

	الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية	
	People's Democratic Republic of Algeria	
	وزارة التعليم العالي والبحث العلمي	
	Ministry of Higher Education and Scientific Research	
	جامعة عبد الحميد بن باديس - مستغانم	
	Abdel Hamid Ibn Badis University - Mostaganem	
	كلية العلوم والتكنولوجيا	
	Faculty of Sciences and Technology	
قسم الهندسة الميكانيكية	Department of Mechanical Engineering	

N° d'ordre : M2...../GM/2024

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

**Filière : Génie Mécanique**

**Spécialité : Construction Mécanique**

### Thème

**Etude de l'amélioration du fonctionnement d'un compacteur à plaque vibrante.**

Présenté par

1-Fodil Fatiha

2-Kessas Naima

Soutenu le 29/06/ 2025 devant le jury composé de :

Président :	M <sup>f</sup> . ZENASSNI Ramdane	Professeur	Université de Mostaganem
Examineurs :	M <sup>f</sup> . BENAÏSSA Mohammed	Maître Assistant "A"	Université de Mostaganem
Encadrant :	M <sup>f</sup> . BENKABOUCHE Salah Eddine	Maitre de Conférences "B"	Université de Mostaganem

Année universitaire 2024 / 2025

## Dédicace

À mon père, « **FODIL Ahmed Ghaname** », qui m'a donné bien plus qu'un nom et de nombreux sacrifices, à qui j'espère apporter la prospérité et le soulager de nombreux fardeaux...

À ma mère, « **FELOUAH Haouaria** », qui m'a donné la vie et m'a appris à vivre, à qui j'espère consacrer ma vie sans avarice ni orgueil. Vous êtes mon soutien et la raison de mon existence...

À tous mes soutiens : mes sœurs « **Ahlem et Mimouna** », mes frères « **Tazghat et Adda Ayoub** », et toutes ma famille, et mes amies « **Bachra, Imane, Imane** » et ma compagne « **Kessas Naima** ». Dans les meilleurs comme dans les pires moments, je suis fière d'être à vos côtés.

Enfin, je tiens à vous remercier. Je tiens à me remercier d'avoir cru en « **moi** », de n'avoir jamais abandonné et d'être simplement moi-même en permanence.

« 2023-2024 »

Classe de fin d'études en Master en Ingénieur Génie Mécanique « Construction Mécanique »

**-Fatiha**

# Dédicace

*Je dédie ce projet spécialement :*

*A ma mère , **Larek Mahdjouba** ma raison de vivre, en témoignage de ma reconnaissance pour sa patience, son amour et ses sacrifices.*

*A vous, ma famille, mon père, **Kessas Djamel** et mon frère, **Kessas Amine** et ma sœur, **Kessas Ahlem** et le personne motivé **Belghali Bachir** mes aimes, **Bachra, Imane, Imane** je dis merci d'avoir fait de moi celui que je suis aujourd'hui. Aucune dédicace ne pourra exprimer mes respects, mes considérations et ma grande admiration pour vous. Puisse ce travail vous témoigne mon affection et mon Profond amour.*

*A ma chère binôme, **Fodil Fatiha** Pour son entente et sa sympathie.*

*À celui qui m'a indiqué la bonne voie en me rappelant que le self-made-man et les déterminés finiront toujours par réussir leur vie, à moi-même.*

*A mes amis, mes enseignants et pour ceux qui m'ont donné de l'aide un jour, que Dieu vous paye pour tous vos bienfaits.*

*Pour finir, à tous ceux que j'aime et qui m'aiment, je dédie ce mémoire.*

**-Naima**

# Remerciement

*Tout d'abord, nous remercions infiniment le bon Dieu, « Allah » Tout-Puissant, de nous avoir donné la volonté et le courage tout au long de nos études.*

*Ensuite, nous tenons à exprimer notre vive reconnaissance envers, **Dr.BENKABOUCHE Salah-Eddine** enseignant à Filière de Génie Mécanique 'Construction Mécanique', notre promoteur, qui a fourni d'énormes efforts en nous prodiguant des informations, des conseils et des encouragements.*

*Nous remercions également chaleureusement tous les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'examiner ce mémoire. À cet égard, nous leur présentons nos profonds respects et notre grande gratitude.*

*Nous exprimons notre gratitude envers tous les enseignants du département Génie Mécanique qui nous ont accompagnés tout au long de notre parcours, ainsi qu'à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

*Enfin, nous adressons nos vives reconnaissances à nos familles qui nous ont soutenus.*

# Liste des figures

## Chapitre I

<b>Fig I-1</b> : Le compacteur à pneus.....	4
<b>Fig I-2</b> : Le compacteur vibrant à cylindre lisse (Vi).....	5
<b>Fig I-3</b> : Le compacteur Mixte.....	6
<b>Fig I-4</b> : Le compacteur vibrant à pieds dameurs.....	6
<b>Fig I-5</b> : Le compacteur à plaque vibrant.....	7
<b>Fig I-6</b> : Diagramme bête à cornes.....	8
<b>Fig I-7</b> : Diagramme des intégrateurs ou pieuvre.....	8

## Chapitre II

<b>Fig II-1</b> : Structure générale des machines.....	11
<b>Fig II-2</b> : Types de moteurs.....	12
<b>Fig II-3</b> : Réducteurs, embrayages, cames, roues.....	12
<b>Fig II-4</b> : La chaîne cinématique.....	13
<b>Fig II-5</b> : Arbre de renvoi.....	16
<b>Fig II-6</b> : Comparaison entre deux montages d'un engrenage et d'une poulie sur arbre.....	17
<b>Fig II-7</b> : Arbre de transmission.....	19
<b>Fig II-8</b> : Le cercle de Mohr.....	20
<b>Fig II-9</b> : Assemblage à clavette.....	28
<b>Fig II-10</b> : Clavette parallèle forme A,B et C.....	29
<b>Fig II-11</b> : Transmission de courroies.....	30
<b>Fig II-12</b> : Courroies plates.....	31
<b>Fig II-13</b> : Courroies trapézoïdales.....	31
<b>Fig II-14</b> : Entraînement par courroie ouverte.....	33
<b>Fig II-15</b> : Entraînement par courroie croisée.....	33
<b>Fig II-16</b> : Roulement à une rangée.....	34
<b>Fig II-17</b> : Paliers Y complets.....	37
<b>Fig II-18</b> : Désignations des paliers complets à billes.....	37
<b>Fig II-19</b> : Désignations Roulements Y pour températures élevées avec vis de blocage pour arbres métriques d 20 – 60 mm.....	38

## Chapitre III

<b>Fig III-1</b> : les Composons d'un plaque vibrante.....	40
<b>Fig III-2</b> : Sélection de la section transversale de la courroie trapézoïdale.....	41
<b>Fig III-3</b> : Transmission de puissance par courroie.....	42
<b>Fig III-4</b> : schéma des forces sur le système.....	45
<b>Fig III-5</b> : plan vertical.....	46
<b>Fig III-6</b> : plan horizontal.....	47
<b>Fig III-7</b> : Amplitude en fonction de la position des éléments de masse.....	51
<b>Fig III-8</b> : Inclinaison du système vibrant.....	52

# Liste des tableaux

## Chapitre I

<b>Tableau I-1</b> : Cahier des Charges Fonctionnel.....	9
--	---

## Chapitre II

<b>Tableau II-1</b> : Classification des aciers par emploi.....	14
<b>Tableau I-2</b> : Désignation de cuivre et ses alliages.....	14
<b>Tableau I-3</b> : Désignation des fontes.....	15
<b>Tableau II-4</b> : Diamètres standards des barres d'acier utilisées à des fins d'ingénierie structurelle et général.....	19
<b>Tableau II-5</b> : Valeurs des facteurs de choc et de fatigue $k_b$ et $k_t$ .....	26
<b>Tableau II-6</b> : dimensions caractéristiques des clavettes.....	29

## Liste des abréviations

Symbole	Désignation	Unité
$\sigma_t$	Contrainte de traction	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_b$	Contrainte de flexion	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_1$	Contrainte principale	N/mm <sup>2</sup>
$\tau$	Contrainte de cisaillement	N/mm <sup>2</sup>
$\tau_{max}$	Contrainte de cisaillement principale	N/mm <sup>2</sup>
$\theta$	L'angle de torsion	Degré
$k_b$	Facteur combiné de choc et de fatigue	/
$k_t$	Facteur combiné de choc et de fatigue applique	/
$R$	Rapport de transmission	/
$L$	Longueur primitive	mm
$P$	La charge dynamique équivalente	N
$F_r$	Charge radiale	N
$F_a$	Charge axiale	N
$v$	Facteur de rotation de la bague	/
$i$	Rapport de réduction	/
$T_1$	Brain tendu	N
$T_2$	Brain moue	N
$\omega$	Vitesse angulaire	Rad/s
$F$	Force centrifuge	N
$C$	Couple	N.mm
$P$	Puissance	KW
$M_{max}$	Moment maximale	N.mm
$M_{feq}$	Flexion équivalente	N.m
$Ssy$	Théorie de la rupture	N/mm <sup>2</sup>
$M_t$	Couple Transmis	N.mm
$L_{10}$	Duré de vie normalisé	Million

# Résumé

Le but de ce travail est de proposer des améliorations de fonctionnement sur le compacteur à plaque vibrante. En premier lieu nous avons dimensionner les parties mécaniques nécessaires, comme l'arbre, les masses excentriques, la courroie, les roulements et paliers. Sur la base des de ces pièces, nous avons proposé de varier l'intensité de compactage, en variant l'angle entre de deux éléments adjacents d'une masse, la deuxième proposition et d'incliner la direction de la force centrifuge légèrement afin d'avoir une composante de force permettant un déplacement unidirectionnel du compacteur.

**Mots clés :** Compacteur, arbre, palier amplitude, force

## Abstract:

The aim of this work is to propose operational improvements on the vibrating plate compactor. Firstly, we dimensioned the necessary mechanical parts, such as the shaft, eccentric masses, belt, bearings and bearings. Based on these parts, we proposed to vary the compaction intensity, by varying the angle between two adjacent elements of a mass, the second proposal is to tilt the direction of the centrifugal force slightly in order to have a force component allowing a unidirectional movement of the compactor.

**Keywords:** Compactor, shaft, amplitude bearing, force

## المخلص :

هدف هذا العمل إلى اقتراح تحسينات تشغيلية على ضاغط الصفائح المهتزة. أولاً، قمنا بتحديد أبعاد الأجزاء الميكانيكية اللازمة، مثل العمود، والكتل اللامركزية، والحزام، والمحامل. بناءً على هذه الأجزاء، اقترحنا تغيير شدة الضغط بتغيير الزاوية بين عنصرين متجاورين من الكتلة. ثانيًا، قمنا بإمالة اتجاه قوة الطرد المركزي قليلاً للحصول على مركب قوة يسمح بحركة أحادية الاتجاه للضاغط.

**الكلمات المفتاحية:** الضاغط، العمود، محمل السعة، القوة

# **Table des matières**

Dédicace

Remerciement

Liste des figures

Liste des tableaux

Résumé

Introduction générale : ..... 1

## **Chapitre I : Compactage du sol et analyse fonctionnelle**

I.1 Introduction : ..... 2

I.2 Définition et objectif de compactage : ..... 2

I.2.1 Définition : ..... 2

I.2.2 Objectif de compactage : ..... 2

I.3 Les méthodes de compactage : ..... 3

I.4 Les avantages : ..... 3

I.5 Types de compacteur : ..... 3

I.5.1 Les compacteurs à pneus (Pi) ..... 3

I.5.2 Les compacteurs vibrants à cylindre lisse (Vi) ..... 4

I.5.3 les compacteurs mixtes : ..... 5

I.5.4 Les compacteurs vibrants à pieds dameurs ..... 6

I.5.5 Les compacteurs à plaques vibrantes (PQI) : ..... 7

I.6 L'analyse fonctionnelle du produit étudié : ..... 7

I.6.1 Analyse du besoin A.B : ..... 7

I.6.2 Analyse fonctionnel du besoin A.F.B : ..... 8

I.6.3 Cahier des Charges Fonctionnel : ..... 9

## **Chapitre II : Généralités sur les éléments de Machines**

II.1 Introduction : .....	<b>11</b>
II.2 Structure générale des machines : .....	11
II.3 Principes fondamentaux de la mécanique : .....	13
II.3.1 Le principe fondamental de la dynamique (PFD) : .....	<b>13</b>
II.3.2 Le principe fondamental de la statique : .....	13
II.4 Matériaux utilisés en conception mécanique : .....	<b>13</b>
II.4.1 Les Acier : .....	<b>13</b>
II.4.2 L'Aluminium : .....	14
II.4.3 Le Cuivre et Ses alliages : .....	14
II.4.4 Les fonte:.....	15
II.5 Eléments de machines : .....	<b>15</b>
II.5.1 Les arbres : .....	<b>15</b>
II.5.1.1 Montage des éléments de machines sur les arbres : .....	<b>16</b>
II.5.1.2 Les matériaux des arbres : .....	17
II.5.1.3 Critères de résistance : .....	18
II.5.1.4 Transmission d'arbre : .....	18
II.5.1.5 Conception de l'arbre axé sur la résistance : .....	19
I.5.1.6 Méthodes de calcul des arbres : .....	22
II.5.1.6.1 Première méthode : conception d'arbre basée sur la rigidité en torsion.....	<b>24</b>
II.5.1.6.2 Deuxième méthode : méthode basée sur le code ASME .....	25
II.5.2 Les clavettes : .....	27
II.5.2.1 Les Clavettes parallèles : .....	<b>28</b>
II.5.3 Les courroies : .....	<b>30</b>
II.5.3.1 Les courroies de transmission : .....	<b>30</b>
II.5.3.2 Les types des courroies : .....	30
II.5.3.2.1 Les Courroies plates : .....	<b>30</b>
II.5.3.3.2 Les Courroies trapézoïdales : .....	31

