, etc....) c'est un moyen commode et économique destiné pour tout montage qui tourne à basse vitesse, lorsque on doit fréquemment monter ou démonter l'élément de transmission de l'arbre en générale, le montage à clavette est accompagné d'un serrage léger (c'est que l'alésage est légèrement inférieur au diamètre de l'arbre).

Pour éviter l'excentricité et le jeu en rotation, on distingue trois 3 types principaux de clavettes :

- Les clavettes parallèles (carrées ou rectangulaires)
- Les clavettes inclinées (avec ou sans talon)
- Les clavettes disques.

Remarque : les clavettes et les logements de clavette sont normalisés

En pratique, on choisit une clavette dont la largeur w est environs le quart du diamètre de l'arbre.

$$W = 1/4 d \quad (15)$$

$$d = 35 \text{ mm } (\varnothing \text{ de l'arbre})$$

$$W = \frac{1}{4} 35 = 8,75 \text{ mm.}$$

La longueur de la clavette est alors ajustée pour satisfaire aux exigences de résistance des matériaux. Pour déterminer la résistance d'une clavette, on utilise l'hypothèse simplificatrice voulant que les forces soient distribuées uniformément sur les surfaces d'une clavette.

III-9-1-Calcul d'une clavette rectangulaire

Si la puissance à transmettre p est connue, on peut déduire le couple de torsion M_t en utilisant la relation suivante :

$$M_t = \frac{p}{\omega}$$

ω : Vitesse de rotation rd/s

p : Puissance à transmise watt.

d : Diamètre de l'arbre

M_t : moment de torsion en N.m

Donc :

$$\text{Avec } \omega = \frac{2\pi n}{60} = 52,33 \text{ rd/s} \quad (16)$$

$$M_t = 95,54 \text{ N.m}$$

Ce couple transmet une force F entre l'arbre et la clavette sachant que $M_t = F \cdot \frac{d}{2}$

Ou d : \varnothing de l'arbre.

$$F = \frac{2M_t}{d} \quad (17)$$

$$F = \frac{2 \cdot 95,54}{0,035} = 5459,43 \text{ N}$$

Avec F et la force exercée sur la clavette, cette force F engendre des contraintes de compression (écrasement) sur les surfaces et des contraintes de cisaillement dans le plan de cisaillement de la clavette.

III-9-2-Matière des clavettes

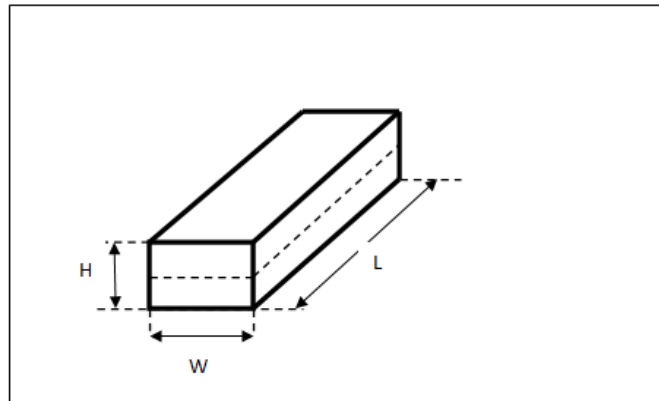
Désignation normalisée : clavette parallèle

Matériau : en général E335 (ancienne norme : A60) Acier à $R_p \geq 600 \text{ N/mm}^2$

Pour les arbres de diamètre entre (30mm-38mm), on prend une clavette avec les caractéristiques suivantes :

- Largeur : $W = 10 \text{ mm}$
- Hauteur : $H = 6 \text{ mm}$
- Longueur : $L = 20 \text{ mm}$

On a le diamètre de l'arbre $d = 35 \text{ mm}$, et la hauteur de clavette $H = 6 \text{ mm}$



Figure(41): clavette rectangulaire

III-9-3-Les contraintes de compression sont [14]

$$\sigma_c = \frac{F}{\frac{S}{2}}$$

S- surface totale latérale de la clavette.

$$S = H.L$$

Comme l'effort de compression s'exerce sur la moitié de la surface latérale donc :

$$\sigma_c = \frac{2F}{L.H}$$

III-9-4-Condition de résistance à la compression

$$\frac{2F}{L.H} \leq \frac{R_p}{s}, \text{ Avec } s : \text{ le coefficient de sécurité } s = 2$$

$$H \geq \frac{4Mt}{\frac{R_p}{s} \cdot d \cdot L}$$

$$H \geq \frac{4.95540}{\frac{600}{2} \cdot 35 \cdot 20}$$

$H \geq 1,82 \text{ mm}$ on prendra la hauteur de la clavette $H = 6 \text{ mm}$

$$\text{Donc : } \sigma_c = \frac{2F}{L.H}; \quad \sigma_c = \frac{2.5459,43}{20.6}$$

$$\sigma_c = 91 \text{ N/mm}^2 \quad R_{pg} = R_p/2 = 300 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_c < R_{pg}$; donc la condition de résistance à la compression est vérifiée.

III-9-5-Condition de résistance au cisaillement

La section soumise au cisaillement est égale à $L.W$ et comme l'effort de cisaillement est égal à

$$\frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{2Mt}{d} \text{ donc :}$$

$$\tau = \frac{2Mt}{l.w.d} \leq R_{pg} \quad (R_{pg} \geq 300 \text{ N/mm}^2) \quad (18)$$

$$\tau = \frac{2.95540}{20.10.35} = 27,29 \text{ N/mm}^2$$

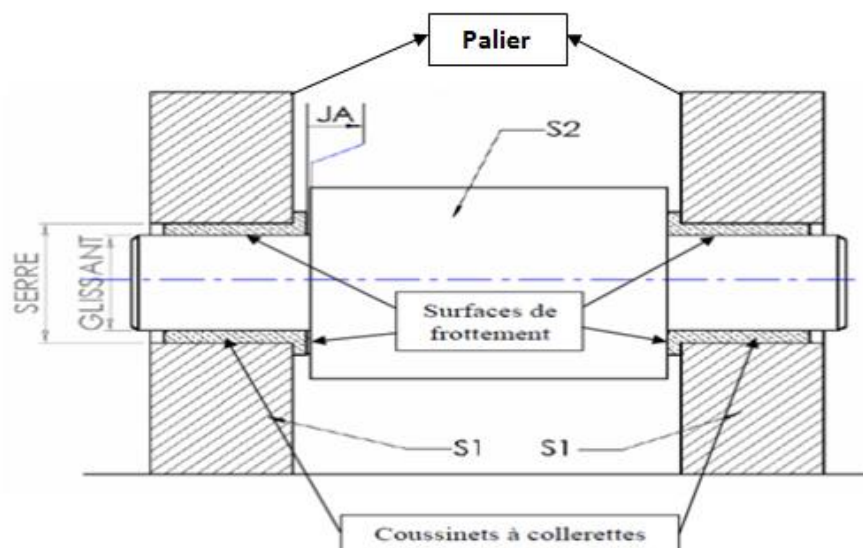
$$\tau = 27,29 \text{ N/mm}^2$$

Donc la clavette résiste au cisaillement: $R_{pg} \geq \tau$

III-10-Dimensionnement des paliers de l'arbre

III-10-1-Définition d'un palier

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission. Suivant l'usage désiré, ces paliers peuvent être lisses où les arbres qui reposent sur des coussinets sont soumis au frottement de glissement entre les surfaces en contact.



III-10-2-Calcul de l'arbre au cisaillement au niveau des paliers

Le diamètre de l'arbre au niveau des paliers A et B égale : 30mm

- **Au niveau du palier A**

On a : $R_A = 135,64 \text{ N}$

La surface de l'arbre est $S = \frac{\pi d^2}{4}$

$$S = 706,5 \text{ mm}^2$$

Au niveau des paliers, le diamètre de l'arbre est : 25mm ; pour l'acier XC38 on a la limite d'élasticité $R_e = 245 \text{ N/mm}^2$

Le coefficient de sécurité $S = 5$

$$R_p = \frac{R_e}{2}$$

$$R_{pg} = \frac{R_p}{2} = \frac{R_e}{4}$$

$$\begin{aligned} R_{pg} \text{ pratique} &= \frac{R_{pg}}{S} = \frac{R_e}{4 \cdot S} \\ &= \frac{245}{4 \cdot 5} = 12,25 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\frac{R_A}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq R_{pg}; \frac{135,64}{706,5} \leq 12,25$$

0,19 ≤ 12,25 (la condition est vérifiée)

- **Au niveau du palier B**

On a : $R_B = 172,26 \text{ N}$

La surface de l'arbre est $S = \frac{\pi d^2}{4}$

$$S = 706,5 \text{ mm}^2$$

$$\frac{R_B}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq R_{pg} \quad (19)$$

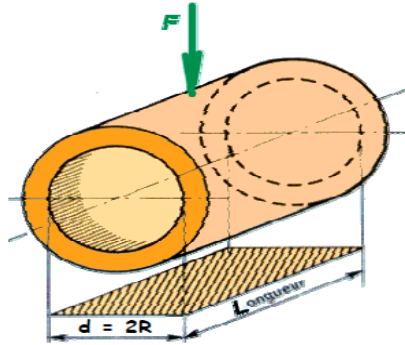
$$\frac{177,84}{706,5} \leq 12,25$$

0,24 ≤ 12,25 (la condition est vérifiée)

III-10-3-Calcul de la pression sur le coussinet

Le diamètre de l'arbre au niveau des coussinets égale : 30mm

$$P = \frac{F}{L.d} \leq P_{adm} \quad (P_{adm} = 7 \text{ à } 35 \text{ Mpa})$$



p : pression spécifique en (Pa),

F : charge radiale en (N),

L : longueur du cylindre de contact en(m),

D : diamètre du cylindre de contact en (m),

$L.D$ est appelée la surface projetée du contact,

P_{adm} : pression admissible par le palier lisse en(Pa).

La limite d'élastique du bronze est 126 N/mm^2

Pour le coussinet du palier A

$$P = \frac{135,64}{0,05 \cdot 0,03} = 90426,66 \text{ Pa}$$

$$P_{adm} = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$P \leq P_{adm} \quad (\text{la condition est vérifiée})$$

Pour le coussinet de palier B

$$P = \frac{172,26}{0,05 \cdot 0,03} = 114840 \text{ Pa}$$

La condition est aussi vérifiée

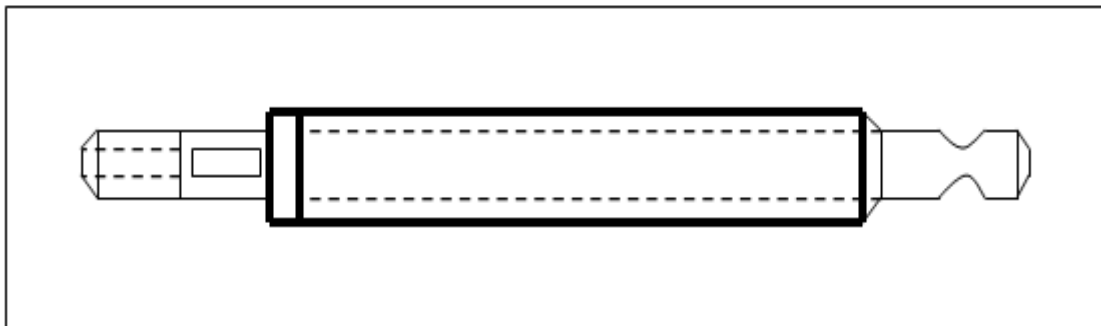
III-11-Dimensionnement de la vis

Dans notre travail on prend un acier XC38 et qui a sa limite élasticité ($R_e=245\text{N/mm}^2$). Sachant que la vis est soumise à la compression et à la torsion.

On prend :

$d=40\text{mm}$ (diamètre de la vis)

$L : 420\text{ mm}$ (l =longueur de la vis)



Figure(42): schéma de la vis

III-11-1-Calcul du poids de la vis

On prend :

$d= 40\text{mm}$

$L= 400\text{mm}$

La surface de la vis : $S= \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} = 1256\text{ mm}^2$

$S= 1, 256. 10^{(-3)}\text{ m}^2$

$V = S.L = 1, 256. 10^{(-3)} \cdot 0, 40$

$$V = 5, 024 10^{(-4)}\text{ m}^3$$

La masse de la vis:

$M= \rho. V= 7800. 5,024.10^{-4}$ (la vis est en acier XC38, aussi dont la masse volumique $\rho=7800\text{ kg/m}^3$).

$M = \rho. v = 7800. 5, 024 10^{(-4)}$

$$M= 3,92\text{ kg}$$

$$p = 3,92 \cdot 9,81$$

$$p = 38,45 \text{ N}$$

III-11-2-Etudes à la compression

$$R_{pg} = \frac{R_e}{4} = \frac{245}{4} = 61,25 \text{ N/mm}^2$$

On prendra un coefficient de sécurité $S = 5$; le poids de la roue 7 est : $P = 162,98 \text{ N}$.

$$F = P_{(vis)} + P_{(roue)} = 38,45 + 162,98 = 210,43 \text{ N}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq R_{pg}$$

Donc :

$$\frac{210,43}{1256} \leq 12,25$$

$$0,167 \leq 12,25 \text{ (la condition est vérifiée)}$$

III-11-3-Etudes à la torsion

La contrainte de torsion exprimée par :

$$M_t = \frac{P}{W}$$

Avec : M_t : le moment de torsion (N.mm)

P : puissance transmise par le moteur (w)

W : vitesse de rotation (rd/s)

Le rapport entre la roue A et la roue C est :

$$\frac{N_A}{N_C} = \frac{R_C}{R},$$

On prend la valeur maximum de $R = 150 \text{ mm}$, et la limite élastique du matériau 245 N/mm^2

$$N_C = \frac{N_A \cdot R}{R_C} = \frac{500 \cdot 150}{200} = 375 \text{ tr/mn}$$

$$W = \frac{2\pi N_C}{60} = 39,25 \text{ rd/s}$$

$$M_t = \frac{30P}{\pi \cdot N_C} = 127,38 \text{ N.mm}$$

$$\tau_{\text{maxi}} = \frac{M_t}{I_0} R_{\text{maxi}} = \frac{M_t}{\left(\frac{\pi}{32}\right)} \leq R_{pg} \quad (R_{pg} = \frac{R_e}{4})$$

$S = 5$ coefficient de sécurité

$$R_{pg} = \frac{245}{4.5} = \frac{245}{20} = 12,25 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{127,38}{12560} \leq 12,25$$

$0,010 \leq 12,25$, Donc la condition est vérifiée

III-11-4-Calcul des vitesses de translation de la vis

Etape(1) : quand la roue (6') se met en contact avec la roue (7)

On a: $N_6 = 500 \text{ tr /mn}$; $R_7 = 200 \text{ mm}$

$$R = ? ; N_7 = ?$$

Exemple :

- $R = 50 \text{ mm}$.

$$N_C = \frac{N_A R}{RC} = \frac{500.50}{200} = 125 \text{ tr/mn}.$$

Pour trouver la vitesse de translation il faut multiplier la vitesse de rotation par le pas de la vis (le pas de la vis est 5mm)

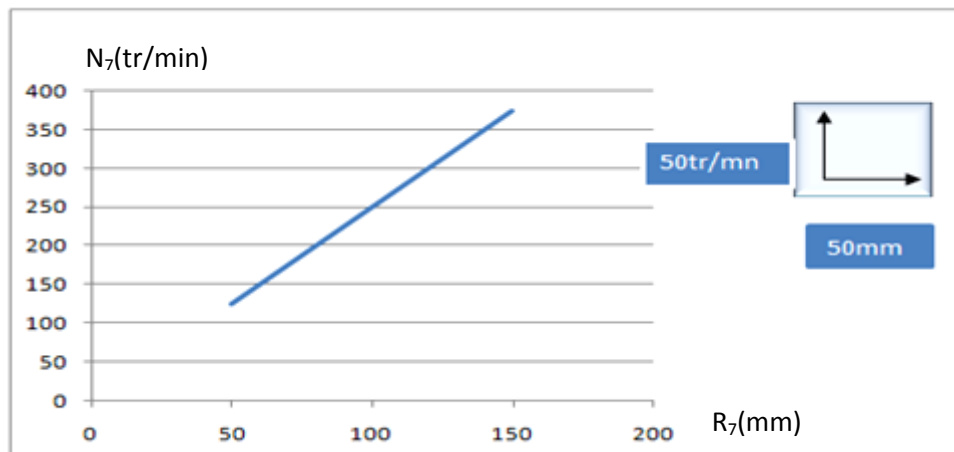
$$W = \frac{2\pi N}{60} * \text{Pas}$$

$$W = \frac{2 * 3,14 * 125}{60} * 0,005 = 0,065 \text{ m/s}$$

R(mm)	N (tr/mn)	Vitesse de translation (m/s)
50	125	0,065
75	187,5	0,098
100	250	0,13
125	312,5	0,16
150	375	0,19

Tableau (4) : vitesse de rotation de la vis (étape1)

Graphes des vitesses de rotation de la vis



Figure(43) : diagramme des vitesses de rotation (étape1)

Donc si, on augmente R (R : la distance entre l'axe de l'arbre et la roue 7), on voit que la vitesse de rotation augmente aussi.