II.5.4 Les Roulements :	34
II.5.4.1 Modèles et variantes :	34
II.5.4.1.1 Roulements rigides à billes à une rangée :	34
II.5.4.2 Charge équivalente du roulement :	34
II.5.5 Les Paliers :	36
II.5.5.1 Les types de paliers :	36
II.5.5.1.2 Paliers complets à billes SKF Concentra :	37

### **Chapitre III : Calcul des éléments du compacteur à plaque vibrante**

III.1 Introduction.....	39
III.2 Les éléments d'un compacteur à plaque :	39
III.3 Principe de fonctionnement :	40
III.4 Rapport de réduction :	40
III.5 Calcul de courroie :	41
III.6 Calcul de l'arbre :	45
III.6.1 Calcul des réactions d'appuis et moments fléchissant :	46
III.6.2 Calcul de flexion équivalente:	48
III.7 Calcul de clavette :	48
III.8 Calcul des roulements :	49
III.9 Calcul des masses $m_1$ et $m_2$ .....	50

## **Introduction générale :**

Les équipements mécaniques sont souvent exploités dans différents domaines, en particulier dans le domaine des travaux publics et de génie civil. Leur rôle est primordial, car pour résoudre des problèmes de manutention, de soulèvement des charges à des hauteurs importantes, de creuser des tranchées, etc. en fait appel aux solutions mécaniques.

Le compactage du sol est l'un des domaines où on trouve la présence de l'utilisation des appareils mécaniques. Cette opération de compactage nécessite un travail rugueux, puisque le reste des travaux est basé sur cette partie du projet. C'est pour cette raison que ces équipements doivent être bien dimensionnés afin de répondre à ces besoins.

Le travail envisagé dans ce mémoire réside d'une étude d'amélioration à apporter au compacteur à plaque vibrante, équipement largement exploité dans le compactage de sol de différents terrains, en vue de donner plus de performance sur le fonctionnement de cet équipement. Ces derniers sont équipés d'un système vibrant avec une amplitude de compactage fixe, et une direction de déplacement presque aléatoire, ou l'ouvrier développe un effort pour fixer ce déplacement. Notre but est d'apporter une amélioration sur la variation de l'amplitude de compactage selon le type de sol, et de proposer une solution pour avoir un déplacement de l'équipement suivant une direction bien déterminée. Ce travail est composé de trois chapitres.

Le premier chapitre est réservé à l'étude bibliographique de quelques notions de base sur le compactage de sol et les modèles de compacteurs utilisés dans les différents domaines.

Le second chapitre présente une clarification sur quelques éléments de machines qui entrent dans la conception des systèmes mécaniques, avec des notions de calcul de ces éléments.

Le dernier chapitre est consacré à la conception et calcul des éléments importants de notre équipement, en commençant par des paramètres de base, comme l'amplitude max de compactage, suivi par le calcul du diamètre d'arbre, les dimensions de clavetage, choix de courroie.... A la fin de ce chapitre, on propose des solutions des objectifs de cette étude.

Le mémoire se termine par une conclusion générale et des perspectives afin de poursuivre ce travail.

## Chapitre I :

# Compactage du sol et analyse fonctionnelle

### I.1 Introduction :

Le compactage est une opération qui consiste à réduire les vides contenus dans un matériau foisonné afin d'augmenter sa cohésion et par conséquent d'assurer la stabilité de l'ouvrage dans le temps. Il est réalisé soit au moyen de compacteurs statiques (à pneus ou à pieds dameurs) qui agissent uniquement par leur poids, soit à l'aide de compacteurs vibrants (à bille lisse ou à pieds dameurs) qui agissent par leur poids et par la vibration (amplitude et fréquence) qu'ils génèrent, soit au moyen des deux types de compacteurs. En fonction de la nature des matériaux et de l'objectif de compacité recherché, on détermine le type de compacteur (avec sa vitesse et le nombre de passes) et l'épaisseur maximale de la couche à compacter [1] .

### I.2 Définition et objectif de compactage :

#### I.2.1 Définition :

Le compactage du sol est une technique importante utilisée dans les projets de construction pour assurer la solidité et la stabilité des fondations [2] .

Opération qui a pour but d'augmenter la densité sèche d'un sol, en chassant l'air qu'il contient, par pression, vibration ou percussion [3].

Il est important de compacter le sol avant de commencer tout type de construction. Le compactage du sol permet de réduire les espaces entre les particules du sol, ce qui le rend plus solide et plus stable [2] .

#### I.2.2 Objectif de compactage :

Les principaux objectifs poursuivis lors de la réalisation des travaux routiers de terrassements, de couches de forme, d'assises de chaussées et de couches de roulement sont :

- Augmenter les caractéristiques mécaniques
- Supprimer les déformations ultérieures
- Assurer l'imperméabilité

On constate une diminution du volume, le poids des solides restant identique. La masse volumique apparente augmente [4] .

### **I.3 Les méthodes de compactage :**

Il existe plusieurs méthodes de compactage sol, chacune étant adaptée à différents types de sol et de projets :

- Roulage : Utilisé pour les sols granuleux, impliquant des rouleaux compresseurs.
- Tassement : Employé pour les sols cohésifs, avec des pilons vibrants.
- Vibration : Convient aux sols peu cohésifs, utilisant des plaques vibrantes.
- Impact thermique : Utilisé rarement, mais efficace pour certains sols spécifiques [5] .

### **I.4 Les Avantages :**

- Révéler les points faibles du terrain.
- Améliorer la compacité.
- Accroître la portance.
- Éviter les déformations ultérieures.
- Contrôler la perméabilité.
- Egaler la surface.
- Augmenter la résistance à la rupture.
- Réduire la compressibilité [4] .

### **I.5 Types de compacteur :**

#### **I.5.1 Les compacteurs à pneus (Pi)**

Le classement est fait selon la charge par roue CR: P1 CR entre 25 et 40 kN - P2: CR entre 40 et 60 kN P3: CR supérieure à 60 kN Les compacteurs à pneus sont lestables pour atteindre la charge par roue maximale prévue par le constructeur.



**Fig I-1 : Le compacteur à pneus [6].**

### **I.5.2 Les compacteurs vibrants à cylindre lisse (Vi)**

Il est défini 5 classes de compacteurs (VI à V5) Ils sont classés à partir du paramètre  $M1/Lx\sqrt{40}$

Avec :

- M1: masse totale s'appliquant sur la génératrice du cylindre (vibrant ou statique) en kg
- L: longueur de la génératrice du cylindre (vibrant ou statique) en cm
- AO: amplitude théorique à vide calculable par  $A0 = 1000 \times (me/MO)$
- me: moment des excentriques de l'arbre à balourd (mkg)
- MO: masse de la partie vibrante sollicitée par l'arbre à balourd (kg).



**Fig I-2 : Le compacteur vibrant à cylindre lisse (Vi) [6] .**

Les compacteurs vibrants possèdent souvent plusieurs valeurs d'amplitude théoriques à vide. Un matériel donné peut donc être placé dans différentes classes. Les compacteurs peuvent être monocylindre ou tandem. Sont regroupés sous le type VMi tous les monocylindres vibrants, les tandems transversaux (cylindres disposés selon un seul essieu), ainsi que les tandems longitudinaux à un seul cylindre vibrant. Les tableaux (e;Q/S) leur sont directement applicables.

Sont répertoriés VTi les tandems longitudinaux avec vibration sur chaque cylindre

### **I.5.3 les compacteurs mixtes :**

Ils sont constitués d'un cylindre vibrant et d'un train de pneus dont le nombre peut être considéré comme suffisant pour contribuer au compactage en recouvrant l'ensemble de la largeur de la génératrice du cylindre (intervalle entre les surfaces de contact largeur d'un pneu) On les considère comme la somme d'un compacteur vibrant monocylindre VMi et d'un compacteur à pneus Pj. Ces compacteurs sont désignés VMi-Pj [6] .



**Fig I-3 : Le compacteur Mixte [6] .**

#### **I.5.4 Les compacteurs vibrants à pieds dameurs :**

Le compacteur à pieds dameurs est équipé d'un cylindre qui comporte à sa surface un grand nombre de segments en acier de forme tronconique dont le profil est étudié pour cisailer le sol par pénétration et pour facilement se dégager en remontant sans arracher le sol [7] .



**Fig I-4 : Le compacteur vibrant à pieds dameurs [7] .**

### **I.5.5 Les compacteurs à plaques vibrantes (PQI) :**

La plaque vibrante est une machine destinée au compactage des sols, remblais de tranchées et surfaces pavées ou dallées



**Fig I-5 :** Le compacteur à plaque vibrant [6].

### **I.6 L'analyse fonctionnelle du produit étudié :**

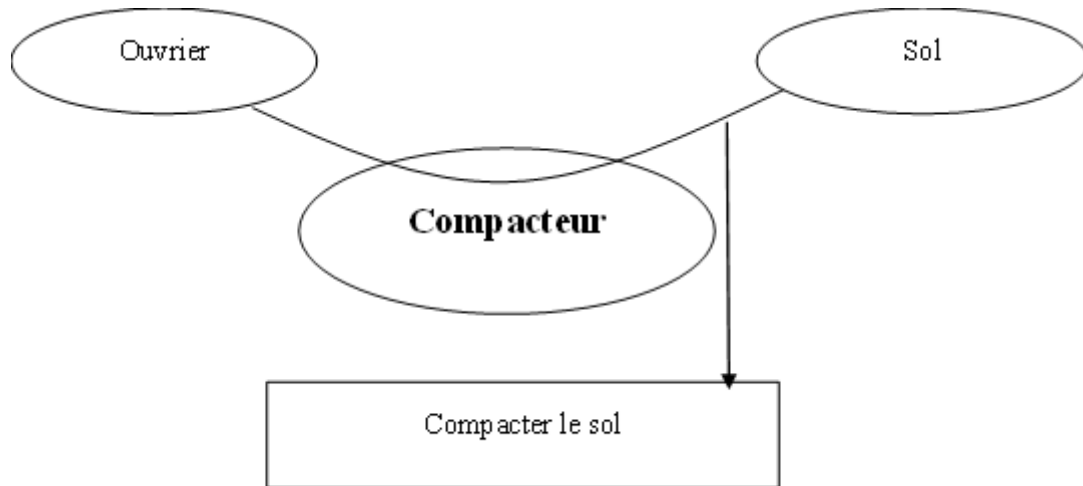
Dans ce qui nous exploitons la démarche de l'analyse fonctionnelle du produit, qui est le compacteur à plaque vibrante, afin de déterminer l'ensemble de fonctions (Principale et Contrainte), qui contribuent à l'amélioration recherchée dans cette étude.

#### **I.6.1 Analyse du besoin A.B :**

L'expression du besoin est l'analyse explicite de ce que doit recevoir le contexte des besoins pour être satisfait du produit. La validation du besoin consiste à se poser les trois questions suivantes :

1. A qui le produit rend-il service ?
2. Sur qui, quoi le produit agit-il ?
3. Dans quel but ?

Le diagramme de la figure (I-6) est appelé diagramme « Bête à cornes » permet d'exprimer le besoin.

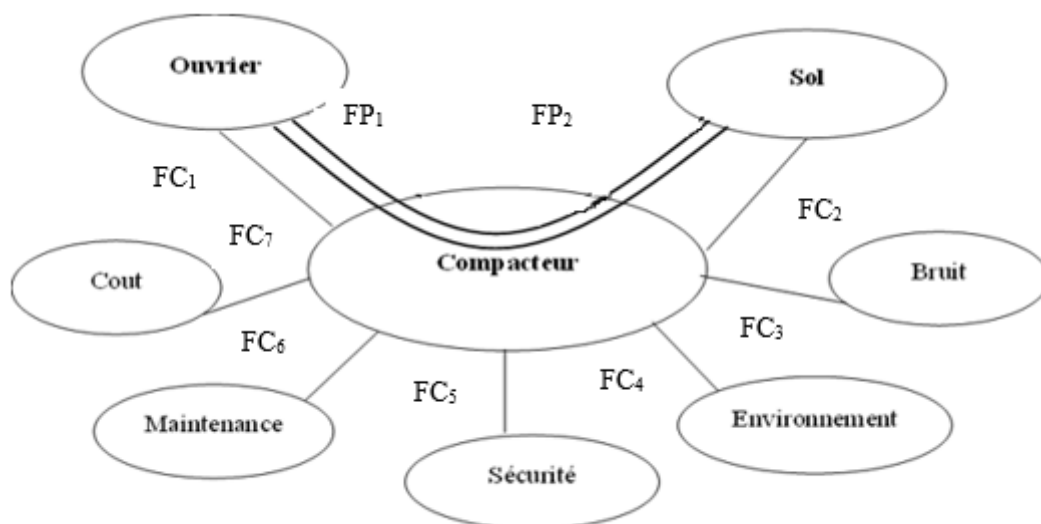


**Fig I-6 :** Diagramme bête à cornes

**Enoncé :** Le compacteur permet à l'ouvrier de compacter le sol

### I.6.2 Analyse fonctionnel du besoin A.F.B :

C'est un diagramme d'environnement qui visualise le produit avec son environnement durant la phase de vie utilisation. Cet environnement, à expliciter, est l'ensemble des éléments extérieurs au produit avec lesquels il aura des interactions.



**Fig I-7 :** Diagramme des intégrateurs ou pieuvre.

**N.B :**

**FP :** Fonction Principale

**FC :** Fonction Contrainte

- ✓ **FP<sub>1</sub> :** Compacter le sol
- ✓ **FP<sub>2</sub> :** Fixer la direction
- ✓ **FC<sub>1</sub> :** Être facile à utiliser
- ✓ **FC<sub>2</sub> :** Doit s'adapter au sol
- ✓ **FC<sub>3</sub> :** Avoir un bruit minimal
- ✓ **FC<sub>4</sub> :** Respecter l'environnement
- ✓ **FC<sub>5</sub> :** Respecter les normes de sécurité
- ✓ **FC<sub>6</sub> :** Avoir une maintenance réduite
- ✓ **FC<sub>7</sub> :** Avoir un cout compétitif

### **I.6.3 Cahier des Charges Fonctionnel :**

Ce cahier des charges est sous forme d'un tableau permettant de hiérarchiser les fonctions de service, en contribuant à chaque fonction des critères et niveaux (voir tableau I-1)

**Tableau I-1 : Cahier des Charges Fonctionnel**

<b><u>Fonction</u></b>	<b><u>Critère</u></b>	<b><u>Niveau</u></b>	<b><u>Flexibilité</u></b>
<b>FP<sub>1</sub></b>	Profondeur(épaisseur) Charge	De 0 à 8cm De 0 à 30KN	± 1 cm ±1 KN
<b>FP<sub>2</sub></b>	Angle de direction	$0 < \alpha < 30$	
<b>FC<sub>1</sub></b>	Bras, Boutons	Bras accessible Marche/ arrêt	
<b>FC<sub>2</sub></b>	Dimensions de la plaque	$500 \times 700\text{mm}^2$	
<b>FC<sub>3</sub></b>	Unité de mesure de bruit	50 dB	
<b>FC<sub>4</sub></b>	Peinture	Epoxy	

<b>FC<sub>5</sub></b>	Norme algérienne	Norme algérienne	
<b>FC<sub>6</sub></b>	Nettoyage Vérification des paliers	Chaque jour Chaque 6 mois	
<b>FC<sub>7</sub></b>	un cout compétitif	<b>120 000.00DA</b>	

Dans cette partie, nous avons sélectionné l'amélioration à apporter sur notre produit, dans le cahier des charges du tableau I-1, nous avons deux fonctions principales, l'une concerne la variation de la charge à applique, ou on doit trouver la solution appropriée, et l'autre indique une deuxième amélioration, pour fixer une direction de déplacement du compacteur. Les solutions techniques seront discutées dans le dernier chapitre.

## Chapitre II :

### Généralités sur les éléments de Machines

#### II.1 Introduction :

La conception des machines est le processus d'élaboration d'une machine, d'un système ou d'un mécanisme destiné à remplir une fonction spécifique ou atteindre un objectif précis. Une machine se distingue par son mouvement et comprend généralement au moins trois organes principaux :

un moteur (source d'énergie mécanique), un outil (organe qui effectue le travail demandé) et une transmission (qui relie le moteur à l'outil et adapte ces organes entre eux).

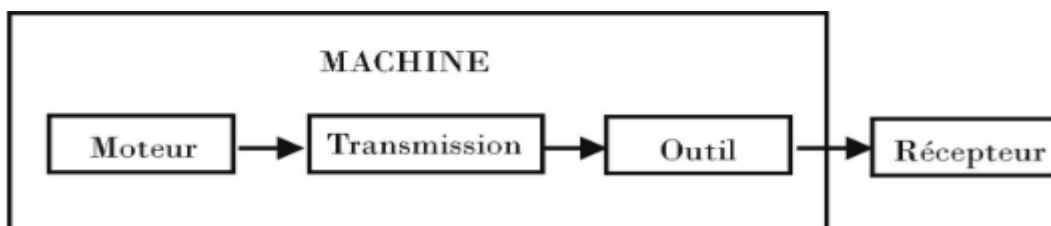
Les machines peuvent comporter plusieurs outils et moteurs, nécessitant plusieurs chaînes de transmission. Elles se composent donc d'éléments qui transmettent mouvement, efforts et énergie, ainsi que d'éléments fixes (bâti et guidages) qui soutiennent et guident les organes mobiles sans transmettre d'efforts [8]

#### II.2 Structure générale des machines :

- Une machine se distingue de tout autre objet créé par l'homme par son mouvement.

Une machine comprend au moins les organes suivants :

**Un moteur** : source de l'énergie mécanique, **l'outil** au sens généralisé Il est l'organe qui effectue le travail demandé à la machine et **la transmission** qui lie le moteur à l'outil et adapte les organes entre eux.



**Fig II-1** : Structure générale des machines [8].

- a- **Un moteur** : source de l'énergie mécanique : peut être un moteur électrique, vérin pneumatique ou hydraulique. Il transforme toute forme d'énergie en énergie mécanique. Il est lui-même constitué de pièces mécaniques



Fig II-2 : Types de moteurs [8].

- **L'outil** au sens large est l'organe qui effectue le travail demandé à la machine, tel que : le crochet d'attelage d'une locomotive ou d'une voiture, couteau d'une fraiseuse, pince de robot. Crochet d'attelage d'une locomotive ou d'une voiture, couteau d'une fraiseuse, pince de robot.
- b- **La transmission** lie le moteur à l'outil et adapte ces organes entre eux : réducteurs, embrayages, cames, roues, etc Figure I-3.

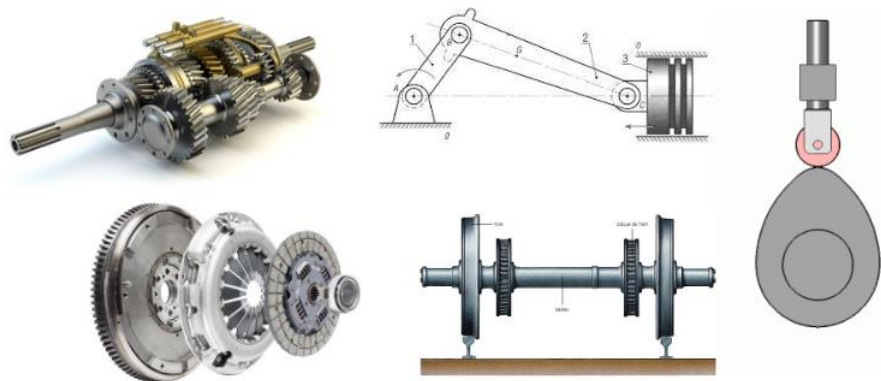


Fig II-3 : Réducteurs, embrayages, cames, roues [8].

La transmission reliant le moteur à l'outil se compose généralement d'une série d'éléments et d'organes en mouvement constituant une chaîne cinématique , figure I-4 .

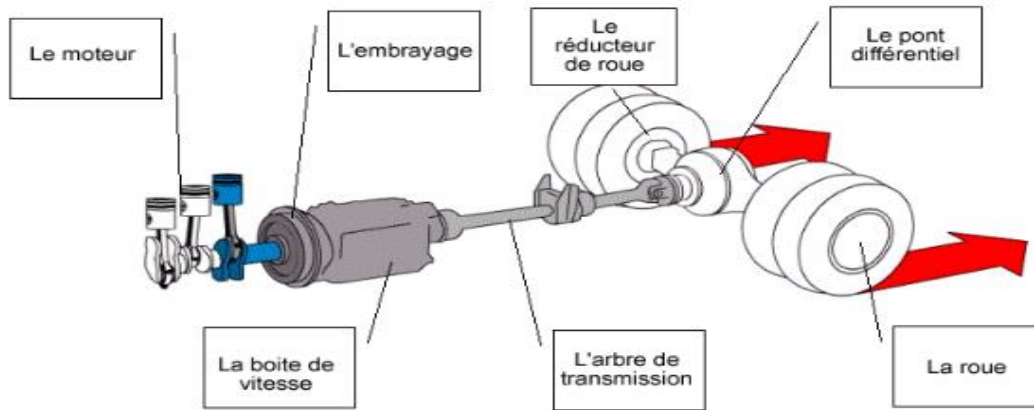


Fig II-4 : La chaîne cinématique [8].

Les machines comportent souvent plusieurs outils et leurs mouvements dans l'espace nécessitent plusieurs moteurs et plusieurs chaînes de transmission.

### II.3 Principes fondamentaux de la mécanique :

Les principes fondamentaux de la mécanique reposent principalement sur :

#### II.3.1 Le principe fondamental de la dynamique (PFD) :

Dans un référentiel galiléen, la somme des forces extérieures appliquées à un système est égale à la masse du système multipliée par l'accélération de son centre d'inertie. C'est la deuxième loi de Newton, formulée par :

$$\vec{F} = m\vec{a}$$

#### II.3.2 Le principe fondamental de la statique :

Si un système est à l'équilibre dans un référentiel galiléen, la somme des forces extérieures est nulle [9].

### II.4 Matériaux utilisés en conception mécanique :

En conception mécanique, les matériaux couramment utilisés sont principalement

#### II.4.1 Les Aciers :

Très utilisés pour leur résistance, notamment l'acier de nitruration qui résiste bien à la corrosion et à l'oxydation, utilisé pour des pièces comme des axes ou roues dentées. Le tableau I-1 représente une gamme des aciers d'usage général avec des caractéristiques mécaniques

**Tableau II-1 : Classification des aciers par emploi [10].**

Aciers d'usage général			
Nuance	R min.**	Re min.**	Emplois
S 185	290	185	Constructions mécaniques et métalliques générales assemblées ou soudées.
S 235	340	235	
S 275	410	275	
S 355	490	355	
E 295	470	295	Ces aciers ne conviennent pas aux traitements chimiques.
E 335	570	335	
E 360	670	360	
Moulage	GS 235 – GS 275 – GS 355 GS 295 – GE 335 – GE 360		

### II.4.2 L'Aluminium :

Léger, facile à travailler et résistant à l'oxydation, employé pour des pièces comme des tuyaux ou revêtements.

### II.4.3 Le Cuivre et ses alliages :

Cuivre pour sa conductivité thermique, utilisé en plomberie, chauffage, moteurs ; alliages comme le laiton (malléable) pour vannes et pièces électriques.

**Tableau II-2 Désignation de cuivre et ses alliages [10].**

Nuances usuelles*	R min.**	Re min.**	Emplois
CR004A [Cu – ETP] (cuivre affiné)	200	70	Matériau à très bonne conductibilité électrique ; convient particulièrement pour câbles, bobinages et contacts.
CW004A [Cu – ETP]	350	300	
CW113C [Cu Pb 1 P]	350	300	Utilisé en décolletage. Très haute conductibilité électrique et thermique.
CW453K [Cu Sn 8] (bronze)	490	390	Matériau de frottement pour bagues, douilles, chemises, segments.
CC480K [Cu Sn 10]	–	–	Pièces moulées sans caractéristiques particulières.
CC493K [Cu Sn 7 Zn 4 Pb 7]	210	–	Robinetterie.
CC483K [Cu Sn 12]	200	–	Construction mécanique.
CW460K [Cu Sn 8 Pb P]	290	160	Pièces d'usure : pignons et roues d'engrenages, écrous.
CW101C [Cu Be 2] (cuivre au béryllium)	1 400	1 350	Ressorts (matériels électriques, matériels résistant à la corrosion), Connecteurs.
CW502L [Cu Zn 15] (laiton)	400	–	Alliage de forgeage à froid ; se polit bien et convient aux revêtements électrolytiques.
CC750S [Cu Zn 33 Pb 2]	490	240	Pièces moulées.
CW506L [Cu Zn 33]	590	210	Construction mécanique générale et pièces découpées dans la tôle. Il se polit bien.
CC765S [Cu Zn 35 Mn 2 Al 1 Fe 1]	410	160	Bonnes caractéristiques mécaniques. Bonnes qualités frottantes.
CW710R [Cu Zn 35 Ni 3 Mn 2 Al Pb]	540	240	Mise en œuvre aisée. Prix modéré.
CW612N [Cu Zn 39 Pb 2]	400	200	Alliage le plus utilisé pour la plupart des pièces décolletées. Très bonne usinabilité. Matériels de microtechniques. Résistance à la corrosion. Soudabilité.
CW401J [Cu Ni 10 Zn 27] (mailechort)	380	170	
CC333G [Cu Al 10 Fe 5 Ni 5] (cupro-aluminium)	600	250	Pièces devant résister à la corrosion (agents atmosphériques, eau de mer).
CW307G [Cu Al 10 Ni 5 Fe 4]	690	320	Inoxydables à chaud. Pièces mécaniques diverses (compresseurs, pompes, etc.).
CW111C [Cu Ni 2 Si] (cupro-silicium)	400	140	Pièces de frottement sous fortes charges, avec chocs éventuels.