Etape (2) : quand la roue(6) se met en contact avec la roue (7)

On a: $N_6 = N_7 = 500 \text{ tr /mn}$; $R_7 = 200 \text{ mm}$

$R = ?$; $N_7 = ?$

Exemple :

- $R = 200 \text{ mm}$.

$$N_C = \frac{N_6 \cdot R}{R_7} = \frac{500 \cdot 200}{200} = 500 \text{ tr/mn}.$$

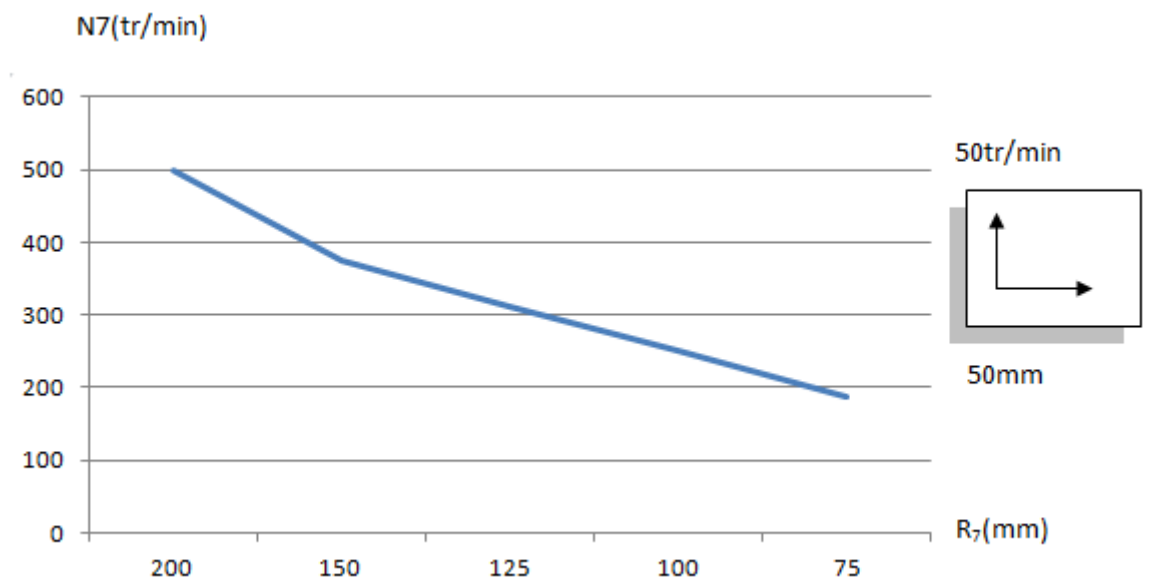
Et la vitesse de translation

$$W = \frac{2\pi N}{60} * P_{\text{as}}$$

$$W = \frac{2 * 3,14 * 500}{60} * 0,005 = 0,26 \text{ m/s}$$

R(mm)	N (tr/mn)	Vitesse de translation (m/s)
200	500	0,26
150	375	0,19
125	312.5	0,16
100	250	0,13
75	187.5	0,098

Tableau (5) : vitesse de rotation de la vis étape2)



Figure(44) : diagramme des vitesses de rotation (étape2)

III-11-5-Calcul la puissance transmise par les deux roues soumises au contact

On a :

$N_A = N_B = 500 \text{ tr/mn}$, (vitesse de rotation de la roue A et B en tr/min).

$f = 0,3$ (coefficient de frottement entre les deux roues en contact).

R_A : rayon de la roue 6'.

R_B : rayon de la roue 6.

$P_B = 50 \text{ N}$ (effort de poussée exercée en N).

Donc:

- **Pour la roue A**

$$P_m = \frac{P_B \cdot f \cdot N_A \cdot \pi \cdot R_6}{30}$$

$$P_m = \frac{50.0,3.500.3,14.0,15}{30}$$

$$P_m = 117,75 \text{ watt.}$$

- **Pour la roue B**

$$P_m = \frac{P_B \cdot f \cdot N_A \cdot \pi \cdot R_6}{30}$$

$$P_m = \frac{50.0,3.500.3,14.0,2}{30}$$

$$P_m = 157 \text{ watt.}$$

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons calculer les différents éléments composant du presse a tuile ; en faisant appel aux notions de résistance des matériaux et de construction mécanique.

IV-1-Généralités

IV-1-1-Introduction

Le présent chapitre est considéré comme la partie principale de cette étude car elle est consacrée à donner une valeur au calcul que nous avons fait et obtenir un produit de meilleure précision en un moindre temps, ce qui confère une grande importance quant à l'utilisation des logiciels de CAO dans la conception des produits en général.

IV-1-2-Définition de la CAO

Nous pouvons définir la Conception Assistée par Ordinateur (CAO) par l'ensemble des outils logiciels et des techniques informatiques qui permettent d'assister les concepteurs lors de la conception et la mise au point d'un produit.

IV-1-3-Les avantages et les inconvénients de la CAO

- **Les avantages** : les principaux avantages cités par les utilisateurs sont :
 - Un processus de conception plus efficace ;
 - Meilleure précision ;
 - Réduction du temps de conception d'où la réduction du coût ;
- **Les inconvénients** : il y a également quelques inconvénients comme :
 - Coût du matériel ;
 - Coût des formations

IV-1-4-Logiciel utilisé

Un programme en général de type industriel doit être capable de résoudre des problèmes variés de grandes tailles (de mille à quelques centaines de milliers de variables). Ces programmes complexes nécessitent un travail d'approche non négligeable avant d'espérer pouvoir traiter un problème réel de façon correcte. Citons à titre d'exemple, quelques noms de logiciels : SOLID WORKS (COSMOS WORKS), KATIA, ABAQUS Etc. les possibilités offertes par de tels programmes sont nombreuses :

- Analyse statique ou dynamique.
- Prise en compte de lois de comportement complexe.

- Prise en compte de phénomènes divers (élasticité, thermique,).
- Problèmes d'optimisation,... etc.

L'utilisation de tels programmes nécessite une formation de base minimale.

IV-1-5- Les différents utilisations de SolidWorks

Ce logiciel est utilisé par des concepteurs, des ingénieurs, des étudiants et d'autres professionnels pour concevoir des pièces, des assemblages et des mises en plan complexes. De plus, ils peuvent être utilisés dans plusieurs domaines, nous citons par exemple :

- Produits du design industriel ;
- Ouvrages de génie civil ;
- Ouvrages d'architecture ;

IV-2- Modélisation géométrique

La modélisation géométrique des pièces d'une presse à tuile avec le logiciel SolidWorks passe par 3 étapes essentielles :

- Création des pièces en model de 2D (2 dimensions) ;
- Création des pièces en model 3D (3 dimensions) ;
- Assemblage des pièces.

IV-2-1- Modélisation Géométrique de l'arbre

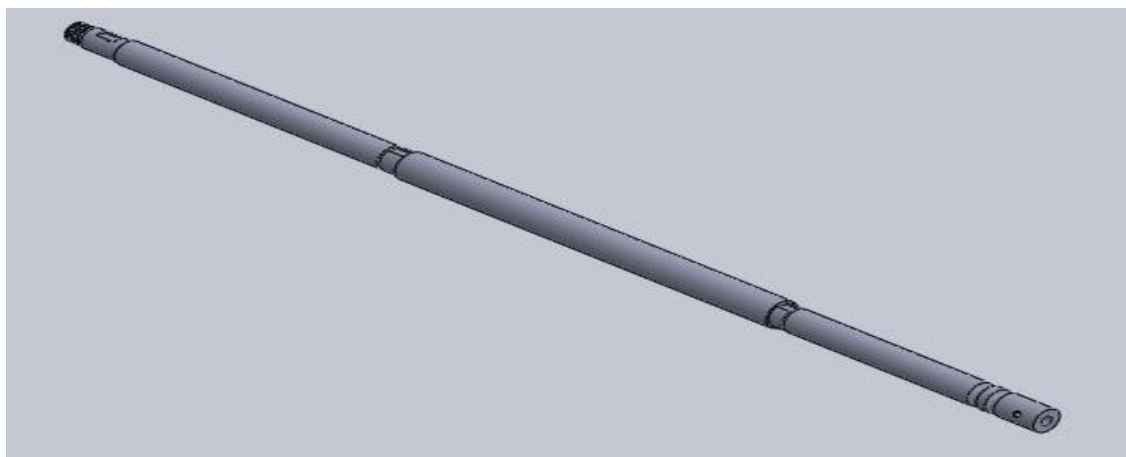
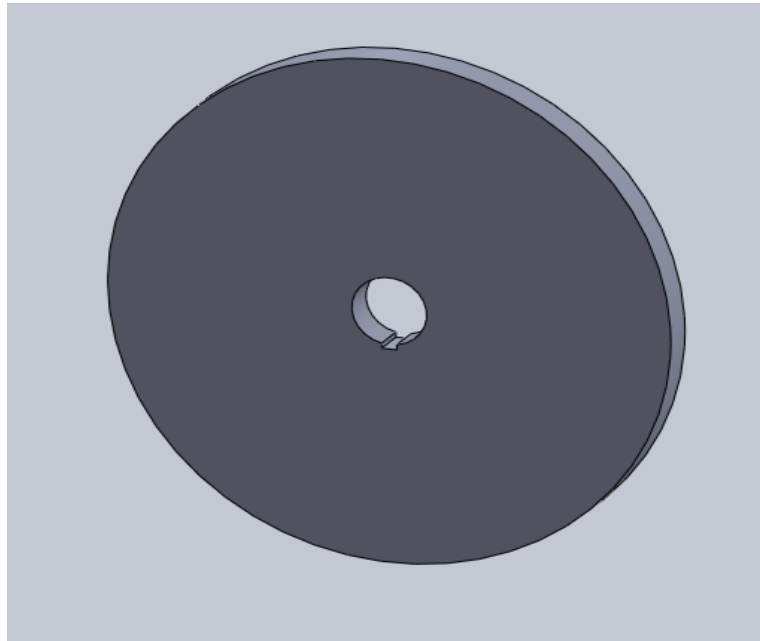
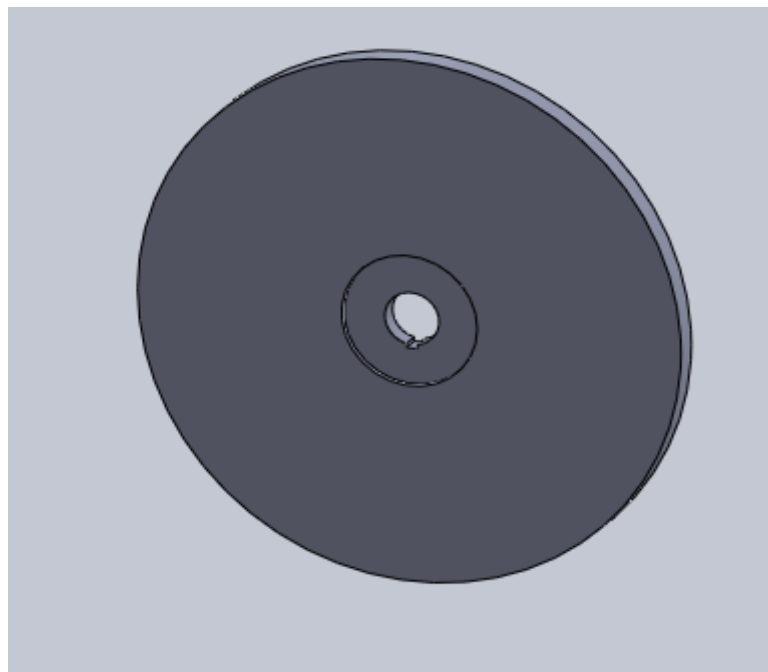


Figure (45) : Modèle CAO de l'arbre

IV-2-2-La Roue(1)

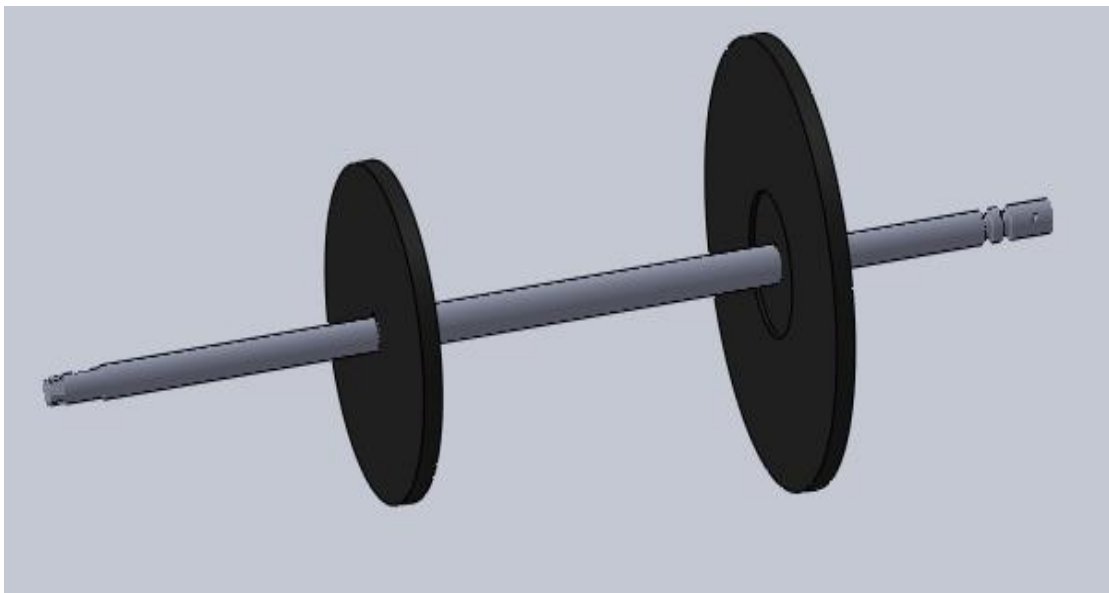
Figure(46): Modèle CAO de la roue1

IV-2-3-La Roue(2)

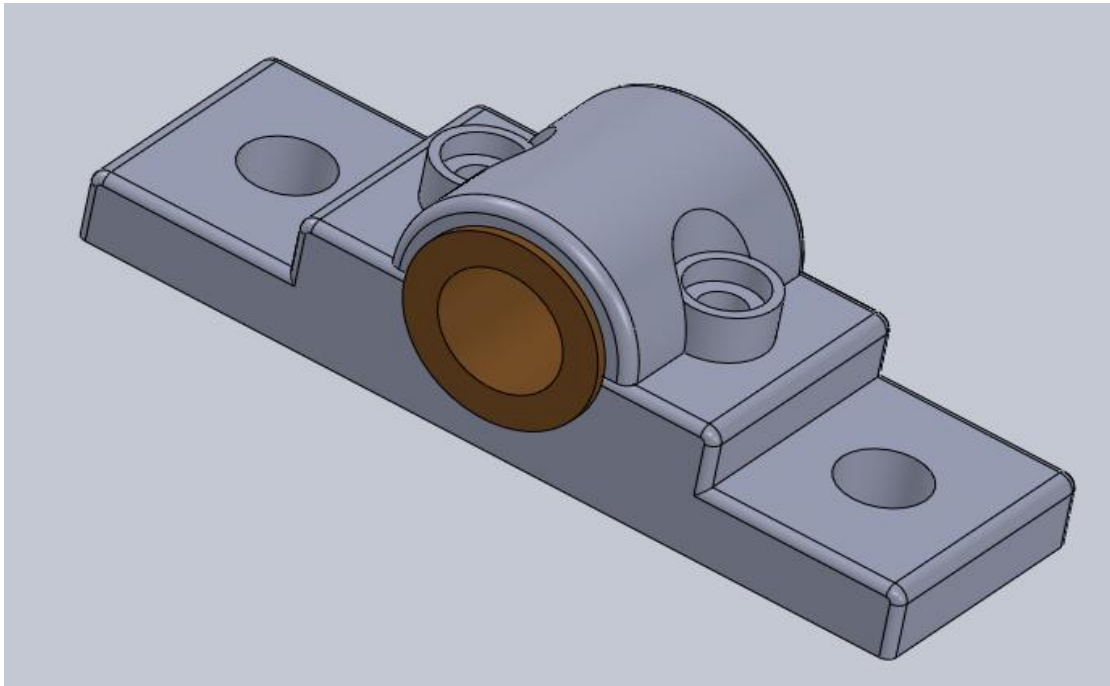
Figure(47) : Modèle CAO de le Roue(2)

IV-2-4- La Roue(3)

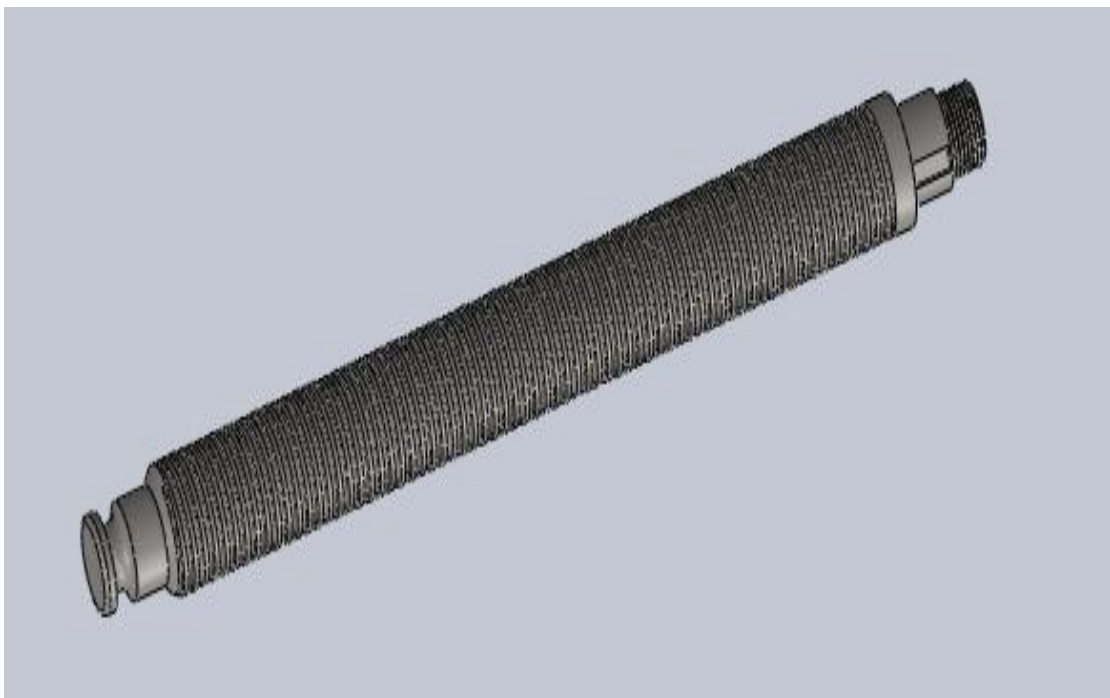
Figure(48) : Modèle CAO de le Roue(3)

IV-2-5-L'arbre et les deux roues

Figure(49) : Modèle CAO des roues avec l'arbre

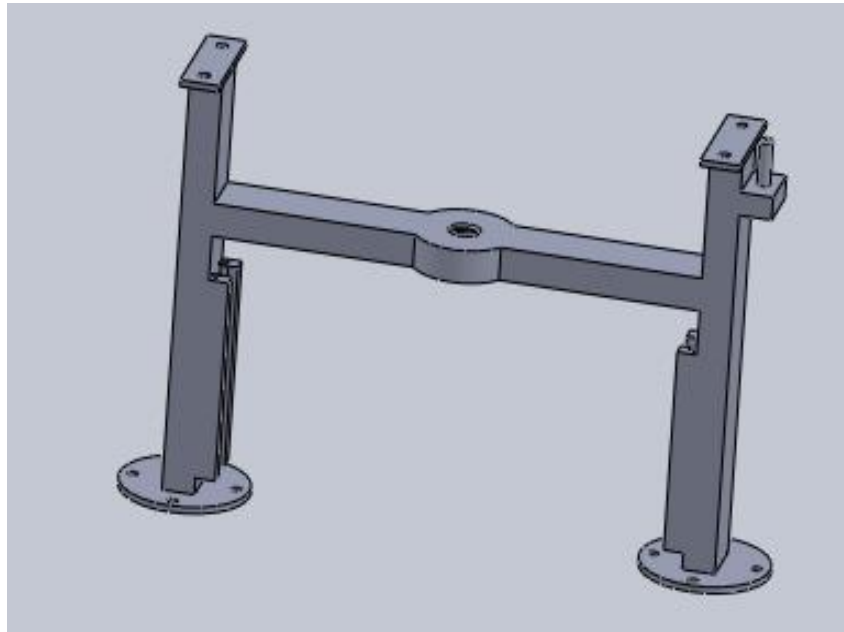
IV-2-6-Le palier et le coussinet

Figure(50) : Modèle CAO de palier et le coussinet

IV-2-7-La vis

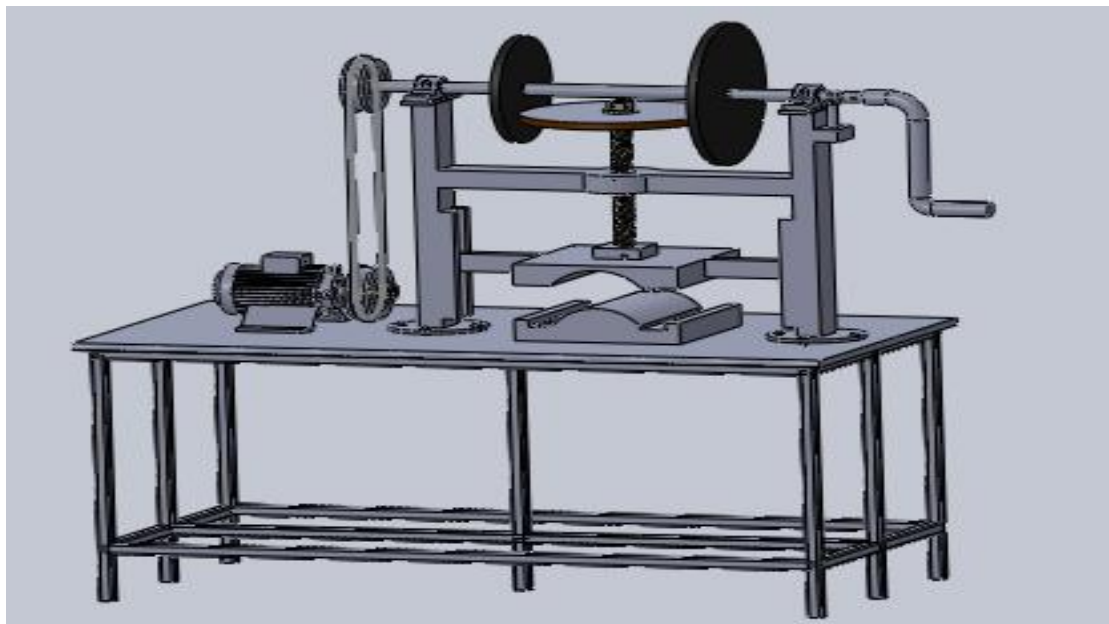
Figure(51) : modèle CAO de la vis

IV-2-8 -le pied



Figure(52) :pièd de la presse

IV-3-Assemblage fini de la presse



Figure(53) : Assemblage d'une presse

IV-4- Modélisation numérique

IV-4-1-Introduction aux éléments finis

La méthode des éléments finis fait partie des outils de mathématiques appliquées. Il s'agit de mettre en place à l'aide des principes hérités de la formulation vibrationnelle ou formulation faible, un algorithme discret mathématique permettant de rechercher une solution approchée d'une équation aux dérivées partielles (EDP) sur un domaine compact avec conditions aux bords et/ou dans l'intérieur du compact.

Il s'agit donc avant tout de la résolution approchée d'un problème, ou, grâce à la formulation vibrationnelle, les solutions du problème vérifient des conditions d'existence plus faibles que celle des solutions du problème de départ et ou une discrétisation permet de trouver une solution approchée.

Le but de calcul par élément finis est la détermination des déplacements puis des contraintes dans la structure de manière à valider la conception.

Nous utilisons la méthode des éléments finis dans notre étude pour déterminer le comportement des pièces sollicitées (arbre et roue) de la presse à tuile, et nous avons choisis le logiciel de simulation numérique SolidWorks.

De façon générale, une résolution par élément finis comporte trois étapes :

- Préparation des données ou pré-procession (génération de données) : définir le problème ; les étapes majeures sont données ci-dessous :
 - Définition des points clés (keypoints)/lignes/surfaces/volumes ;
 - Définir le type d'élément fini, ses propriétés géométriques et les propriétés physiques des matériaux ;
 - Maillage des lignes /surfaces/volume si cela est requis ;
 - Définition des matériaux.
- Traitement ou processing : assigner les charges, contraintes (conditions aux limites) et résolution ; nous spécifions notamment la nature des charges (localisées et/ou distribuées), contraintes ou conditions aux limites (translation et rotation) et finalement, on résout le système d'équations ;
- Post-pressing (poste traitement) : visualisation et interprétation des résultats ; lors de cette étape, on peut examiner :

- La liste des déplacements nodaux ;
- Les forces et des moments au niveau des éléments ;
- Tracé des déformées.

IV-4-2-Le maillage

La méthode des éléments finis repose sur un découpage de l'espace selon un maillage.

Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et nous avons tendance à resserrer la maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où nous pensons que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que nous obtiendrons par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la « vraie » solution de l'équation aux dérivées partielles.

IV-4-3- Différents types de maillage

IV-4-3-1- Maillage linéaire

C'est généralement un élément à degré de liberté (DDL) par nœuds (u , v , w), pour déterminer son énergie élastique.

IV-4-3-2- Maillage surfacique

C'est un élément bidimensionnel dans lequel on suppose que les contraintes sont uniformes dans l'épaisseur et qu'elles sont perpendiculaires au plan de l'élément. Il est utilisé pour modéliser des structures minces travaillant en membrane, c'est-à-dire sans rigidité de flexion.

IV-4-3-3- Maillage volumique

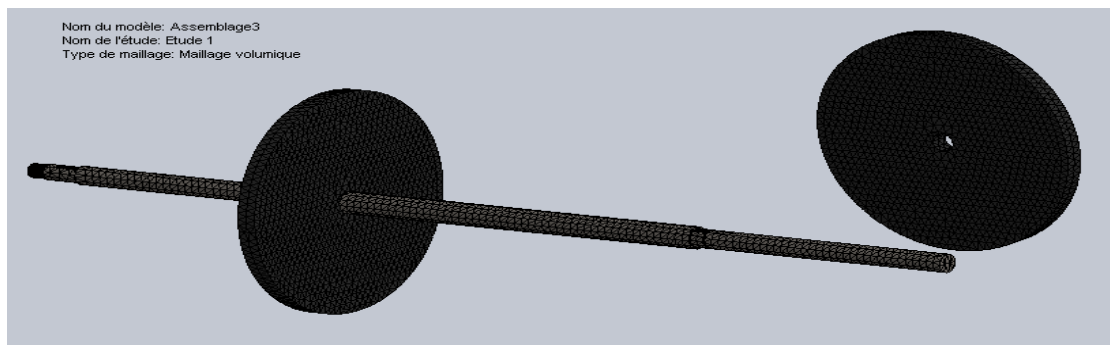
Dans cet élément, aucune hypothèse simplificatrice n'est posée sur les déformations et les contraintes. Il est par contre, nécessaire, pour calculer l'énergie élastique, de faire des hypothèses sur l'évolution du champ de déplacement à l'intérieur de l'élément.

IV-4-4- Génération d'un maillage

Pour générer un maillage volumique, il faut tout d'abord créer un modèle géométrique ou importer directement un modèle géométrique issu d'un logiciel CAO comme SolidWorks. Pour SolidWorks nous avons choisi un maillage par défaut.

IV-4-5- Maillage des pièces de la presse à tuile

Le maillage des pièces de la presse à tuile se fait comme le montre les figures suivantes :



Figure(54) : le maillage des de la presse

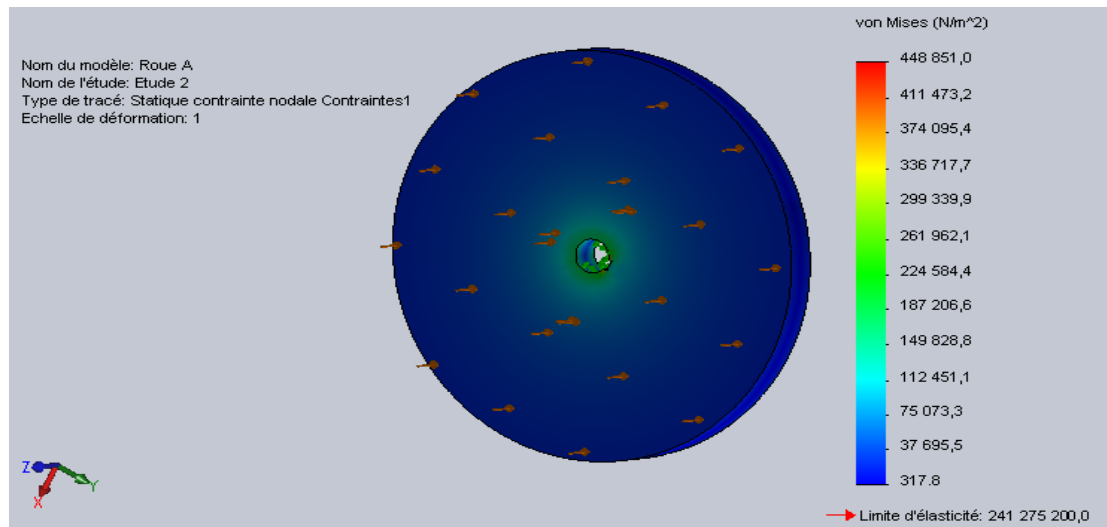
IV-5-Vérification des résultats des roues

IV-5-1-Simulation à l'état statique

Il ne faut jamais se baser sur les décisions de conceptions sur les données présentées dans ce rapport. On utilise ces informations en conjonction avec des données expérimentales. Des tests réels sont indispensables pour valider le produit final. La simulation utilisée dans ce cas nous aide à réduire au maximum le nombre d'essais sur la pièce, mais pas en les supprimant totalement.