## II.4.4 Les Fontes :

Alliages fer-carbone utilisés pour pièces moulées, avec bonne usinabilité et résistance à l'usure, mais fragiles et peu soudables

**Tableau II-3 Désignation des fontes [10].**

Fontes à graphite lamellaire		
Numérique	Symbolique	Emplois
EN-JL 1020	EN-GJL-100	Bonne moulabilité – Bonne usinabilité.
EN-JL 1020	EN-GJL-150	Bonne résistance à l'usure par frottement.
EN-JL 1030	EN-GJL-200	Bon amortissement des vibrations.
EN-JL 1040	EN-GJL-250	Bonnes caractéristiques mécaniques
EN-JL 1050	EN-GJL-300	et frottantes – Bonne étanchéité
EN-JL 1060	EN-GJL-350	(blocs moteurs, engrenages...).
Fontes malléables		
Numérique	Symbolique	Emplois
EN-JM1010	EN-GJMW-350-4	
EN-JM1030	EN-GJMW-400-5	Malléabilité améliorée
EN-JM1040	EN-GJMW-450-7	(pièces complexes).
EN-JM1050	EN-GJMW-550-4	Bonne résilience.
EN-JM1110	EN-GJMB-300-6	Bonne usinabilité.
EN-JM1130	EN-GJMB-350-10	Bon amortissement des vibrations.
EN-JM1140	EN-GJMB-450-6	
EN-JM1150	EN-GJMB-500-5	
EN-JM1160	EN-GJMB-550-4	Très bonnes caractéristiques
EN-JM1170	EN-GJMB-600-3	mécaniques.
EN-JM1180	EN-GJMB-650-2	Bonne résistance à l'usure.
EN-JM1190	EN-GJMB-700-2	

## II.5 Eléments de machines :

### II.5.1 Les arbres :

Un arbre est une pièce rotative ou fixe, normalement de section circulaire, qui supporte généralement engrenages, poulies, volants, manivelles, pignons de chaîne ou autres éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance.

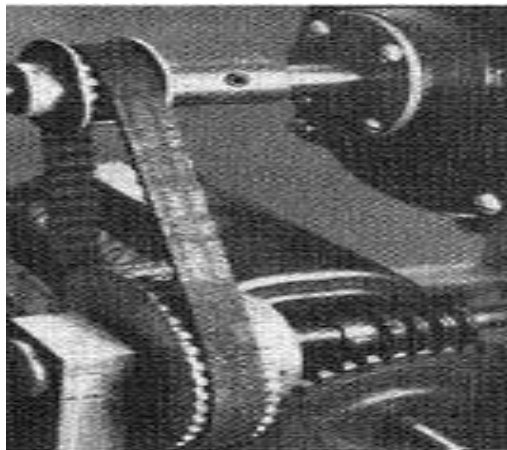
L'arbre est un des éléments de machine le plus fréquemment utilisé. Son rôle est multiple: en général, il sert à transmettre la puissance d'une partie de la machine à une autre partie, mais il peut aussi servir à assurer le positionnement d'un élément par rapport à un autre. A cause de sa géométrie et de ses fonctions, un arbre peut porter différents noms tels que :

- Arbre de transmission : il transmet un couple d'un moteur à une machine ou à un élément de machine ;
- Arbre de renvoi : il supporte des éléments de machines (engrenages, poulies, etc.) et il transmet un couple entre chaque élément (Fig.II.5) ;

- Essieu : arbre stationnaire ou rotatif qui ne transmet pas de couple, c'est-à-dire qui sert au positionnement.

Suivant le rôle qui lui est dévolu, l'arbre est soumis à des contraintes de flexion, à des contraintes de torsion, ou à un chargement complexe de torsion, de flexion et de charge axiale.

On conçoit un arbre en considérant un ou deux des trois critères suivants, ou encore les trois à la fois: la résistance, la rigidité et la vitesse critique. Le critère choisi dépend de la géométrie et des spécifications imposées par la fonction éventuelle de l'arbre. Par exemple, on devrait calculer un arbre de turbine à gaz de façon à ce qu'il résiste aux charges et qu'il fonctionne sans vibrations. Par contre, on devrait vérifier la rigidité (flèche) d'un arbre supportant des engrenages de grande précision afin d'assurer le fonctionnement adéquat des engrenages.



**Fig II-5 :Arbre de renvoi [11].**

### **II.5.1.1 Montage des éléments de machines sur les arbres :**

Lorsque l'on conçoit un arbre, l'objectif visé, quel que soit le critère choisi, consistera toujours à chercher à obtenir la construction la plus économique possible et la plus sûre. En d'autres termes, il s'agira d'obtenir l'arbre ayant le plus petit diamètre possible. Quelles que soient les données qui ont servi de base au calcul (résistance, rigidité ou vitesse critique), le diamètre de l'arbre est grandement influencé par la distribution des moments fléchissant. Afin de réduire le plus possible ces moments, il est avantageux de monter les éléments de transmission le plus près possible des supports de l'arbre. La fig II-6 illustre deux montages dont l'un est de beaucoup préférable à l'autre.

Certains types d'éléments de transmission, les embrayages et les freins à tam-bour par exemple, ne produisent pas ou peu de flexion sur les arbres. Leur localisation par rapport aux supports ne revêt donc pas une importance primordiale.

Les arbres sont positionnés transversalement et axialement par des coussinets ou des roulements. À noter : plusieurs éléments de transmission (embrayages, engrenages hélicoïdaux, engrenages coniques, etc.), ainsi que les dilatations thermiques, produisent des charges axiales qui peuvent, dans certains cas, être très importantes. Des butées doivent alors être prévues pour reprendre ces charges. Même lorsque, théoriquement, l'arbre n'est pas soumis à des charges axiales (et c'est ce qui se produit à la figure II-6), il est généralement nécessaire de prévenir le flottement de l'arbre dans la direction axiale. Le chapitre sur les roulements traite de la façon d'assujettir les arbres dans la direction axiale en effectuant le montage approprié des roulements.

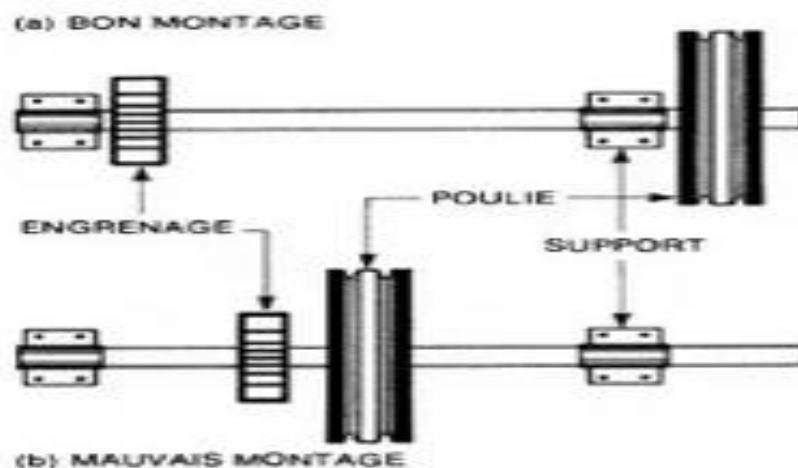


Fig II-6 : Comparaison entre deux montages d'un engrenage et d'une poulie sur arbre[11].

### II.5.1.2 Les matériaux des arbres :

En général, des aciers ordinaires au carbone, laminés à chaud, entrent dans la fabrication des arbres de transmission et des arbres qui n'ont pas besoin de caractéristiques de résistance particulières [leur pourcentage de carbone varie de 0,15 à 0,30% (UNS G10150 à 10300)]. Les arbres de machine soumis à des charges variables et les arbres tournant à haute vitesse nécessitent des aciers de plus grande résistance, donc des aciers pouvant subir des traitements thermiques (généralement de 0,35 à 0,55%

de carbone). Un concepteur verra à consulter les normes SAE ou toutes autres sources pertinentes afin d'obtenir des informations appropriées.

Il est important de noter que la rigidité (de flexion ou de torsion) d'un arbre est directement proportionnelle au produit du module d'élasticité du matériau ( $E$  ou  $G$ ) et du moment d'inertie de la section ( $I$  ou  $J$ ). Puisque les modules d'élasticité sont pratiquement les mêmes pour tous les aciers, l'augmentation de la rigidité d'un arbre en acier entraîne nécessairement l'augmentation de son diamètre. En d'autres termes, l'acier le plus résistant n'est pratiquement pas plus rigide que l'acier le moins résistant.

Pour remplir certaines fonctions particulières, les arbres peuvent être fabriqués en matériaux autres que les aciers : alliages d'aluminium ou de titane, matières plastiques renforcées de fibres, alliages de cuivre....

### **II.5.1.3 Critères de résistance :**

Il existe plusieurs méthodes pour calculer le diamètre d'un arbre ou pour vérifier la résistance d'un arbre d'un diamètre choisi. Les trois méthodes que nous verrons sont sûres et leur degré d'exactitude est fonction des facteurs considérés. Toutefois, ces trois méthodes ne donnent pas nécessairement des résultats identiques .

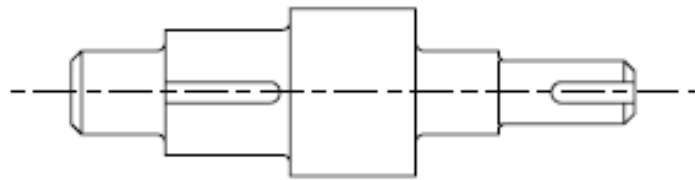
### **II.5.1.4 Transmission d'arbre :**

Le terme « arbre de transmission » désigne généralement un élément de machine rotatif, de section circulaire, qui supporte des éléments de transmission tels que des engrenages, des poulies et des pignons, et transmet la puissance.

Un arbre de transmission supportant un engrenage dans un réducteur de vitesse est illustré à (Fig II-7)

L'arbre est toujours épaulé, avec un diamètre maximal au milieu et un diamètre minimal aux deux extrémités, où sont montés les roulements. Les épaulements de l'arbre forment des épaulements permettant le positionnement des éléments de transmission tels que les engrenages, les poulies et les roulements.

La partie arrondie entre deux sections transversales de diamètres différents est appelée congé de raccordement. Le rayon du congé de raccordement est prévu pour réduire l'effet de concentration de contraintes dû à une variation brusque de section transversale.



**Fig II-7:** Arbre de transmission [12].

**Tableau II-4 :** Diamètres standards des barres d'acier utilisées à des fins d'ingénierie structurelle et général [12].

Diamètres (mm)			
5	20	45	90
6	22	50	100
8	25	55	110
10	28	60	120
12	30	65	140
14	32	70	160
16	35	75	180
18	40	80	200

### II.5.1.5 Conception de l'arbre axé sur la résistance :

Les arbres de transmission sont soumis à une force de traction axiale, à un moment de flexion ou de torsion, ou à une combinaison de ces forces. La plupart des arbres de transmission sont soumis à des moments combinés de flexion et de torsion. La conception d'un arbre de transmission consiste à déterminer le diamètre correct de l'arbre en tenant compte de sa résistance et de sa rigidité.

Lorsque l'arbre est soumis à une force de traction axiale, la contrainte de traction est donnée par

$$\sigma_t = \frac{P}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} \quad \text{ou,} \quad \sigma_t = \frac{4P}{\pi d^2} \quad (\text{II-1})$$

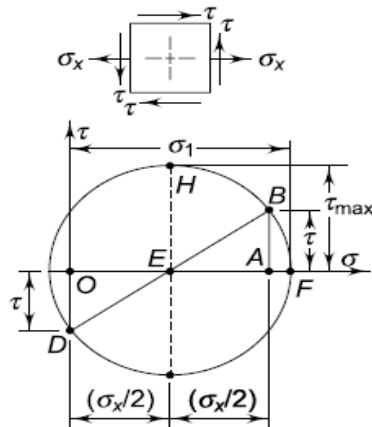
Lorsque l'arbre est soumis à un moment de flexion pur, les contraintes de flexion sont données par :

$$\sigma_b = \frac{M_b y}{I} = \frac{M_b \left(\frac{d}{2}\right)}{\left(\frac{\pi d^4}{64}\right)} \quad \text{ou,} \quad \sigma_b = \frac{32M_b}{\pi d^3} \quad (\text{II-2})$$

Lorsque l'arbre est soumis à un moment de torsion pur, la contrainte de cisaillement en torsion est donnée par :

$$\tau = \frac{M_t \cdot r}{J} = \frac{M_t \left(\frac{d}{2}\right)}{\left(\frac{\pi d^4}{32}\right)} \quad \text{ou,} \quad \tau = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (\text{II-3})$$

Lorsque l'arbre est soumis à une combinaison de charges, la contrainte principale et la contrainte de cisaillement principale sont obtenues en construisant le cercle de Mohr, comme illustré à (la fig I-8) La contrainte normale est notée  $\sigma_x$ , tandis que la contrainte de cisaillement est notée  $t$ . Nous allons considérer deux cas pour calculer la valeur de  $\sigma_x$



**Fig II-8 :Le cercle de Mohr [12].**

Cas I Dans ce cas, l'arbre est soumis à une combinaison de force axiale, de moment de flexion et de moment de torsion.

$$\sigma_x = \sigma_t + \sigma_b \quad (\text{II-4})$$

Cas II Dans ce cas, l'arbre est soumis à une combinaison de moments de flexion et de torsion sans aucune force axiale.

$$\sigma_x = \sigma_b \quad (\text{II-5})$$

Les valeurs de  $\sigma_x$  et  $\tau$  dans les équations (II-4) et (II-5) sont obtenues respectivement à partir des équations (II-1) et (II-2).