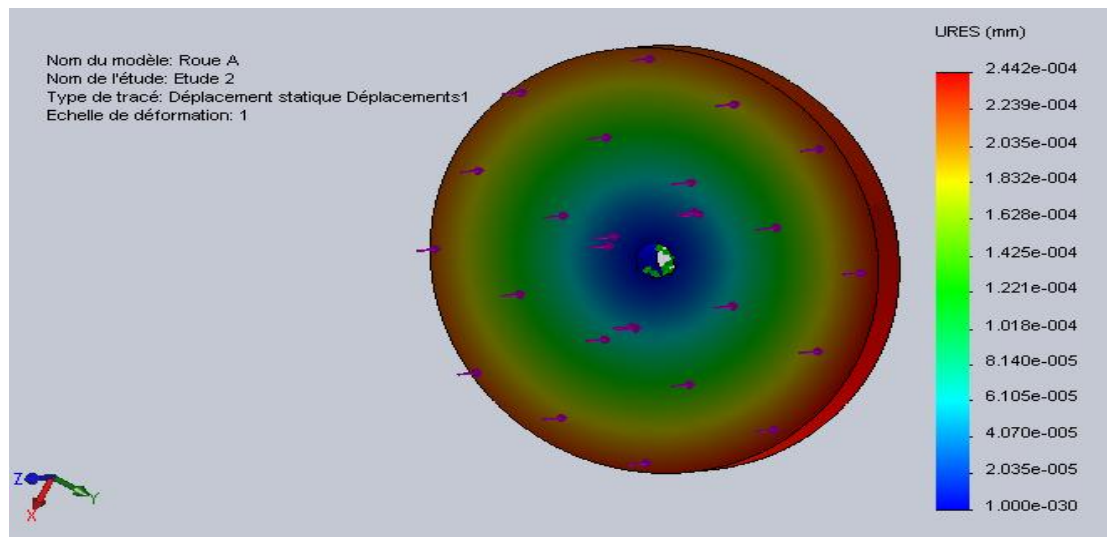
IV-5-2-Analyse statique de la roue

Charge appliquée = 50N sur une roues.



Figure(55) : graphe de contrainte de Von Mises

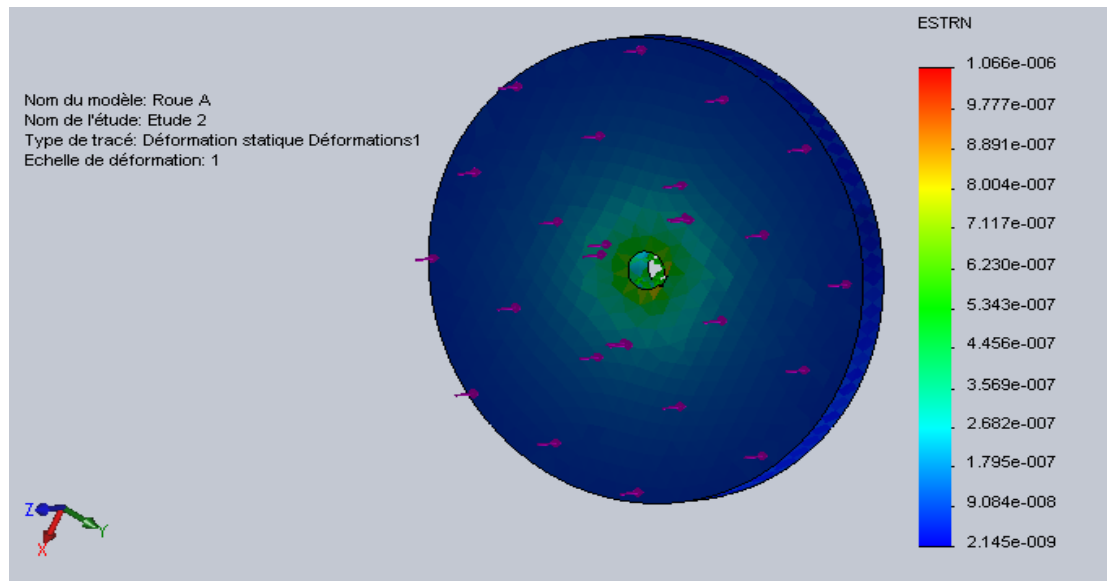
D'après la figure(55) la roue est complètement en couleurs bleu ce qui correspond, dans le diagramme de contrainte de Von Mises, nous permet de constater que les sollicitations qui lui sont appliquées n'influent pas sur sa structure, cependant sa résistance dans le cas statique est vérifiée.



Figure(56) : graphe de déplacements

L'analyse de la figure(56) nous montre que le déplacement maximum se situe sur la face supérieure de la roue ce qui est attendu puisque la charge imposé est une

déformation maximale au bord de la face supérieure de la roue qui est de l'ordre de $2,442 \cdot 10^{-4}$ mm

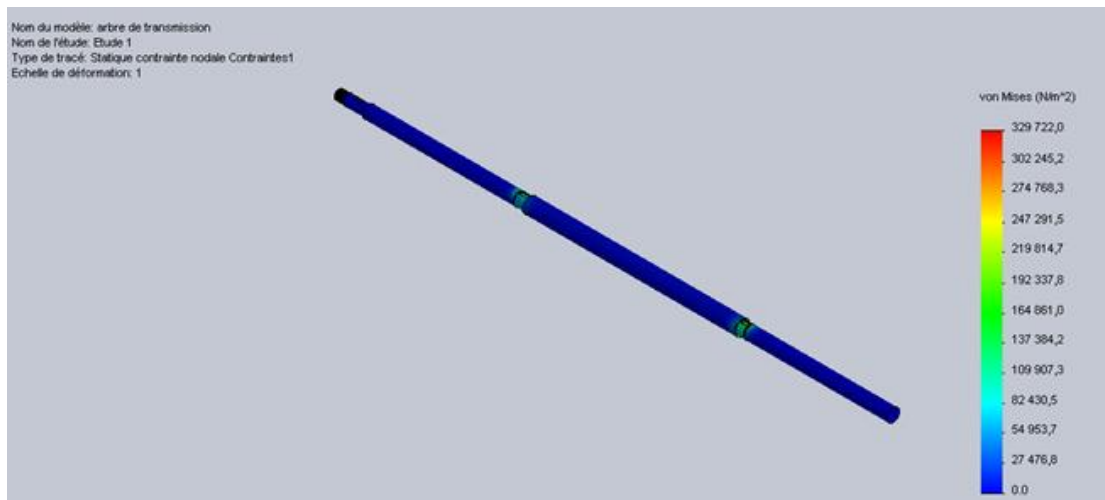


Figure(57) : graphe de déformation de la roue

La figure (57) justifie l'état de contrainte de la roue, tel que la variation de la déformation est comprise entre $2,145 \cdot 10^{-9}$ et $1,066 \cdot 10^{-6}$, qui est une déformation aussi minime par rapport aux dimensions des différents éléments.

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	Von : contrainte de Von Mises	317,8N/m ² Nœud : 1358	448851N/m ² Nœud : 796
Déplacements1	URES : déplacement résultant	0 mm Nœud : 1	2,442e-4mm Nœud : 131
Déformations1	ESTRN : déformation équivalente	2,145 e-9 Elément : 473	1,066 e-6 Elément : 1608

IV-6-Analyse statique de l'arbre on flexion



Figure(58) : graphe de contrainte de Von Mises (arbre soumis à la flexion)

D'après la figure (58) l'arbre est complètement en bleu ce qui correspond, dans le diagramme de contrainte de Von Mises, à une fourchette de contrainte qui varie entre 0 et 329722 Pa, ce qui nous permet de constater que les sollicitations qui lui sont appliquées n'influencent pas sa structure, cependant sa résistance dans le cas statique est vérifiée.

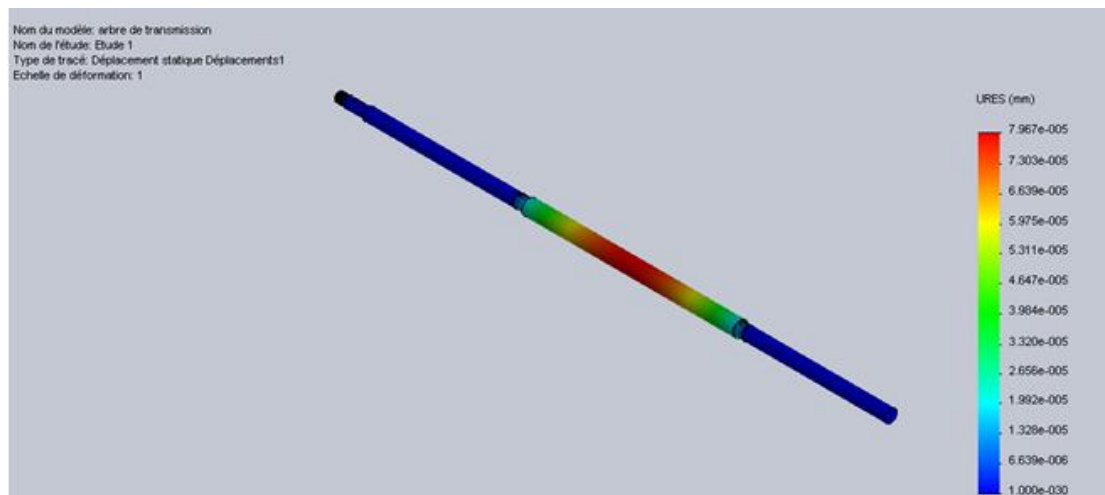
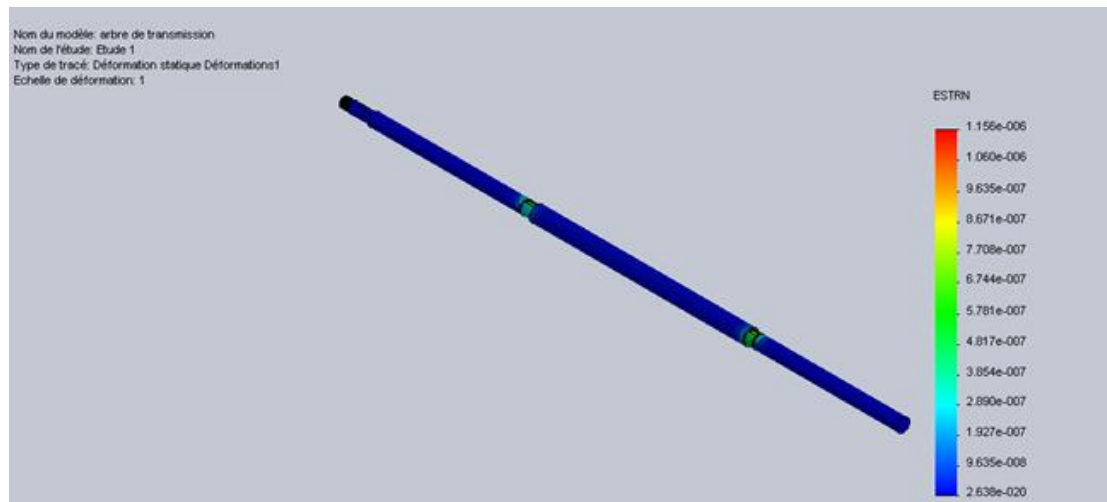


Figure (59) : graphe de déplacement (arbre soumis à la flexion)

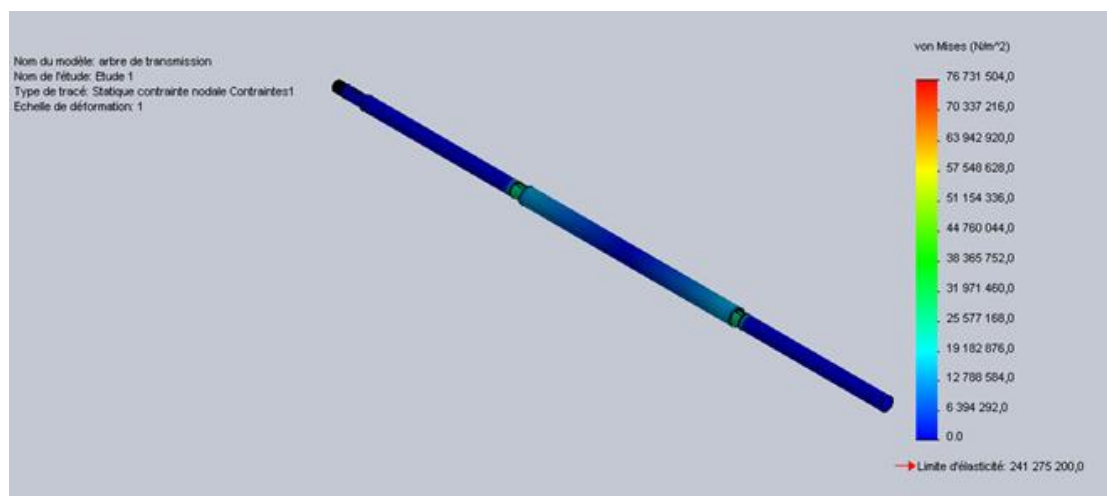
L'analyse de la figure nous montre que le déplacement maximum se situe sur la face cylindrique de l'arbre ce qui est attendu puisque la charge imposée est une déformation maximale aux milieux de la face cylindrique (couleur rouge) de l'arbre qui est de l'ordre de 7.96704×10^{-5} mm.



Figure(60) : graphe de déformations (arbre soumis à la flexion)

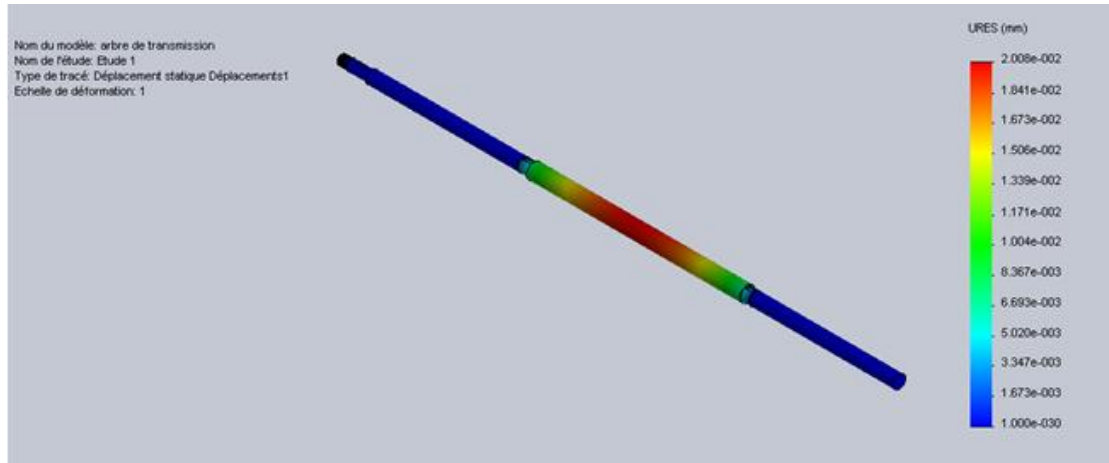
La figure(60) montre l'état de contrainte de l'arbre en flexion, tel que la variation de la déformation est comprise entre $2.63761e-020$ et $1.15615e-006$, qui est une déformation aussi minime par rapport aux dimensions des différents éléments.