Le cercle de Mohr est construit selon les étapes suivantes :

- Sélectionner l'origine O.
- Tracer les points suivants :

$$\overline{OA} = \sigma_x \quad \overline{AB} = \tau \quad \overline{OD} = \tau$$

- Joindre  $\overline{DB}$ . Le point d'intersection de  $\overline{DB}$  et  $\overline{OA}$  est E.
- Construisez le cercle de Mohr avec E comme centre et  $\overline{EB}$  comme rayon.

La contrainte principale  $\sigma_1$  est donnée par :

$$\sigma_1 = \overline{OF} = \overline{OE} + \overline{EF} = \overline{OE} + \overline{EB}$$

Ou,

$$\sigma_1 = \left(\frac{\sigma_x}{2}\right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \quad (\text{II-6})$$

La contrainte de cisaillement principale  $\tau_{max}$  est donnée par,

$$\tau_{max} = \overline{EH} = \overline{EB} \quad \text{ou,} \quad \tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \quad (\text{II-7})$$

Les équations (II-1) à (II-7) sont fondamentales pour la conception des arbres. Cependant, il n'est pas nécessaire de les utiliser toutes à chaque fois.

Pour la conception des arbres, des expressions simples peuvent être élaborées en combinant les équations ci-dessus. L'arbre peut être conçu sur la base de la théorie de la contrainte principale

maximale ou de la contrainte de cisaillement maximale. Nous appliquerons ces théories à un arbre de transmission soumis à des moments combinés de flexion et de torsion.

### I.5.1.6 Méthodes de calcul des arbres :

Tout d'abord on va citer quelques théories appliquées sur le dimensionnement des arbres :

- **Théorie de la contrainte principale maximale** : La contrainte principale maximale est  $\sigma_1$ . Comme l'arbre est soumis à des moments de flexion et de torsion sans effort axial,

$$\sigma_x = \sigma_b = \frac{32M_b}{\pi d^3} \quad (a)$$

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (b)$$

En remplaçant les équations (a) et (b) dans l'équation (II-6),

$$\begin{aligned} \text{Ou,} \quad \sigma_1 &= \left( \frac{16M_b}{\pi d^3} \right) + \sqrt{\left( \frac{16M_b}{\pi d^3} \right)^2 + \left( \frac{16M_t}{\pi d^3} \right)^2} \quad (II-8) \\ \sigma_1 &= \frac{16}{\pi d^3} \left( M_b + \sqrt{(M_b)^2 + (M_t)^2} \right) \end{aligned}$$

La valeur admissible de la contrainte principale maximale est donnée par :

$$\sigma_1 = \frac{S_{yt}}{(f_s)} \quad (II-9)$$

Les équations (II-8) et (II-9) permettent de déterminer le diamètre de l'arbre selon la théorie de la contrainte principale.

Les études expérimentales suggèrent que la théorie de la contrainte principale maximale donne de bonnes prévisions pour les matériaux fragiles. Les arbres sont constitués de matériaux ductiles comme l'acier et, par conséquent, cette théorie n'est pas applicable à la conception des arbres.

- **Théorie de la contrainte de cisaillement maximale.** La contrainte de cisaillement principale est  $\tau_{max}$ . En remplaçant les équations (a) et (b) dans l'équation (II-7),

$$\text{Ou, } \tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16M_b}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16M_t}{\pi d^3}\right)^2} \quad (\text{II-10})$$

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(M_b)^2 + (M_t)^2}$$

Selon la théorie de la contrainte de cisaillement maximale,

$$S_{sy} = 0,5 S_{yt} \quad (\text{II-11})$$

La valeur admissible de la contrainte de cisaillement maximale

est donnée par :

$$\tau_{max} = \frac{S_{sy}}{(f_s)} = \frac{0.5S_{yt}}{(f_s)} \quad (\text{II-12})$$

Les équations (II-10) et (II-12) permettent de déterminer le diamètre de l'arbre selon la théorie de la contrainte de cisaillement maximale. Cette théorie s'applique aux matériaux ductiles. Les arbres étant constitués de matériaux ductiles, il est plus logique d'appliquer cette théorie à la conception de l'arbre plutôt que de le concevoir selon la théorie des contraintes principales.

Nous allons réécrire les équations (II-10) et (II-8) à nouveau.

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(M_b)^2 + (M_t)^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{16}{\pi d^3} \left[ M_b + \sqrt{(M_b)^2 + (M_t)^2} \right]$$

- **Moment de torsion équivalent.**

L'expression  $\sqrt{(M_b)^2 + (M_t)^2}$  : est appelée moment de torsion « équivalent ». Le moment de torsion équivalent est défini comme le moment de torsion qui, agissant seul, produit la même

contrainte de cisaillement de torsion dans l'arbre que sous l'action combinée du moment de flexion ( $M_b$ ) et du moment de torsion ( $M_t$ ).

➤ ***Moment de flexion équivalent.***

L'expression  $[M_b + \sqrt{(M_b)^2 + (M_t)^2}]$  : est appelée moment de flexion « équivalent ». Le moment de flexion équivalent est défini comme le moment de flexion qui, agissant seul, produit les mêmes contraintes de flexion (traction et compression) dans l'arbre que sous l'action combinée du moment de flexion ( $M_b$ ) et du moment de torsion ( $M_t$ ).

Le concept de moment de torsion équivalent est utilisé dans la conception des arbres sur la base de la théorie de la contrainte de cisaillement maximale. Le concept de moment de flexion équivalent est utilisé dans la conception des arbres sur la base de la théorie de la contrainte principale maximale.

### **II.5.1.6.1 Première méthode : conception d'arbre basée sur la rigidité en torsion**

Dans certaines applications, les arbres sont conçus sur la base de la rigidité en torsion ou de la rigidité latérale.

Un arbre de transmission est dit rigide sur la base de sa rigidité en torsion, s'il ne se tord pas trop sous l'action d'un couple externe. De même, l'arbre de transmission est dit rigide sur la base de sa rigidité latérale, s'il ne se déforme pas trop sous l'action de forces externes et d'un moment de flexion.

Dans certaines applications, comme les broches de machines-outils, il est nécessaire de concevoir l'arbre sur la base de la rigidité en torsion, c'est-à-dire sur la base de l'angle de torsion admissible par mètre de longueur d'arbre.

L'angle de torsion  $\theta_r$  (en radians) est donné par :

$$\theta_r = \frac{M_t l}{JG}$$

Conversion de  $\theta_r$  de radians en degrés ( $\theta$ ),

$$\theta = \frac{180}{\pi} \times \frac{M_t l}{JG} \quad (a)$$

Pour arbre circulaire plein,

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (b)$$

En combinant les équations (a) et (b),

$$\theta = \frac{584M_t l}{Gd^4} \quad (II-13)$$

Où :

$\theta$  = angle de torsion (degrés)

$l$  = longueur de l'arbre soumis au moment de torsion (mm)

$M_t$  = moment de torsion (N-mm)

$G$  = module de rigidité (N/mm<sup>2</sup>)

$d$  = diamètre de l'arbre (mm)

L'équation (II-13) permet de concevoir l'arbre en fonction de sa rigidité en torsion. L'angle de torsion admissible pour les machines-outils est de 0,25° par mètre de longueur. Pour les arbres linéaires, la valeur limite est de 3° par mètre de longueur. Le module de rigidité de l'acier est de 79 300 N/mm<sup>2</sup>, soit environ 80 kN/mm<sup>2</sup>.

### II.5.1.6.2 Deuxième méthode : méthode basée sur le code ASME

Une approche importante pour la conception d'un arbre de transmission consiste à utiliser le code ASME. Selon ce code, la contrainte de cisaillement admissible  $\tau_{max}$  pour l'arbre sans rainures de clavette est égale à 30 % de la limite d'élasticité en traction ou à 18 % de la résistance à la traction ultime du matériau, selon la valeur minimale. Par conséquent,

$$\begin{aligned} \text{Ou,} \quad \tau_{max} &= 0,30 S_{yt} \\ \tau_{max} &= 0.18 S_{ut} \end{aligned} \quad (II-14)$$

En présence de rainures de clavette, les valeurs ci-dessus doivent être réduites de 25 %. Selon le code ASME, les moments de flexion et de torsion doivent être multipliés par les facteurs  $K_b$  et  $K_t$  respectivement, afin de tenir compte des chocs et de la fatigue en conditions de fonctionnement.

Le code ASME repose sur la théorie de la rupture par contrainte de cisaillement maximale. Par conséquent, l'équation (II.15) est modifiée et réécrite comme suit :

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(k_b M_b)^2 + (k_t M_t)^2} \quad (II-15)$$

où,

$k_b$  = facteur combiné de choc et de fatigue appliqué au moment de flexion

$k_t$  = facteur combiné de choc et de fatigue appliqué

au moment de torsion

Les valeurs de  $k_b$  et  $k_t$  pour les arbres rotatifs sont données dans le tableau (II-5).

**Tableau II-5 :** Valeurs des facteurs de choc et de fatigue  $k_b$  et  $k_t$  [12].

Application	$k_b$	$k_t$
▪ Charge appliquée progressivement	1.5	1.0
▪ Charge appliquée soudainement (choc mineur)	1.5-2.0	1.0-1.5
▪ Charge appliquée soudainement (choc violent)	2.0-3.0	1.5-3.0

Les équations (II-14) et (II-15) servent à concevoir l'arbre conformément au code ASME.

De même, nous écrirons

$$\sigma_1 = \frac{16}{\pi d^3} \left[ k_b M_b + \sqrt{(k_b M_b)^2 + (k_t M_t)^2} \right]$$

➤ ***Moment de torsion équivalent.***

L'expression  $\sqrt{(k_b M_b)^2 + (k_t M_t)^2}$  : est appelée moment de torsion « équivalent » lorsque l'arbre est soumis à des charges fluctuantes. Le moment de torsion équivalent est défini comme le moment de torsion qui, agissant seul, produit la même contrainte de cisaillement de torsion dans l'arbre que sous l'action combinée du moment de flexion ( $M_b$ ) et du moment de torsion ( $M_t$ ) sous des charges fluctuantes.

➤ ***Moment de flexion équivalent.***

L'expression  $\left[ k_b M_b + \sqrt{(k_b M_b)^2 + (k_t M_t)^2} \right]$  : est appelée moment de flexion « équivalent » lorsque l'arbre est soumis à des charge fluctuantes. Le moment de flexion équivalent est défini comme le moment de flexion qui, agissant seul, produit les mêmes contraintes de flexion (traction et compression) dans l'arbre que sous l'action combinée du moment de flexion ( $M_b$ ) et du moment de torsion ( $M_t$ ) sous des charges fluctuantes [12].

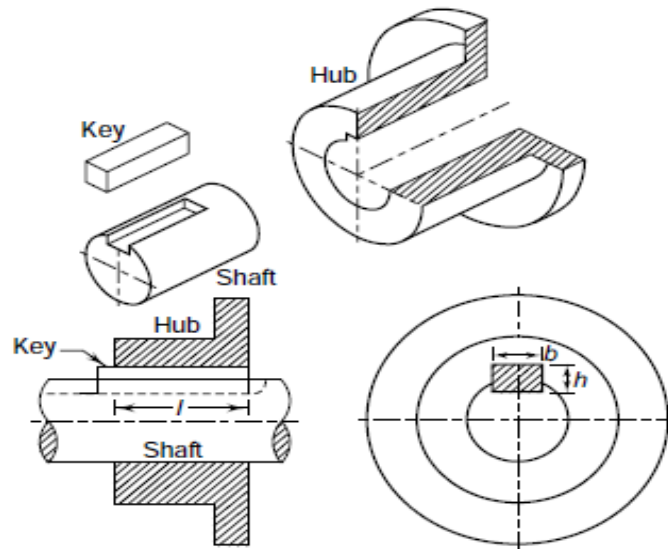
## II.5.2 Les clavettes :

Une clavette est un élément mécanique servant à relier l'arbre de transmission à des éléments rotatifs tels que des poulies, des engrenages, des pignons ou des volants. Un assemblage claveté composé d'un arbre, d'un moyeu et d'une clavette est illustré à la fig (II-9). La clavette remplit deux fonctions principales :

- La fonction principale de la clavette est de transmettre le couple de l'arbre au moyeu de l'élément d'accouplement et inversement.
- La deuxième fonction de la clavette est d'empêcher tout mouvement de rotation relatif entre l'arbre et l'élément mécanique associé, tel qu'un :

Engrenage ou une poulie. Dans la plupart des cas, la clavette empêche.

Également tout mouvement axial entre deux éléments, sauf en cas de clavette à ailettes ou de liaison cannelée.