IV-7-Analyse statique de l'arbre en torsion



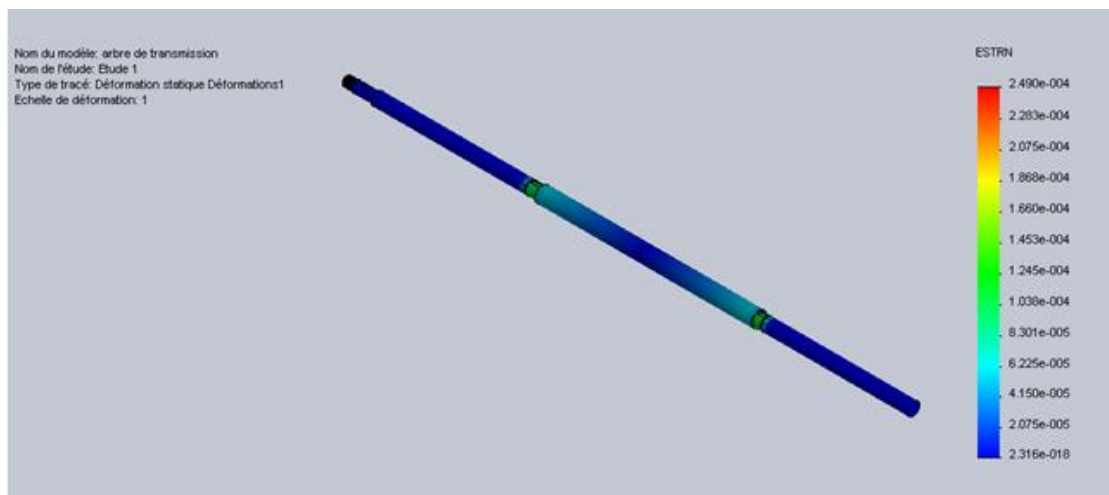
Figure(61) : graphe de contrainte de Von Mises (arbre soumis à la torsion)

La concentration des contraintes maximum est enregistrée au niveau du contact entre l'arbre et des roues de friction, elle est de l'ordre $78,731$ Mpa



Figure(62) : graphe de déplacements (arbre soumis à la torsion)

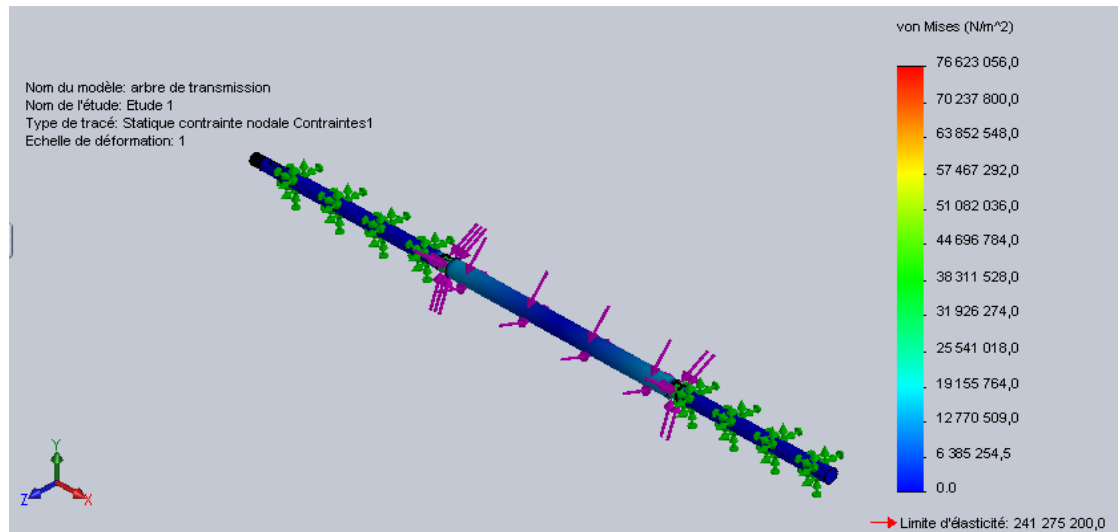
L'analyse de la figure(62) nous montre que le déplacement maximum se situe sur la face cylindrique de l'arbre, puisque la charge impose et une déformation maximale au bord de la face cylindrique.



Figure(63) : graphe de déformation (arbre soumis à la torsion)

La figure(63) justifie l'état de contrainte de l'arbre, tel que la variation de la déformation est comprise entre $2,31 \cdot 10^{-18}$ et $2,49 \cdot 10^{-4}$, qui est une déformation aussi minime par rapport aux dimensions des différents éléments.

IV-8-analyse statique de l'arbre en flexion et on rotation



Figure(64): graphe de Déformations (flexion et torsion)

On constate que la contrainte de Von mises est très faible, figure (64), 70.23 MPA comme contrainte maximale (extrémité de l'arbre) avec une limite d'élasticité de 241.27, donc l'arbre n'est pas soumis à des contraintes intenses.

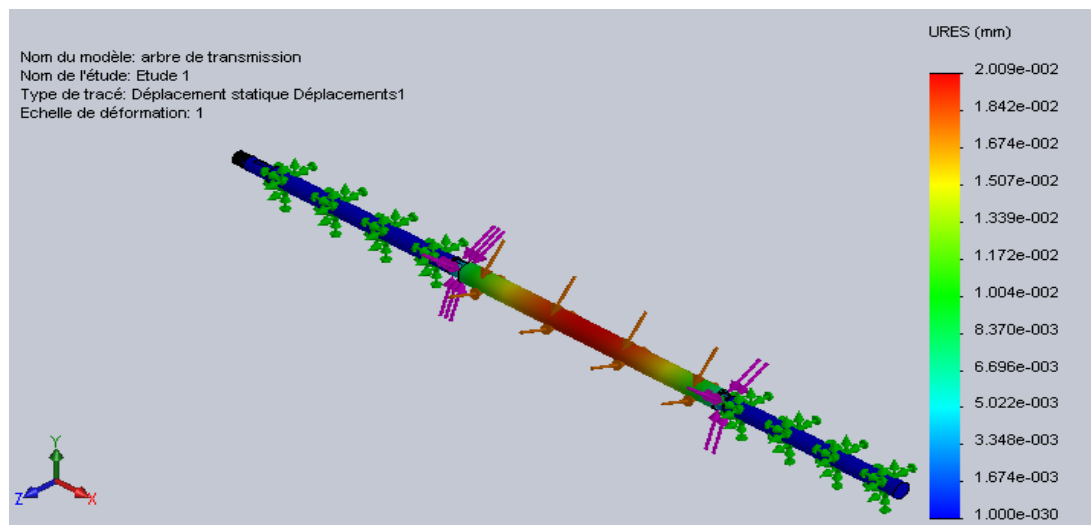


Figure (65): graphe de déplacements (flexion+ torsion)

La figure (65) justifie l'état de contrainte de l'arbre, tel que la variation de la déformation est comprise entre $1.000 \cdot 10^{-30}$ et $2.009 \cdot 10^{-2}$, qui est une déformation aussi minime par rapport aux dimensions des différents éléments.

Conclusion

Dans ce chapitre on a trouvé des difficultés à mailler la machine (presse à tuile), mais on a trouvé la solution de mailler les pièces de la presse à tuile un par un pour arriver à de bons résultats qui confirme la résistance de ces éléments soumis aux différents efforts imposés.

Conclusion générale

En conclusion, nous tenons à rappeler que notre travail consiste à dimensionner une mini-presse à tuile, et particulièrement son dispositif de transmission de puissance basé sur la friction

Ce travail nous a permis de toucher à la conception et les exigences qu'elle comporte à trouver les différents calculs concernant le dimensionnement des différents composants du système étudié.

Toutefois, pour la vérification de la conception de cette machine nous avons utilisé le logiciel solide Works outil d'aide à la conception.

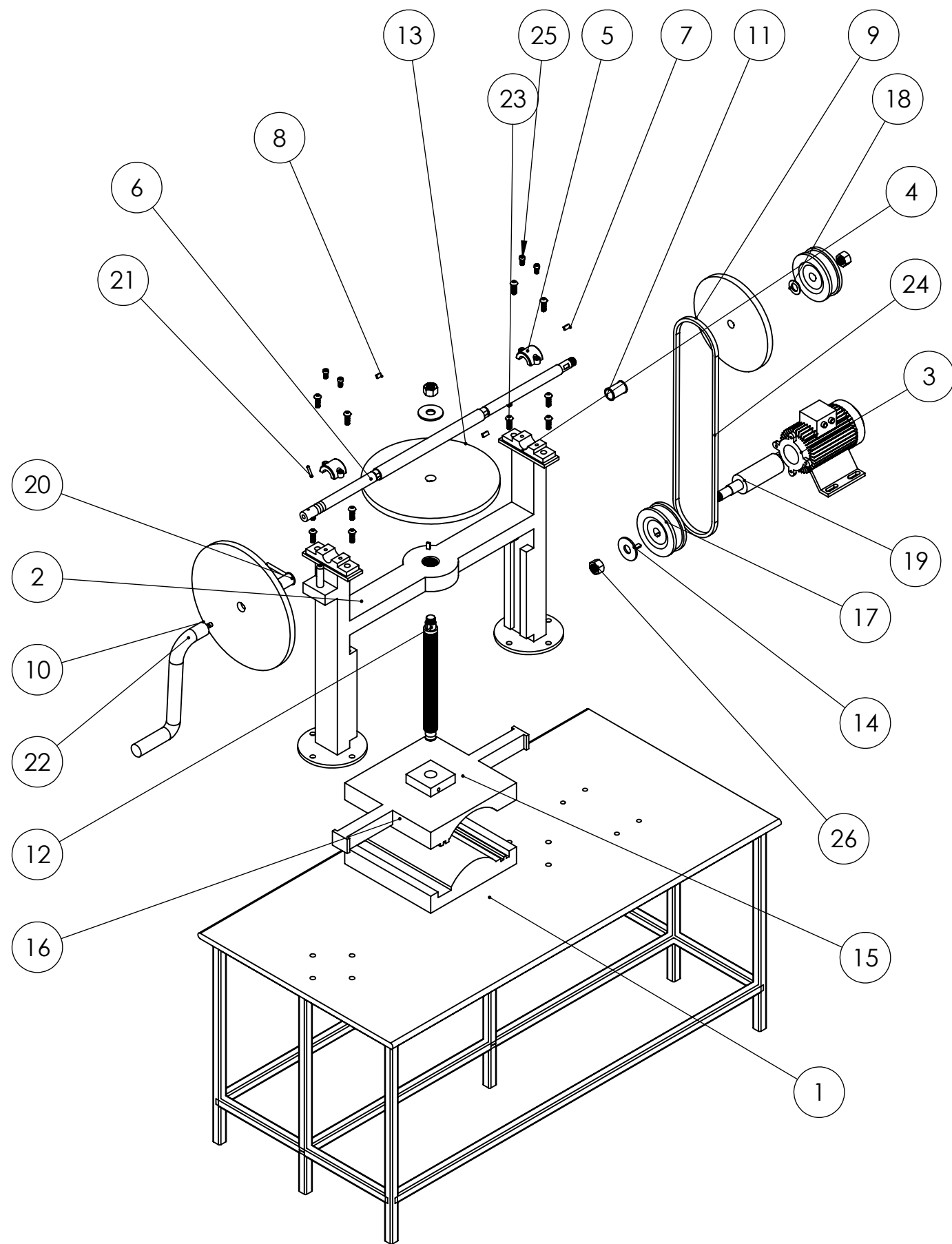
D'après les résultats, de cette analyse nous avons constaté que les pièces de la presse à tuile résistent aux efforts appliqués.

Tout comme chaque travail, le notre comporte certaines limites, on aurait aimé concevoir et réaliser la presse à tuile.

Bibliographie

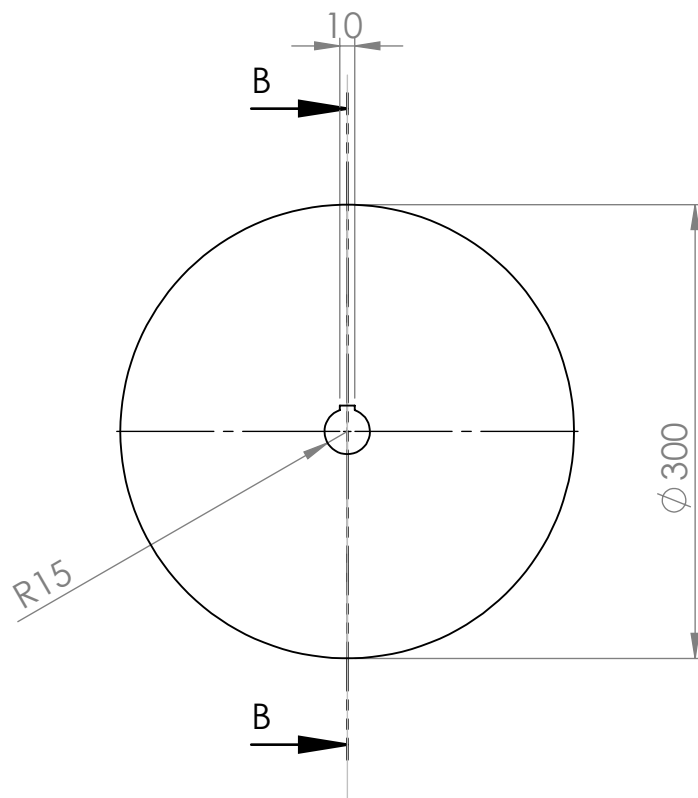
- [1] : Mémoire de fin d'études, université de Bejaia, option construction mécanique
Thème : étude d'un convoyeur à tapes Roulans. Promotion (2012)
- [2] : site internet [http:// www.usages.com/ressources/file/138501](http://www.usages.com/ressources/file/138501) CONSULTE en mars 2015.
- [3] : Poly Engrenages Techno 1 TSI v2015.odt [Sciences Industrielles pour l'ingénieur]
- [4] : S.I.I. CI 2 : Analyse et conception des mécanismes [Transmission de puissance par adhérence]
- [5] : S 6.5 : transmission et adaptation de l'énergie [Transmission de puissance]
- [6] : Patrice Raffarin, professeur sciences physiques à l'IUFM de Poitiers – stage IUFM Niort janvier 2009
- [7] : christophe.matter.free.fr/construction/transmission de puissance par roue de friction
- [8] : [9] : L.P.T.I. Saint Joseph La Joliverie.
- [10] : www.texrope.com Guide d'entretien des courroies industrielles.
- [11] : Mémoire de fin d'études, université de Bejaia, option construction mécanique, thème : étude d'un variateur de vitesse ; promotion (2005).
- [12] : www.metaux-detail.com Métaux Détail Services.
- [13] : GILBERT DROUINE – MICHEL GOU – PIERE THIRY – ROBERT VINET
éléments de machines deuxième édition revue et augmentée, presses internationales poly technique.