**Fig II-9 : Assemblage à clavette [12].**

Un évidement ou une fente usiné(e) sur l'arbre ou dans le moyeu pour loger la clavette est appelé(e) rainure de clavette. Cette rainure est généralement usinée à l'aide d'une fraise verticale ou horizontale. Elle entraîne une concentration de contraintes dans l'arbre et fragilise la pièce. C'est le principal inconvénient d'un assemblage à clavette. Les clavettes sont fabriquées en acier au carbone ordinaire comme le 45C8 ou le 50C8 afin de résister aux contraintes de cisaillement et de compression résultant de la transmission du couple. Selon les normes indiennes, un acier d'une résistance à la traction d'au moins  $600 \text{ N/mm}^2$  doit être utilisé pour la clavette.

Il existe de nombreux types de clavettes et plusieurs normes spécifiant leurs dimensions (3 à 6). Il existe différentes classifications des clavettes. Parmi celles-ci, on peut citer [12] .

### **II.5.2.1 Les Clavettes parallèles :**

*Elles sont utilisées pour les clavetages courts longueur dépassant peu la valeur du diamètre de l'arbre ( $1 < 1,5 d$ ).*

#### **LOGEMENT :**

Le logement à bouts droits est d'exécution aisée (par fraise-disque). Il présente, cependant, les inconvénients d'être encombrant en longueur, et de moins bien maintenir la clavette que le logement à bouts ronds

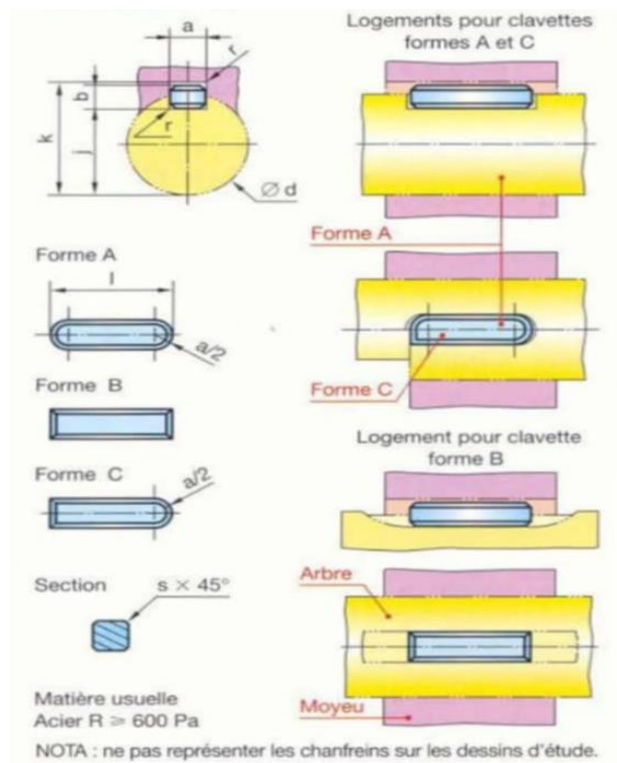


Fig II-10 : Clavette parallèle forme A, Bet C [10].

Tableau II-6 : dimensions caractéristiques des clavettes [10] .

D	a	b	e	f	j	k	Vis
17 à 22 inclus	6	3	3	4.5	$d - 3.5$	$d + 2.8$	M2.5-6
22 à 30	8	7	3.5	6.5	$d - 4$	$d + 3.3$	M3-8
30 à 38	10	8	3.5	9	$d - 5$	$d + 3.3$	M4-10
38 à 44	12	8	2.5	10.5	$d - 5$	$d + 3.3$	M5-10
44 à 50	14	9	2.5	11.5	$d - 5.5$	$d + 3.8$	M6-10
50 à 58	16	10	3.5	10.5	$d - 6$	$d + 4.3$	M6-10
58 à 65	18	11	2.5	14.5	$d - 7$	$d + 4.4$	M8-12
65 à 75	20	12	3.5	13.5	$d - 7.5$	$d + 4.9$	M8-12
75 à 85	22	14	3.5	14.5	$d - 9$	$d + 5.4$	M10-12
85 à 95	25	14	3.5	14.5	$d - 9$	$d + 5.4$	M10-12
95 à 110	28	16	5.5	16.5	$d - 10$	$d + 6.4$	M10-16

## II.5.3 Les courroies :

### II.5.3.1 Les courroies de transmission :

Les poulies et courroies permettent la transmission d'un mouvement de rotation d'un arbre menant à un arbre mené relativement éloignés l'un de l'autre.

Rapport de transmission R :

$$R = \frac{n_2(\text{poulie menée})}{n_1(\text{poulie menante})} = \frac{dp_1(\text{poulie menante})}{dp_2(\text{poulie menée})} \quad (\text{II-16})$$

n : fréquence de rotation des poulies en tr/min.

dp : diamètres primitifs des poulies en mm.

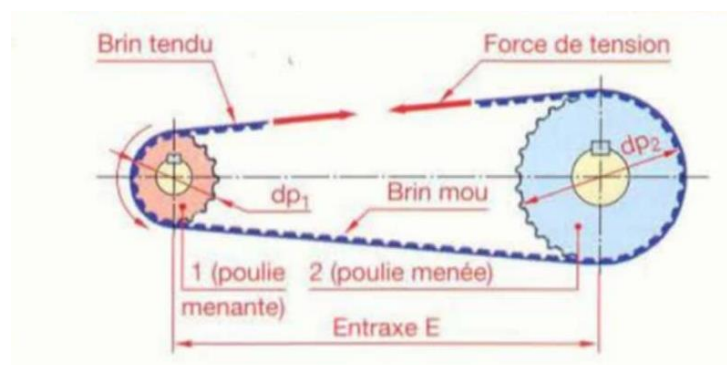


Fig II-11 :Transmission de courroies [10] .

### II.5.3.2 Les types des courroies :

#### II.5.3.2.1 Les Courroies plates :

Les courroies plates permettent de transmettre de grandes fréquences de rotation. Afin de limiter l'action de la force centrifuge sur les courroies, on limite généralement

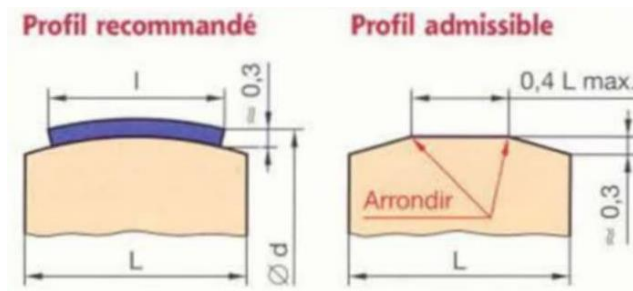


Fig II-12 : Courroies plates [10] .

### II.5.3.3.2 Les Courroies trapézoïdales :

La courroie et la gorge de la poulie sont à section trapézoïdale. On obtient ainsi une forte adhérence par coincement de la courroie dans la gorge de la poulie (environ trois fois plus que pour une courroie plate dans un même matériau). Il est, ainsi, possible de réduire l'arc d'enroulement et d'avoir des entraxes relativement courts.

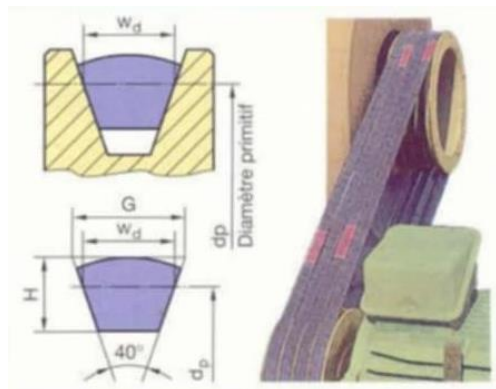


Fig II-13: Courroies trapézoïdales [10].

#### ○ Relations géométriques :

Il existe deux types de courroies : ouvertes

et croisées, comme illustré aux fig (II-14) et (II-15). La différence entre ces deux types de courroies est la suivante :

- Une transmission par courroie ouverte est une transmission dans laquelle la courroie passe du haut d'une poulie, au haut d'une autre sans se croiser. Une transmission par courroie croisée est une transmission dans laquelle la courroie passe du haut d'une poulie au bas d'une autre et se croise sur elle-même.

Dans les deux cas, les arbres menant et mené sont parallèles.

- Dans une transmission par courroie ouverte, les poulies menante et menée tournent dans le même sens.

Dans une transmission par courroie croisée, les poulies menante et menée tournent en sens inverse.

- Dans une transmission par courroies croisées, l'angle d'enroulement est plus grand. Par conséquent, la capacité de transmission de puissance d'une transmission par courroies croisées est supérieure à celle d'une transmission par courroie ouverte.
- Dans une transmission par courroies croisées, la courroie frotte contre elle-même lors du croisement. De plus, elle doit se courber dans deux plans différents. Ces deux facteurs augmentent l'usure et réduisent sa durée de vie.
- Dans une transmission par courroies ouvertes, lorsque l'entraxe est plus grand, la courroie vibre perpendiculairement à son sens de déplacement. Lorsque l'entraxe est faible, le glissement de la courroie augmente. Ces deux facteurs limitent l'utilisation d'une transmission par courroie ouverte. Les transmissions par courroies croisées ne présentent pas ces limitations.
- Les transmissions par courroies ouvertes sont plus répandues que les transmissions par courroies croisées.

Une transmission par courroie ouverte est illustrée à (la fig II-14). Les dimensions de la transmission par courroie ouverte sont les suivantes :

$\alpha_s$  = angle d'enroulement de la petite poulie (degrés)

$\alpha_b$  = angle d'enroulement de la grande poulie (degrés)

D = diamètre de la grande poulie (mm)

d = diamètre de la petite poulie (mm)

C = entraxe (mm)

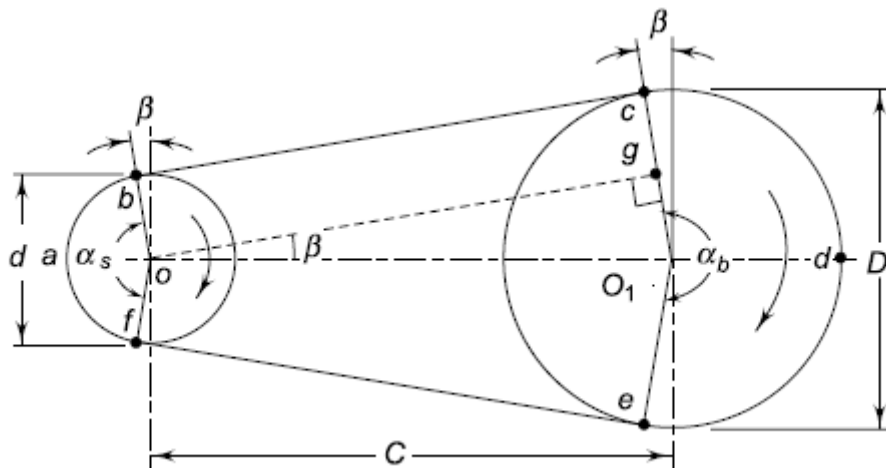


Fig II-14 :Entraînement par courroie ouverte [12] .

Longueur primitive L d'une courroie ouverte :

$$L = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (\text{II.17})$$

Une transmission par courroie croisée est illustrée à (la fig II-15).

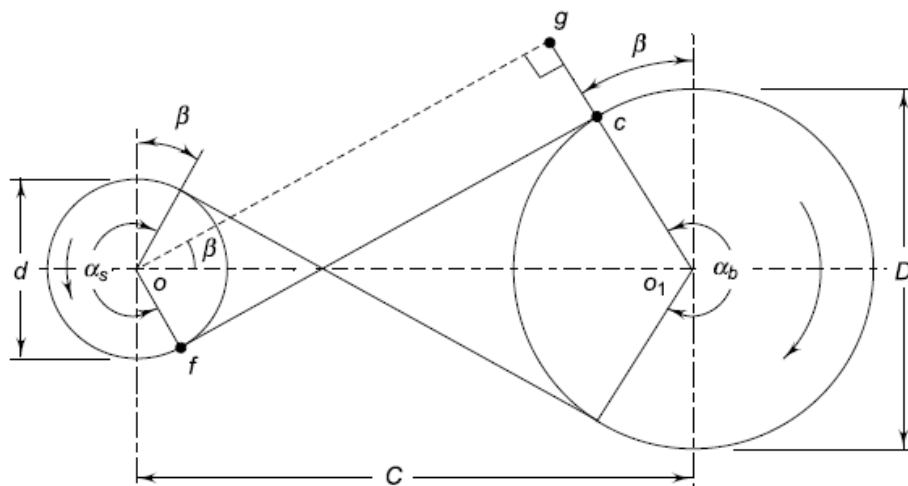


Fig II-15: Entraînement par courroie croisée [12] .

Longueur primitive L d'une courroie croisée .

$$L = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D + d)^2}{4C} \quad (\text{II-18})$$

## II.5.4 Les Roulements :

Les roulements rigides à billes sont les roulements les plus couramment utilisés et ça dans de nombreuses applications Ils conviennent pour des vitesses élevées à très élevées, peuvent supporter des charges radiales et axiales dans les deux sens et nécessitent peu de maintenance 1P239

### II.5.4.1 Modèles et variantes :

#### II.5.4.1.1 Roulements rigides à billes à une rangée :

Les roulements rigides a billes a une rangée (fig II-16) sont disponibles avec ou sans étanchéités intégrées (joints ou flasques) Les roulements sans étanchéité peuvent comporter des rainures d'étanchéité utilisées seulement en version étanche .

Roulements rigides à billes en acier inoxydable Ces roulements présentent une capacité de charge inférieure à celle des roulements en acier standard de la gamme de base.

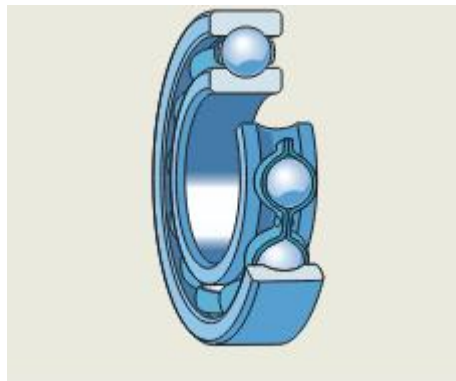


Fig II-16 : Roulement à une rangée [13] .

#### II.5.4.2 Charge équivalente du roulement :

Dans les applications réelles, la force agissant sur le roulement comporte deux composantes : radiale et axiale. Il est donc nécessaire de convertir les deux composantes agissant sur le roulement en une seule charge hypothétique, remplissant les conditions appliquées à la capacité de charge dynamique.

La charge hypothétique peut ensuite être comparée à la capacité de charge dynamique. La charge dynamique équivalente est définie comme la charge radiale constante dans les roulements radiaux (ou la charge axiale dans les butées), qui, appliquée au roulement, lui confèrerait la même durée de vie que celle qu'il atteindrait dans des conditions réelles d'efforts. L'expression de la charge dynamique équivalente s'écrit :

$$P = XVF_r + YF_a \quad (\text{II-19})$$

$P$  = charge dynamique équivalente (N)

$F_r$  = charge radiale (N)

$F_a$  = charge axiale ou axiale (N)

$V$  = facteur de rotation de la bague

$X$  et  $Y$  sont respectivement les facteurs radial et axial, et leurs valeurs sont indiquées dans les catalogues du fabricant.

Le facteur de rotation de la bague dépend de la rotation de la bague intérieure ou extérieure. La valeur de  $V$  est de 1 lorsque la bague intérieure tourne tandis que la bague extérieure est maintenue immobile dans le logement. La valeur de  $V$  est de 1,2 lorsque la bague extérieure tourne par rapport à la charge, tandis que la bague intérieure reste immobile. Dans la plupart des applications, la bague intérieure tourne et la bague extérieure est fixe dans le logement. En supposant que  $V$  est égal à 1, l'équation générale de la charge dynamique équivalente est donnée par :

$$P = XF_r + YF_a \quad (\text{II-20})$$

Dans ce chapitre, nous utiliserons l'équation ci-dessus pour calculer la charge dynamique équivalente. L'effet de  $V$  doit être pris en compte dans des cas particuliers, où la bague extérieure tourne et la bague intérieure est immobile.

Lorsque le roulement est soumis à une charge radiale pure  $F_r$  :

$$P = F_r \quad (\text{II-21})$$

Lorsque le roulement est soumis à une charge axiale pure  $F_a$  :

$$P = F_a \quad (\text{II-22})$$

## **II.5.5 Les Paliers :**

### **II.5.5.1 Les types de paliers :**

#### **II.5.5.1.1 Paliers Y complets :**

Les paliers complets à billes SKF sont dénommés paliers Y. Les paliers Y sont des ensembles prêts à monter qui supportent des défauts d'alignement initiaux. L'ensemble se compose d'un roulement rigide à une rangée de billes avec diamètre extérieur sphérique convexe (roulement Y) et d'un palier Y avec un alésage sphérique correspondant mais concave.

Roulements et paliers peuvent être commandés séparément. Les paliers Y SKF sont disponibles sous forme de :

- paliers Y à semelle complets
- paliers Y appliqués
- coulisseaux-tendeurs Y complets.

Ils existent dans une grande variété de conceptions et sont fabriqués en différents matériaux

- matériau composite
- fonte grise
- tôle d'acier

Plusieurs dispositifs de fixation sur l'arbre sont par ailleurs possibles

- vis de blocage
- bague de blocage excentrique
- manchon de serrage.

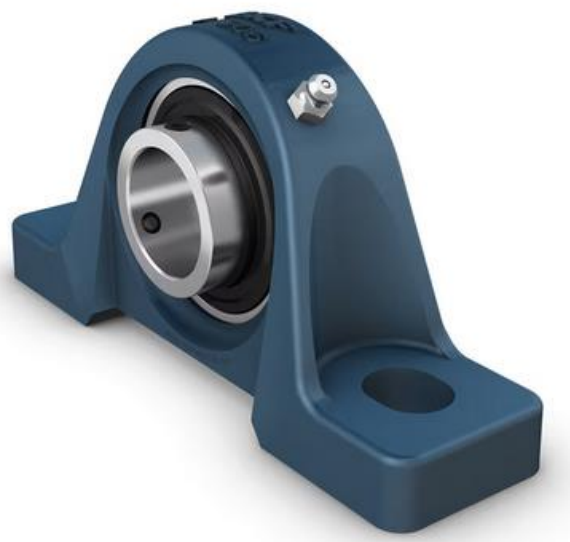


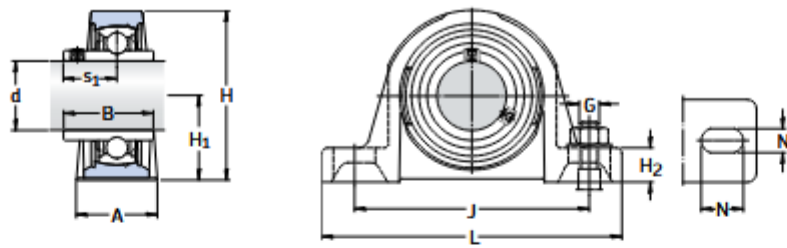
Fig II-17 : Paliers Y complets [14] .

### II.5.5.1.2 Paliers complets à billes SKF Concentra :

Les paliers complets à billes Concentra sont constitués d'un palier Y et d'un roulement rigide à billes de la série de roulements SKF 62.

Dimensions									Capacité de charge axiale statique	Masse	Désignations		Vis de blocage	
G	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	B	M	b	h			Écrou de serrage	Clé associée	Taille	Couple de serrage recommandé
mm									kN	kg	-		-	Nm
M 120x2	144	155	122	142	32	-	10	4	860	1,6	► KMT 24	HN 21-22	M10	35
M 130x2	154	165	132	152	32	-	12	5	920	1,7	► KMT 26	TMFN 23-30	M10	35
M 140x2	164	175	142	162	32	-	14	5	980	1,8	► KMT 28	TMFN 23-30	M10	35
M 150x2	174	185	152	172	32	-	14	5	1040	1,95	► KMT 30	TMFN 23-30	M10	35
M 160x3	184	195	162	182	32	-	14	5	1100	2,1	► KMT 32	TMFN 23-30	M10	35
M 170x3	192	205	172	192	32	-	14	5	1160	2,2	► KMT 34	TMFN 30-40	M10	35
M 180x3	204	215	182	202	32	-	16	5	1220	2,3	► KMT 36	TMFN 30-40	M10	35
M 190x3	214	225	192	212	32	-	16	5	1280	2,4	► KMT 38	TMFN 30-40	M10	35
M 200x3	224	235	202	222	32	-	18	5	1340	2,5	► KMT 40	TMFN 30-40	M10	35

Fig II- 18: Désignations des paliers complets à billes [13] .



Dimensions													Charge statique de base $C_0$	Masse kg	Désignations Palier Y avec cage emboutie en tôle	cage couronne en graphite
d	A	B	H	$H_1$	$H_2$	J	L	N	$N_1$	G	$s_1$					
mm													kN	kg	-	
20	32	31	64	33,3	14	97	127	20,5	11,5	10	18,3	6,55	0,57	SY 20 TF/VA201	SY 20 TF/VA228	
25	36	34,1	70	36,5	16	102	130	19,5	11,5	10	19,8	7,8	0,73	SY 25 TF/VA201	SY 25 TF/VA228	
30	40	38,1	82	42,9	16,5	117,5	152	23,5	14	12	22,2	11,2	1,10	SY 30 TF/VA201	SY 30 TF/VA228	
35	45	42,9	93	47,6	19	126	160	21	14	12	25,4	15,3	1,45	SY 35 TF/VA201	SY 35 TF/VA228	
40	48	49,2	99	49,2	19	135,5	175	24,5	14	12	30,2	19	1,80	SY 40 TF/VA201	SY 40 TF/VA228	
45	48	49,2	107	54	20,6	143,5	187	22,5	14	12	30,2	21,6	2,20	SY 45 TF/VA201	SY 45 TF/VA228	
50	54	51,6	114	57,2	22	157	203	26	18	16	32,6	23,2	2,70	SY 50 TF/VA201	SY 50 TF/VA228	
55	60	55,6	127	63,5	23,8	171,5	219	27,5	18	16	33,4	29	3,60	SY 55 TF/VA201	SY 55 TF/VA228	
60	60	65,1	139,7	69,9	26	190,5	240	29	18	16	39,7	36	4,45	SY 60 TF/VA201	SY 60 TF/VA228	

**Fig II-19 :** Désignations Roulements Y pour températures élevées avec vis de blocage pour arbres métriques d 20 – 60 mm [15] .

## Chapitre III : Calcul des éléments du compacteur à plaque vibrante

### III.1 Introduction

Le compacteur à plaque vibrante est un appareil motorisé équipé d'une tôle en acier blindé en contact avec le sol, un élément vibrant, relié par un moteur .

La plaque vibrante est utilisée pour le compactage sur une faible épaisseur des : Sols, fondations, rampes d'accès, remblais .

On l'utilise également, juste après la pose, pour la stabilisation des dallages et surfaces pavées. [16].

Un compacteur est un équipement de chantier utilisé pour le compactage de sol. Très prisée dans le domaine du bâtiment et des travaux publics, et devient très rapidement indispensable sur les chantiers de travaux routiers, de travaux de voiries et réseaux divers (VRD), et parfois de travaux paysagers. Raison pour laquelle elle est aussi connue sous le nom de plaque vibrante btp, plaque vibrante tp ou plaque vibrante travaux publics. On parle également de plaque compacteur, compacteur à plaque, compacteur à plaque vibrante ou dameuse plaque vibrante.

### III.2 Les éléments d'un compacteur à plaque :

Notre équipement se compose des organes suivants (voir figure III-1) :

- Une semelle (plaque en tôle d'acier) plus ou moins épaisse animée par une vibration en contact direct avec le sol pour son compactage.
- Un élément vibrant : source de vibrations et par conséquent le compactage.
- Une motorisation installée au-dessus de la semelle assurant l'alimentation en énergie de l'appareil
- Un guidon pour le pilotage de la plaque vibrante .
- Autres accessoires : amortisseurs (ressorts), réservoir de combustible [17] .



**Fig III-1** : les Composons d'un plaque vibrante [17] .

### **III.3 Principe de fonctionnement :**

Le fonctionnement de la plaque vibrante est basée sur les forces centrifuges, ces forces augmentent lorsque les masses s'accélèrent et se déplacent de façon circulaire. Ainsi, grâce à ces forces, la plaque vibrante peut s'avancer. En même temps, les forces dirigées vers le bas ont pour rôle d'exercer une pression plus au moins importante afin de compacter le sol.

Ainsi, l'excitateur généralement lourd et puissant constitué de masses en déséquilibre animer d'un mouvement circulaire est d'une importance fondamentale (voir figure III-1). Lorsque la masse déséquilibrée dépasse le point le plus élevé de l'excitateur, les forces centrifuges se dirigent vers le haut. Comme ces forces sont beaucoup plus élevées que le poids de la machine, la plaque vibrante saute un peu à chaque rotation pendant une fraction de seconde. En redescendant, la zone située sous la plaque de base sera fortement compactée grâce à l'important potentiel de force (la force est le produit de la masse et de l'accélération). Et ainsi de suite, la même procédure recommence grâce aux mouvements circulaires continus de la masse déséquilibrée [18] .