Annexes

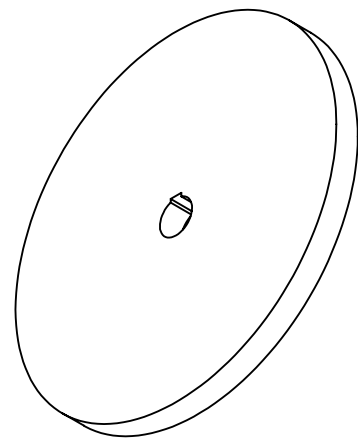


No. ARTICLE	NOM DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	table		1
2	pied de la machine		1
3	moteur		1
4	PIECE PALIER		2
5	PARTIE 2 de palier		2
6	arbre de transmission		1
7	clavette		4
8	clavette02		1
9	Roue 6'		1
10	Roue 6		1
11	coussinet		2
12	vis sans fin		1
13	Roue 7		1
14	rondelle		2
15	le moule 01		1
16	le moule 02		1
17	poulie		2
18	rondelle		1
19	Arbre moteur		1
20	Vis		1
21	coussinet		1
22	le bras de levier		1
23	Vis		12
24	Courroie		1
25	Vis		4
26	Ecrou		3

UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA		BAINOU ET AMARI
ECHELLE: 1/13	INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR	
	nomenclature	Matière:
		30/06/2016



COUPE B-B



UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA

ECHELLE: 1/5

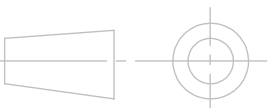
INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR

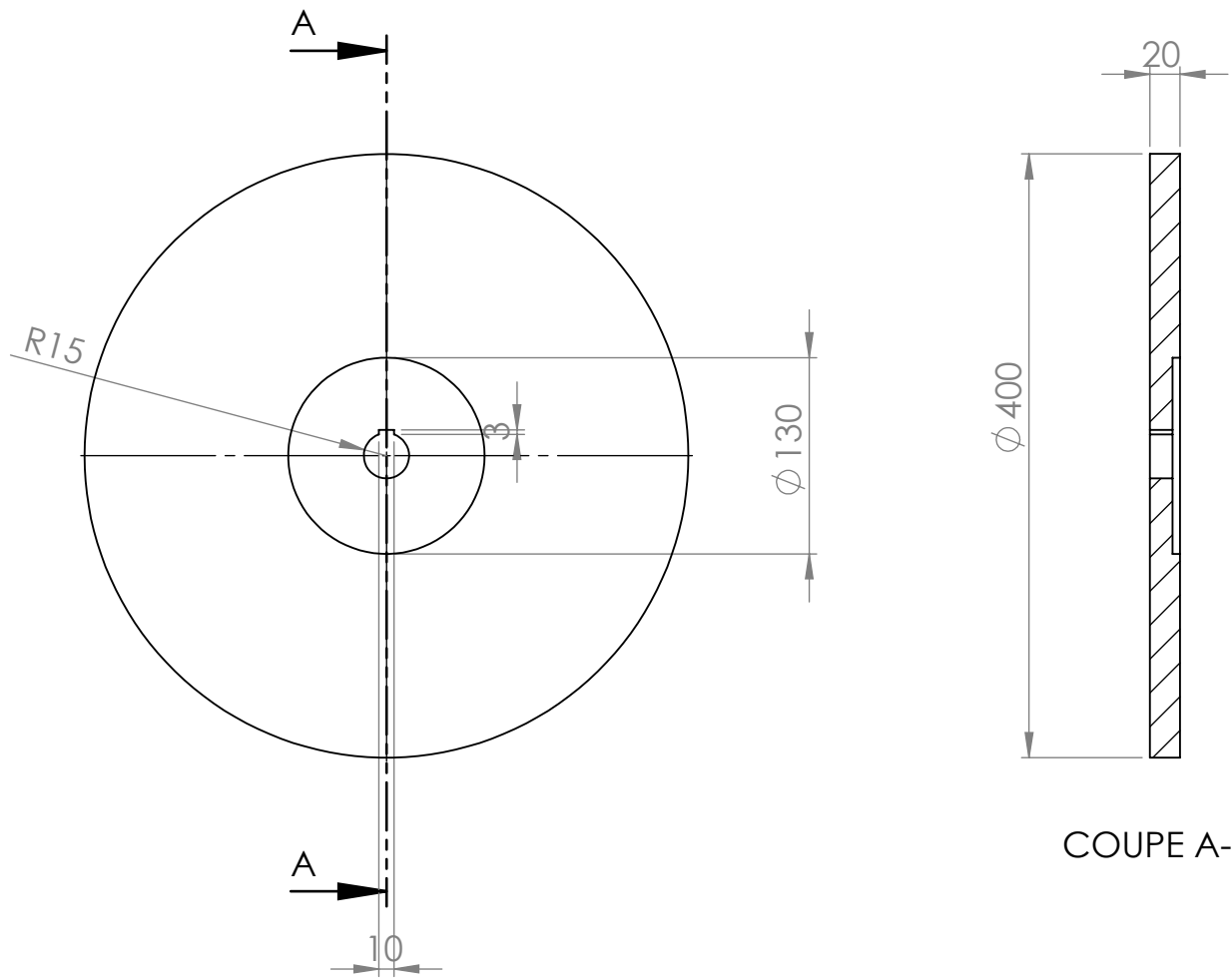
BAINOU
ET
AMARI

25/06/2016

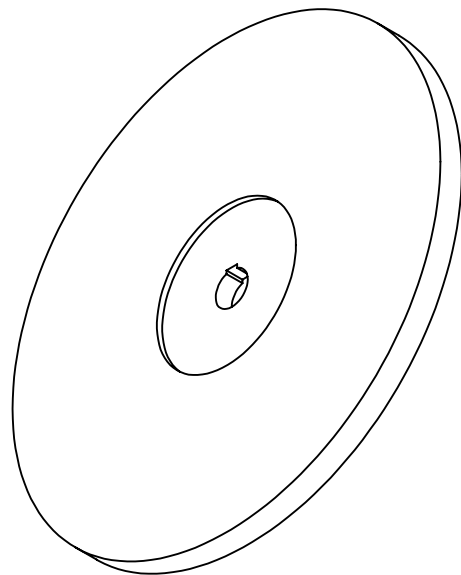
Matière: bronze

Roue 6'





COUPE A-A



UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA

ECHELLE: 1/5

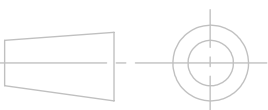
INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR

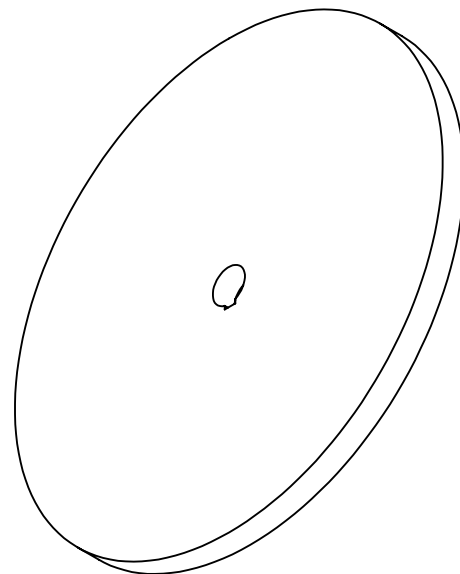
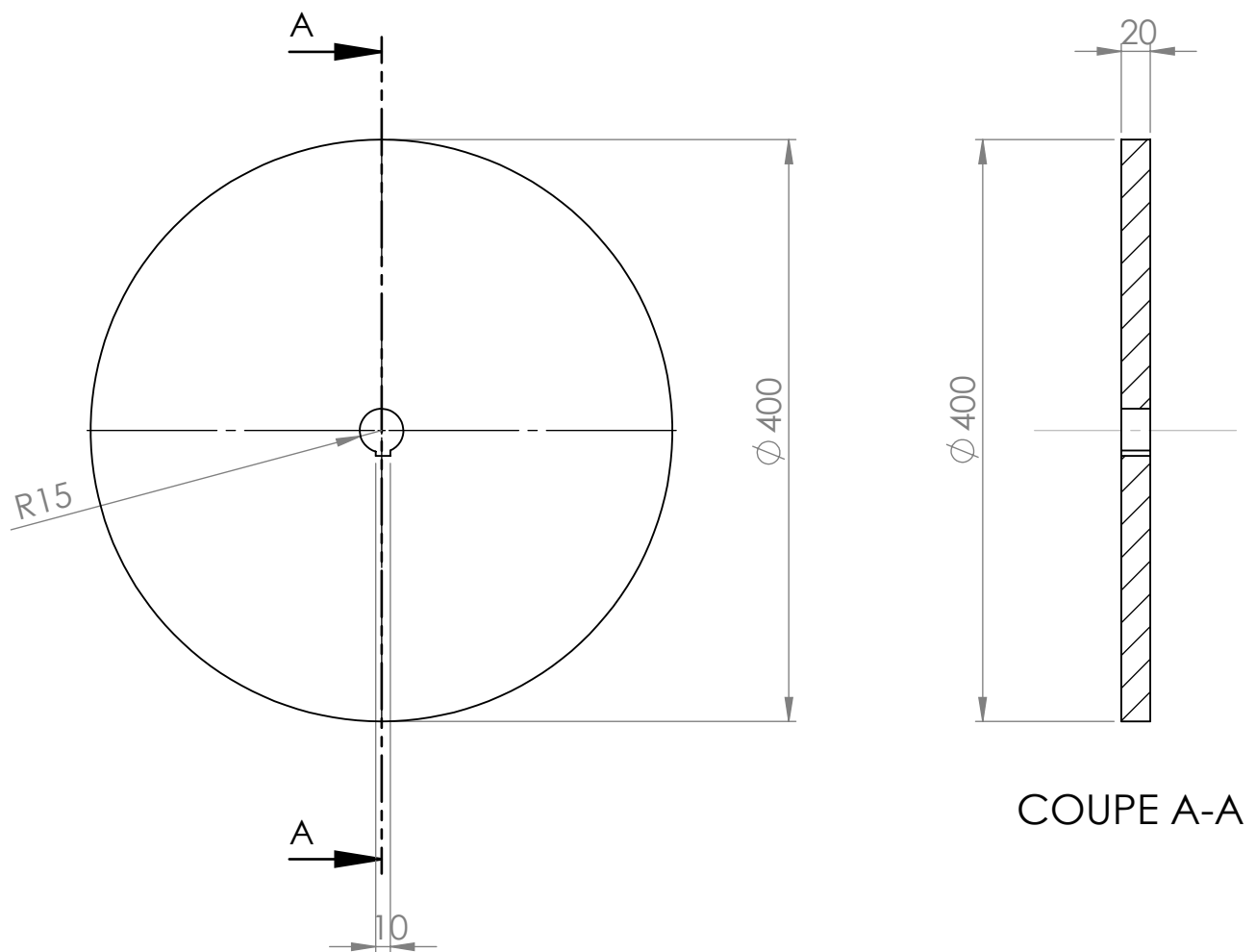
BAINOU
ET
AMARI

25/06/2016

Matière: XC 38

Roue 6





UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA

ECHELLE: 1/5

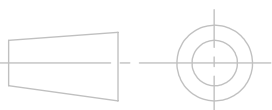
INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR

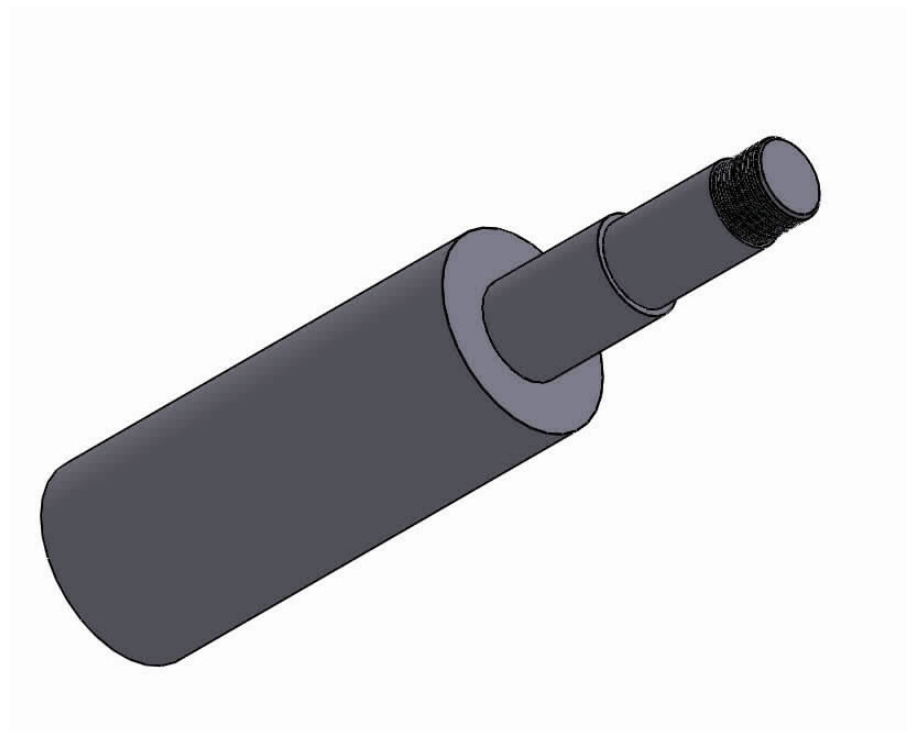
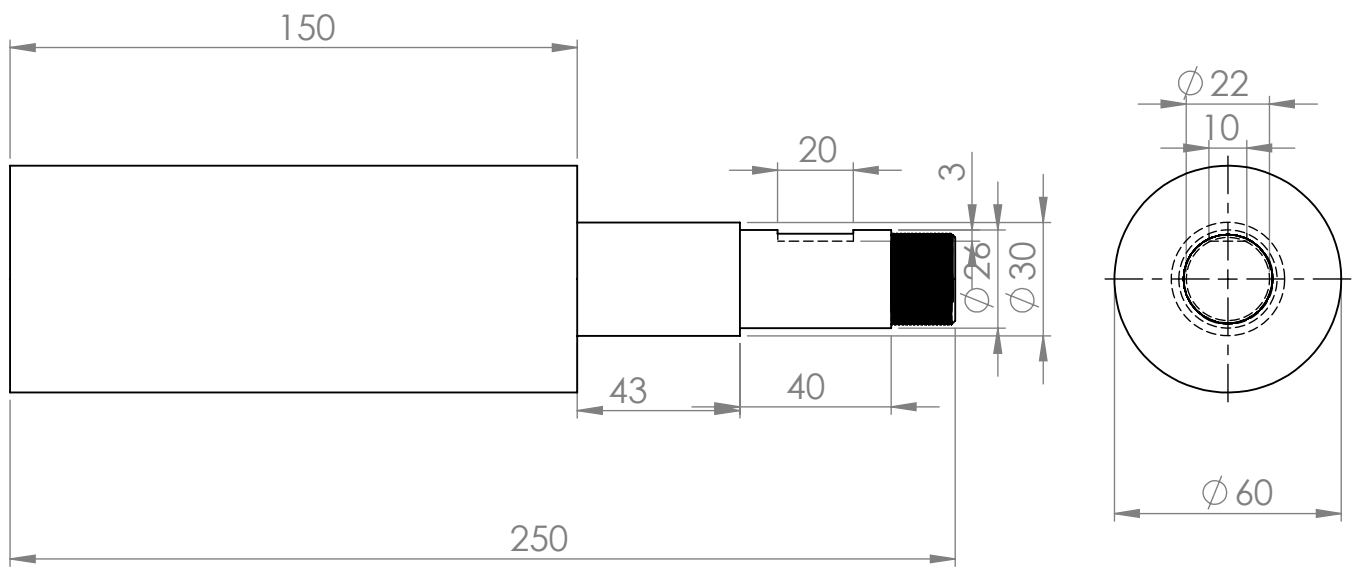
BAINOU
ET
AMARI

25/06/2016

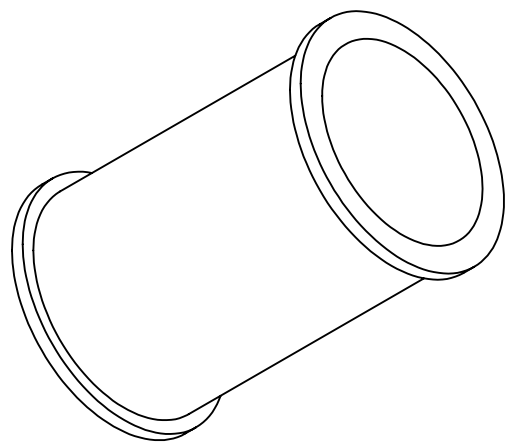
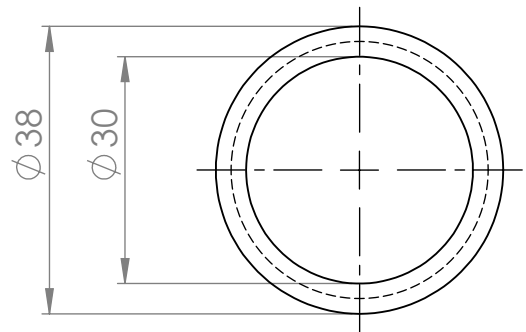
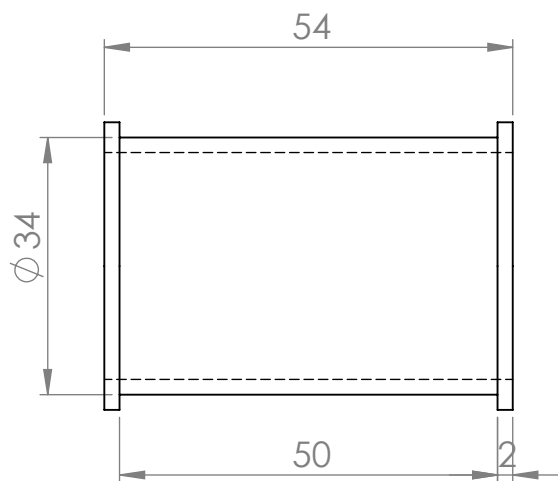
Matière: XC 38

Roue 7

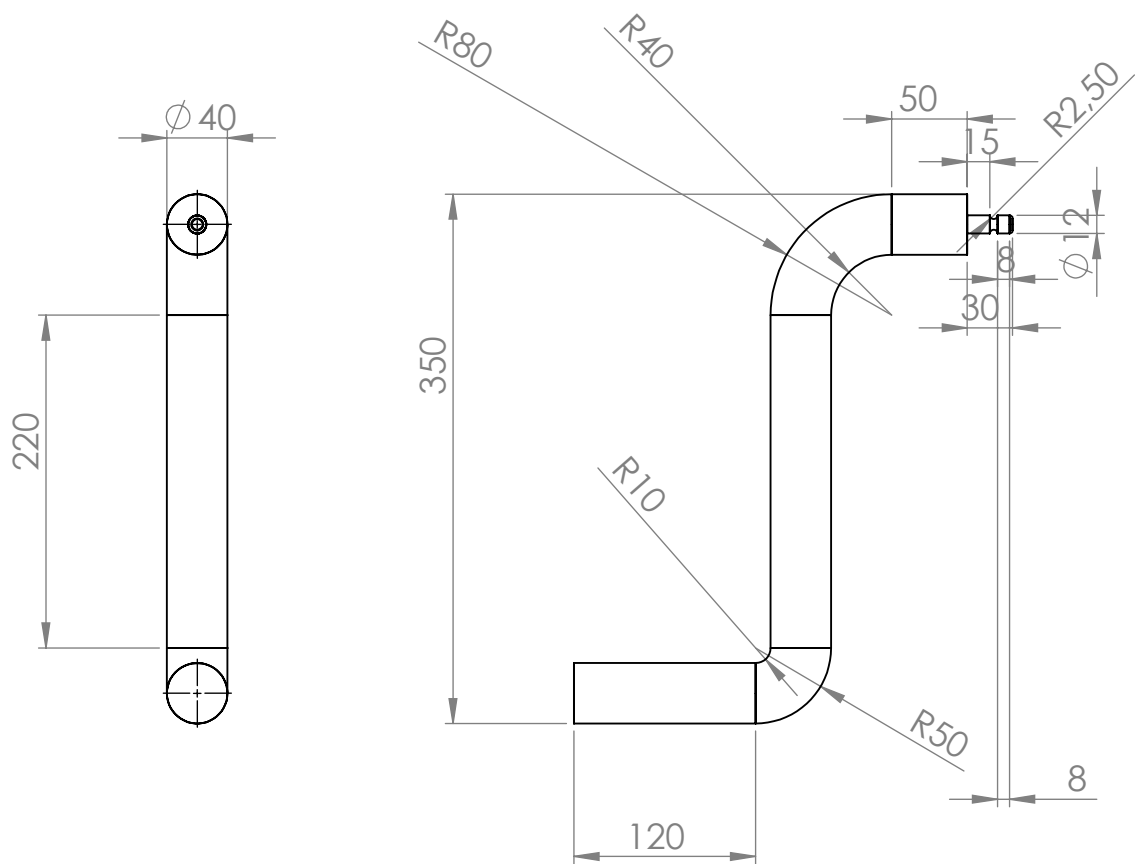




UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA		BAINOU ET AMARI
ECHELLE: 1/2	INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR	
	ARBRE MOTEUR	25/06/2016
		Matière: XC38



UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA		BAINOU ET AMARI
ECHELLE: 1/1	INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR	
	COUSSINET	25/06/2016
		Matière: bronze



UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA

ECHELLE: 1/1

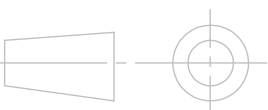
INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR

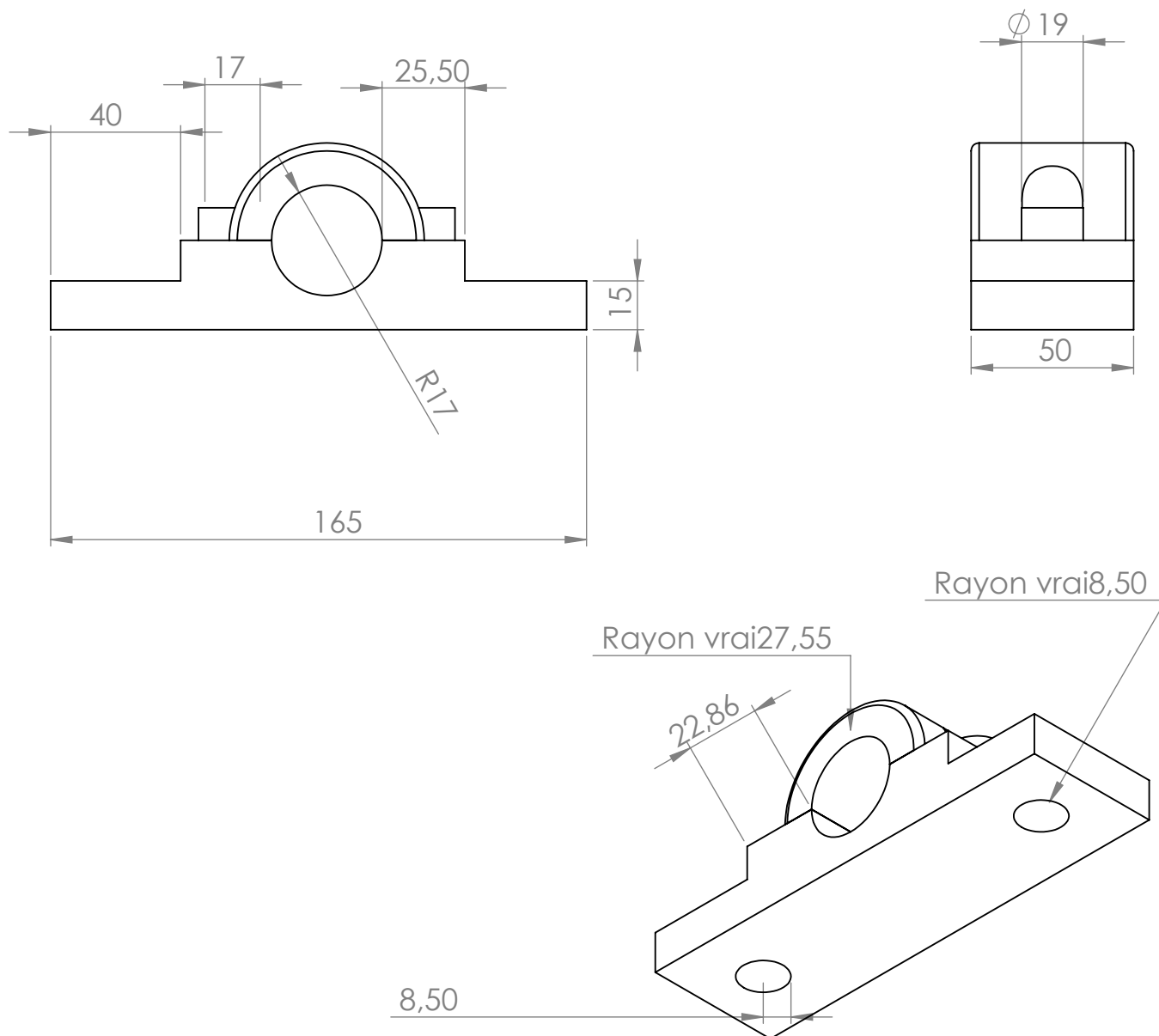
BAINOU
ET
AMARI

25/06/2016

Matière: bronze

Bras de levier





UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

N°: 5

Echelle 1:5

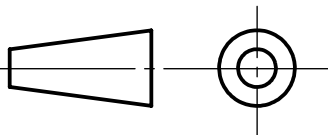
Département Génie Mécanique
Option IMAO

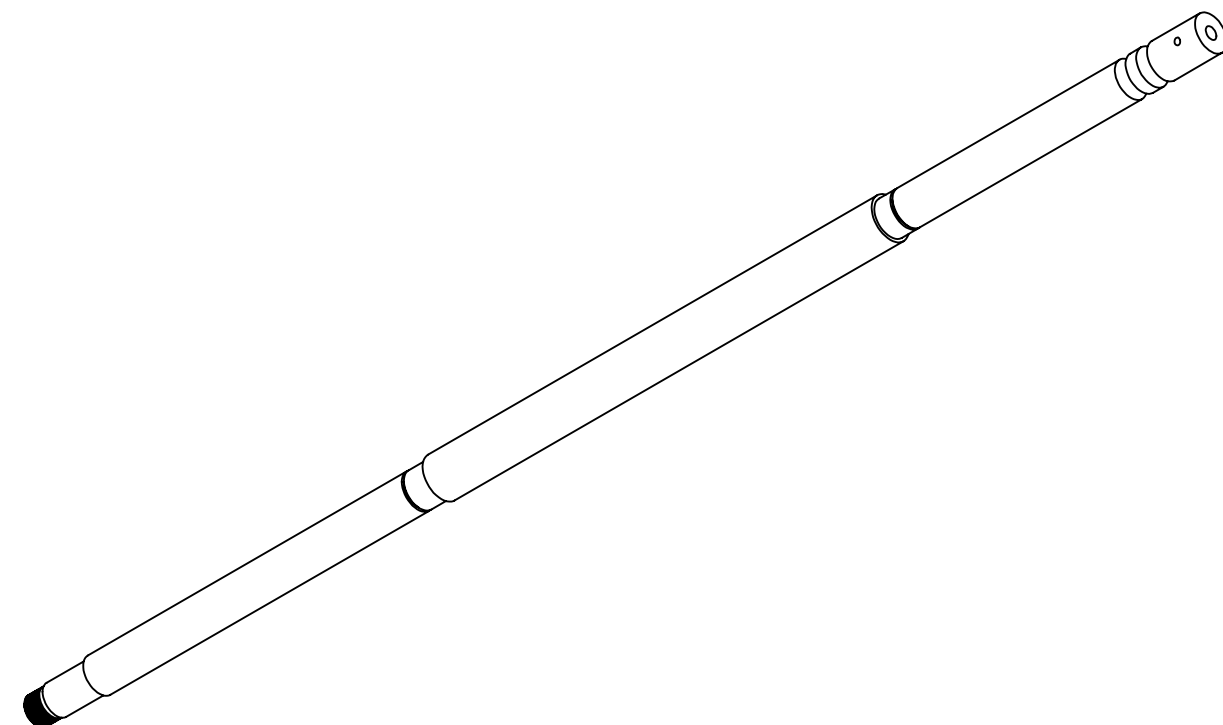
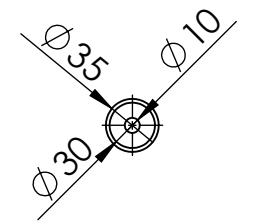
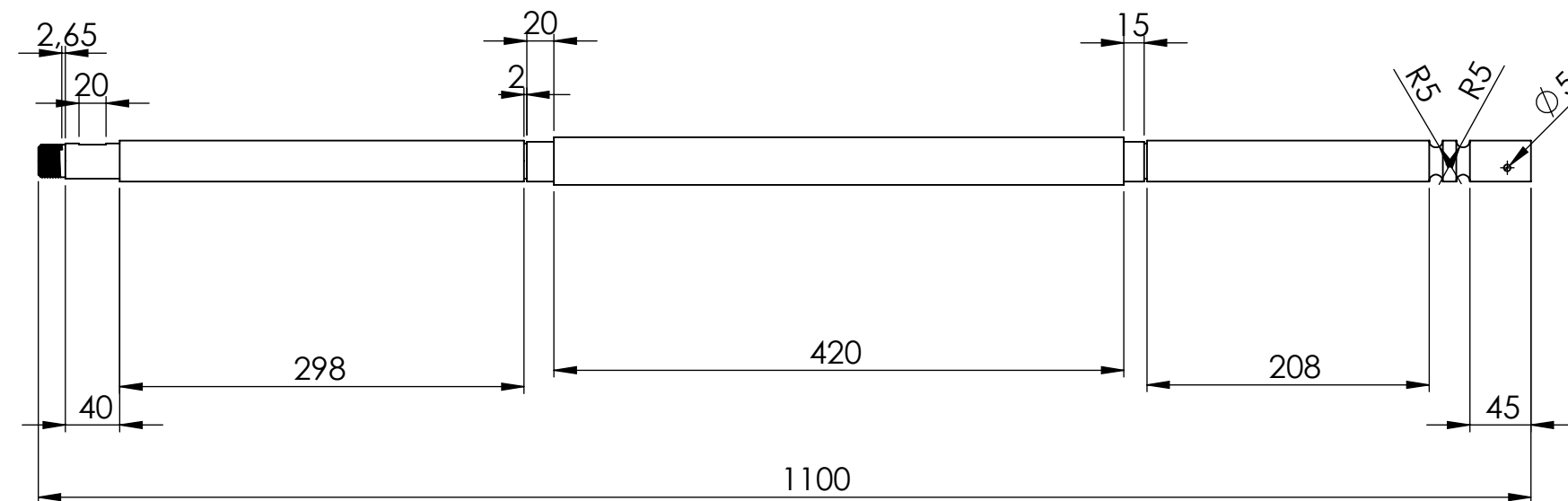
Amari et
Bainou

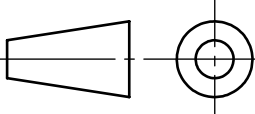
Matériaux : Acier XC38

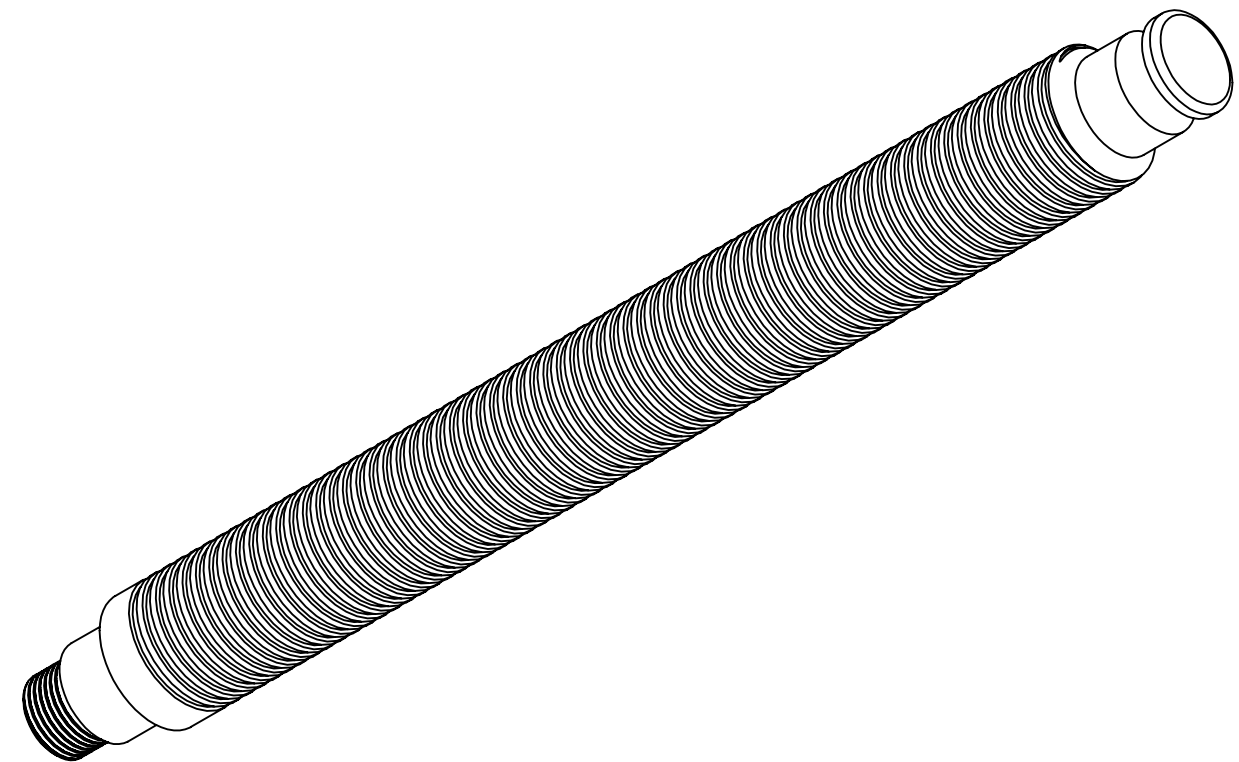
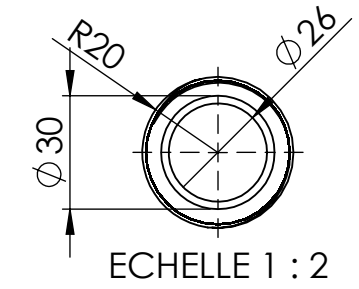
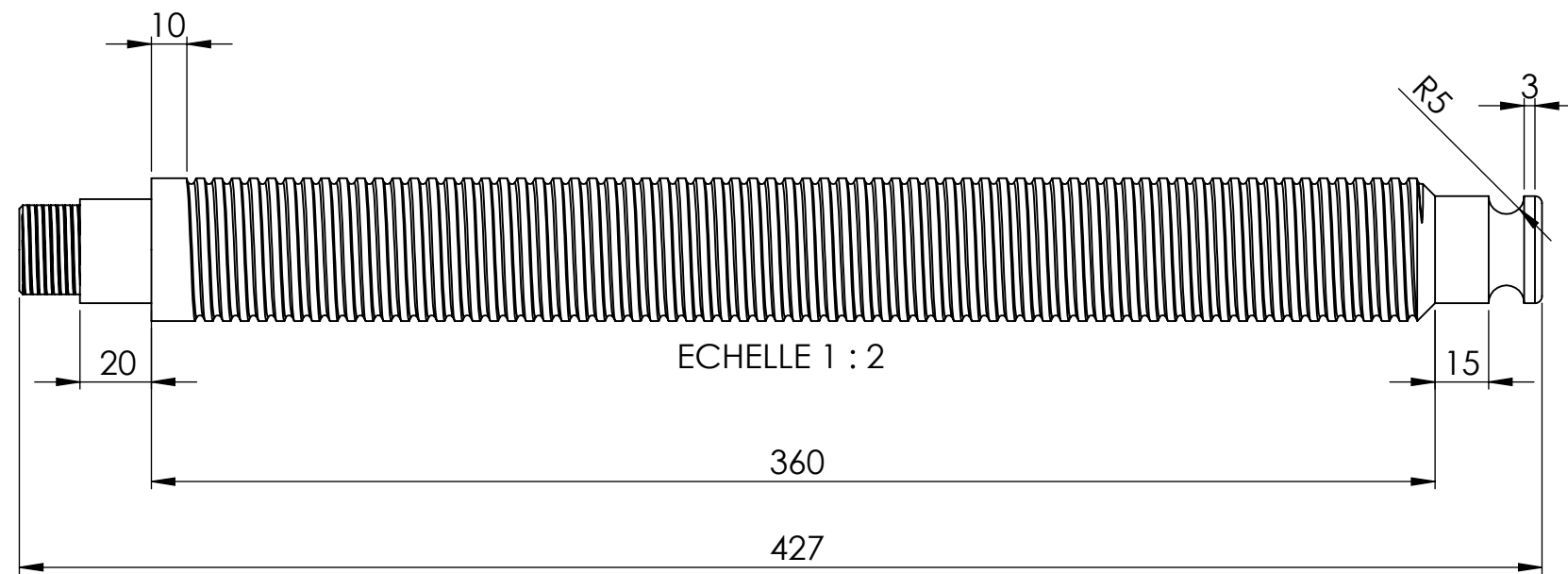
Palier

Le 30/06/2016

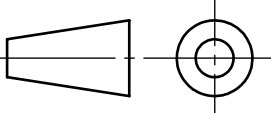


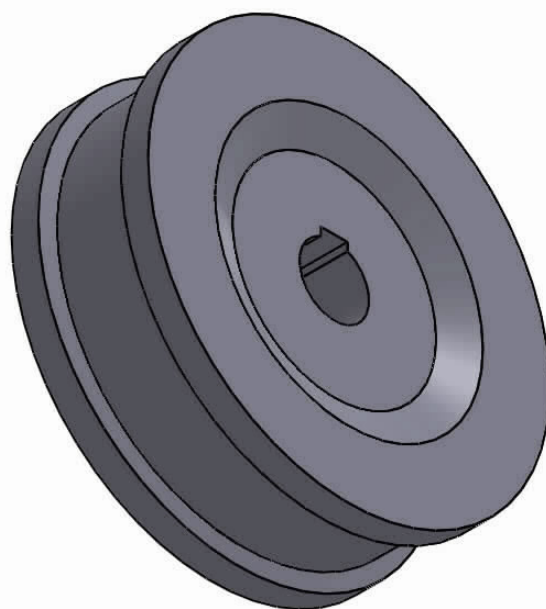
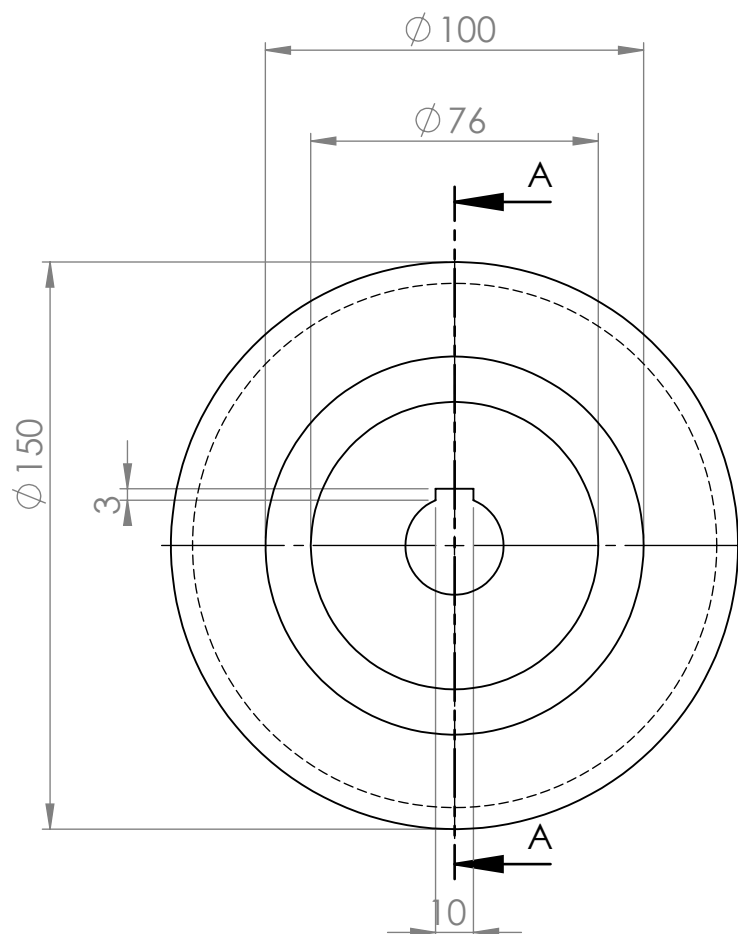
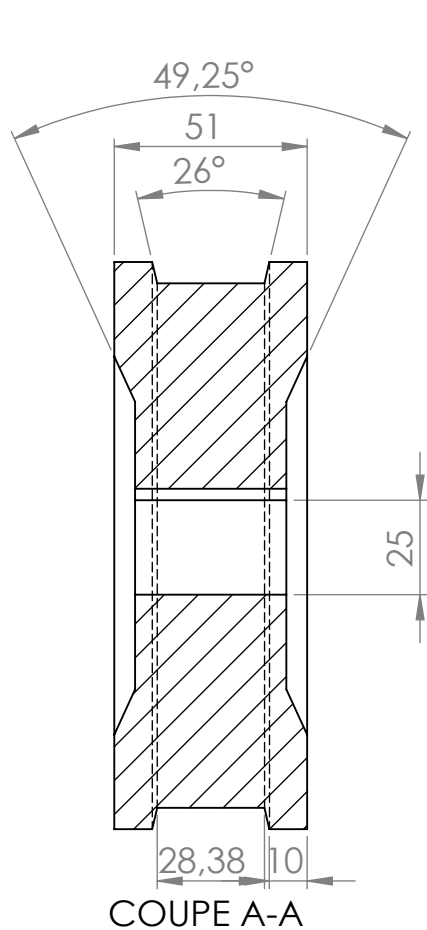


UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		AMARI ET BAINOU
Echelle: 1/5	Département Génie Mécanique Option IMAO	
	Arbre Transmission	Acier:XC38
		30/06/2016



ECHELLE 1 : 2

UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		Amari et Bainou
Echelle: 1/2	Département Génie Mécanique Option IMAO	
	la vis	30/06/2016



UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA

ECHELLE: 1/2

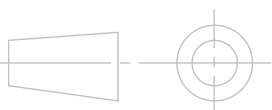
INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR

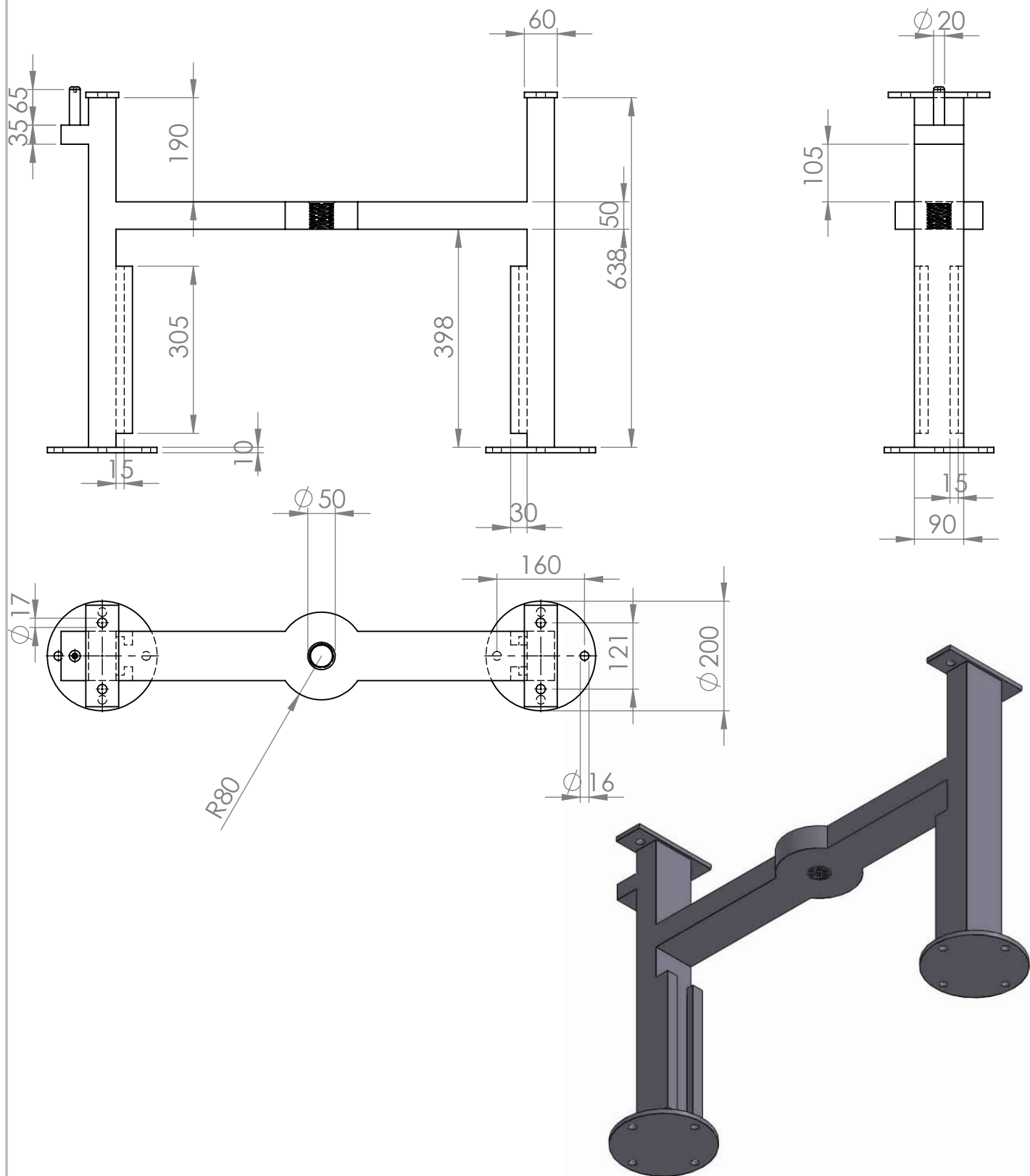
BAINOU
ET
AMARI

25/06/2016

Matière: acier

Poulie





UNIVERSITE A/MIRA DE BEJAIA

ECHELLE: 1/10

INGENIERIE MECANIQUE ASSISTEE PAR ORDINATEUR

BAINOU
ET
AMARI

25/06/2016

Matière: Acier

le pied