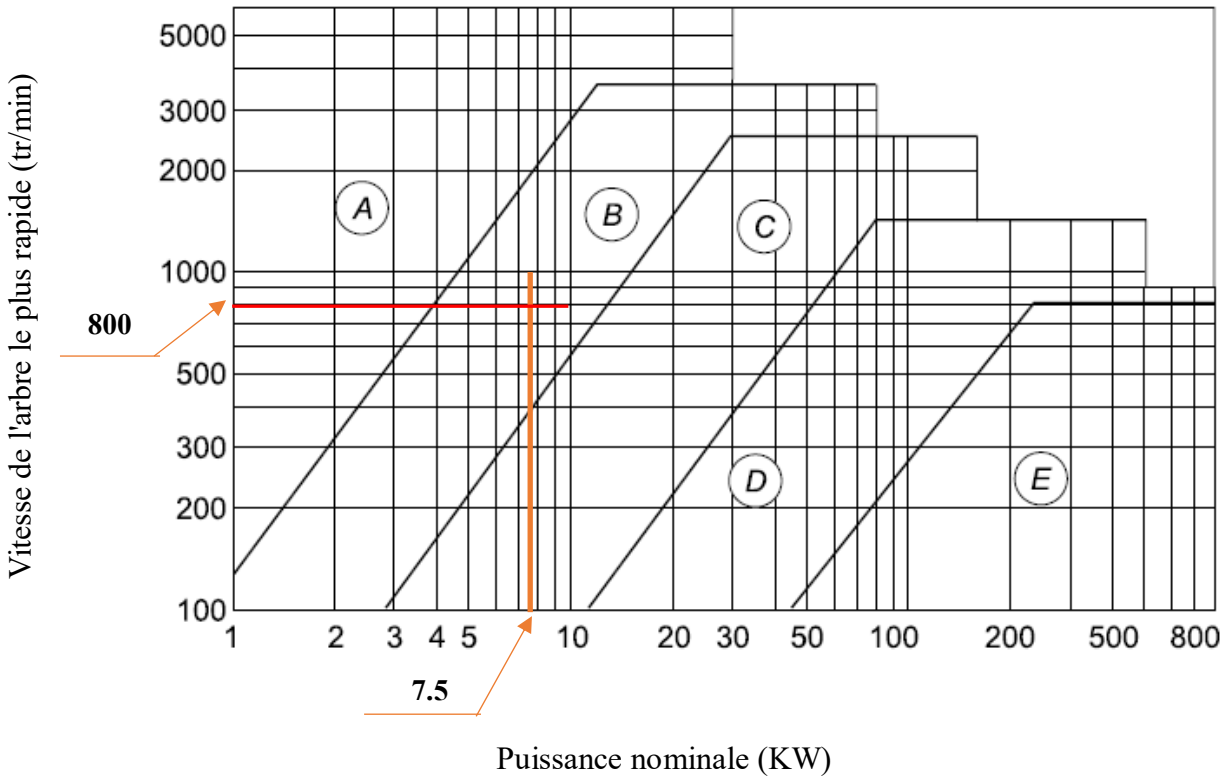
### **III.4 Rapport de réduction :**

**Paramètres imposés :**

- La vitesse de rotation de l'arbre  $N_{arbe} = 800 \text{ tr/min}$
- L'excentricité des masses  $r = 25 \text{ mm}$
- Effort de compactage  $F = 3,5 \text{ KN}$

- Entraxe des poulies : 320 mm

On choisit le type de courroie trapézoïdale V à classe B de  $b=17$  ,  $h=11$  , et  $34^\circ$  degré d'après le graphe suivant :



**Fig III-2** : Sélection de la section transversale de la courroie trapézoïdale [12] .

### III.5 Calcul de courroie :

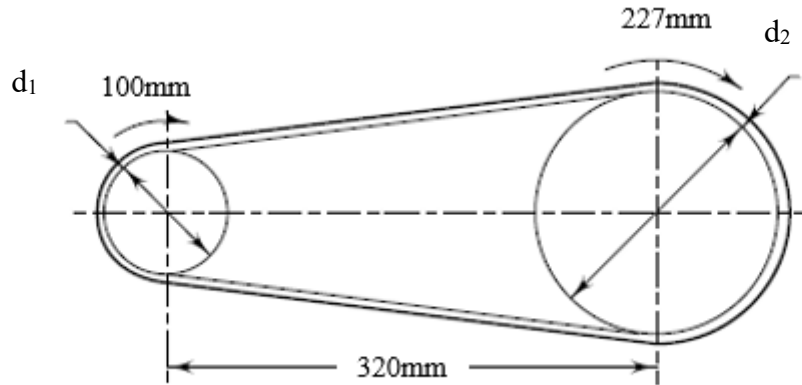
Il est nécessaire de choisir une transmission par courroie trapézoïdale, entraîné par un moteur de 7,5 KW et 800 tr/min. Un espace est disponible pour un entraxe de 320 mm. La courroie est de type ouverte.

Diamètre des poulies :

- En pose le diamètre de poulie moteur 100mm à 800tr /min.
- On calcule le rapport de réduction :

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} \tag{III-1}$$

$$i = \frac{800}{1800} = \frac{100}{d_2} = 0,44 \quad \rightarrow \quad d_2 = 227,27mm$$



**Fig III-2** : Transmission de puissance par courroie [12] .

- La longueur de la courroie est calculée par la formule II-17 :

$$L = 2(320) + \frac{\pi(227 + 100)}{2} + \frac{(227 - 100)^2}{4(320)} = 1166,16 \text{ mm}$$

$$L = 1,16 \text{ m}$$

La longueur de courroie est 1,20m.

- La vitesse correcte de la courroie est donnée par :

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 10^3} \quad \text{III-2}$$

$$= \frac{3,14 \times 100 \times 1800}{60 \times 10^3} = 9,42m/s$$

$$\alpha_s = 180 - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D - d}{2C} \right) \quad \text{III-3}$$

$$= 180 - 2 \sin^{-1} \left( \frac{227 - 100}{2 \times 320} \right) = 157^\circ$$

**Autres caractéristiques de la courroie choisit :**

- Masse de courroie = 0,5kg/m
- Angle de rainure = 34°
- Coefficient de friction = 0,2

$$C = \frac{\rho_\alpha}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{III-4}$$

$$= \frac{0,2 \left(\frac{157}{180}\right) \pi}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)} \Rightarrow C = 1,874$$

$$e^{\left(\frac{\rho_\alpha}{\sin\frac{\theta}{2}}\right)} \quad \text{III-5}$$

$$= e^{1,874} = 6,52$$

$$mv^2 \quad \text{III-6}$$

$$= 0,5 \times (9,42)^2 = 44,36$$

On a une formule :

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{\left(\rho_\alpha / \sin\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{III-7}$$

Donc

$$\frac{T_1 - 44,36}{T_2 - 44,36} = 6,52$$

$$T_1 - 6,52T_2 + 244,86 = 0 \quad (a)$$

On a une formule :

$$P = \frac{(T_1 - T_2)v}{1000} \quad \text{III-8}$$

Donc 
$$\frac{(T_1 - T_2)(9,42)}{1000} = 7,5$$

$$T_1 - T_2 = 796,18 \text{ N} \quad (b)$$

$$T_1 = 796,18 + T_2 \quad (c)$$

En remplace (c) à (a) :

$$796,18 + T_2 - 6,65T_2 + 244,86 = 0$$

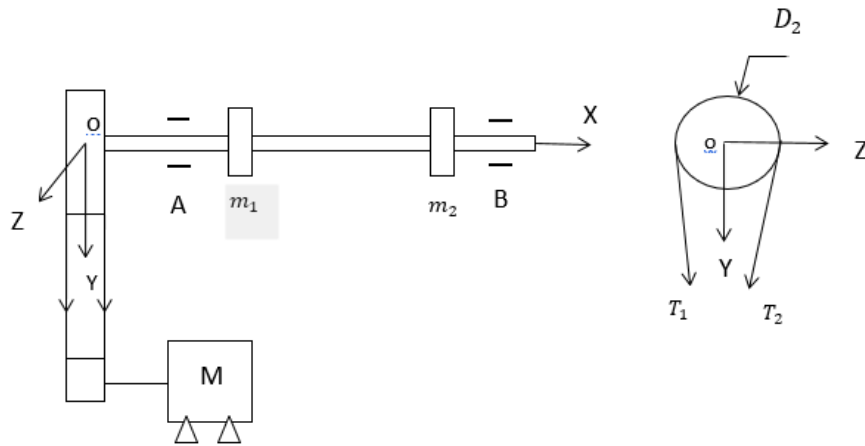
$$T_2 = 188,59 \text{ N} \quad (d)$$

Et (d) à (c) :

$$T_1 = 984,76 \text{ N}$$

Avec T1 et T2 les tensions des brins de la courroie.

Les bilans des forces exercées sur le système vibrant est donné par la figure III-3.



**Fig III-3** : schéma des forces sur le système

### III.6 Calcul de l'arbre :

L'arbre montré dans la figure III-3 est l'élément le plus important dans le système vibrant, puisque tous les autres éléments sont montés sur cet arbre. La nuance de l'arbre est 42CrMo4. Le dimensionnement de l'arbre passe par les démarches suivantes :

- Calcul la vitesse angulaire  $\omega$  et la force centrifuge  $F$  .

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad \text{III-9}$$

$$\omega = 83,7 \text{ rd/s}$$

$\omega$ : La vitesse de rotation angulaire.

$n$  : La vitesse de rotation de l'arbre .

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad \text{III-10}$$

$$m = 20 \text{ Kg}$$

$F$  : La force centrifuge.

m : la masse des masselottes  $m_1 + m_2$

En calcule le couple C et la puissance P .

$$C = F \cdot r \quad \text{III-11}$$

$$C = 87,5 \text{ N.mm}$$

$$P = C \cdot \omega \quad \text{III-12}$$

$$P = 7,3 \text{ KW}$$

C : Le couple de torsion.

### III.6.1 Calcul des réactions d'appuis et moments fléchissant :

#### a- Plan vertical :

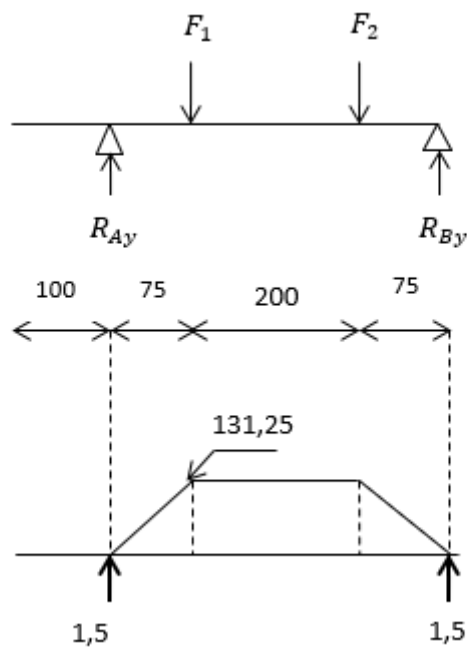


Fig III-5 : plan vertical

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{F}{2} = 1,5 \text{ KN}$$

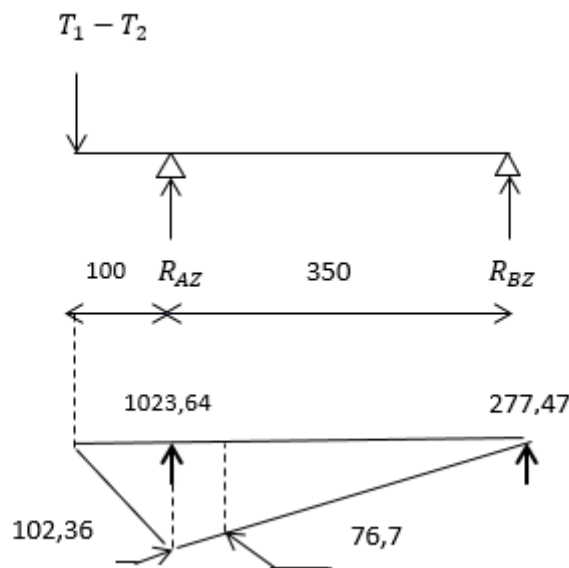
$$M_{max} = 1,75 \times 10^3 \times 75 \times 10^{-3}$$

$$M_{max} = 131,5 N \cdot m$$

**b- Plan horizontal :**

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 796,17 N$$

$$\overrightarrow{\Sigma M}_{/b} = \vec{0} \rightarrow (-R_{za} \cdot 350) + (796,18 \times 450) = 0$$



**Fig III-6 : plan horizontal**

$$R_{za} = 1023,64 N$$

$$M_{max} = (R_{za})(100)(10^{-3}) = 102,36 N \cdot m$$

$$R_{zb} = -227,47 N$$

$$M_e = (R_{za})(75)(10^{-3}) = 76,77 N \cdot m$$

$$M_t = (T_1 - T_2)R = 90,36 N \cdot m$$

### III.6.2 Calcul de flexion équivalente :

$$M_{feq} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fH}^2} \quad \text{III-13}$$

$$M_{eqa} = \sqrt{(0)^2 + (102,13)^2} = 102,13 \text{ N.m}$$

$$M_{eqe} = \sqrt{(131,25)^2 + (76,77)^2} = 152,05 \text{ N.m}$$

Donc :  $M_{feq_{max}} = 152,05 \text{ N.m}$

D'après (l'équation II-14) :  $\tau_{ad} \begin{cases} (0,3)(380) = 114 \text{ N/mm}^2 \\ (0,18)(650) = 117 \text{ N/mm}^2 \end{cases}$

Présence de clavette :  $\tau_{max} = (117)(0,75) = 87,75 \text{ N.mm}^2$

D'après 'l'équation (II-15) et tableau (II-5), on choisit les paramètres :

$$K_b = 1,5 \quad K_t = 1$$

On aura le diamètre :

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 87,75} \sqrt{(1,5 \times 152,05 \times 10^3)^2 + (1 \times 90,36 \times 10^3)^2}$$

$$d = 24,23 \text{ mm}$$

Afin d'avoir plus de résistance et par conséquent plus de sécurité, on prend  $d=30 \text{ mm}$ .

### III.7 Calcul de clavette :

Choisir la clavette depuis le tableau  $b=8$  et  $h=7$  , calculer la longueur de clavette.

Il est nécessaire de concevoir une clavette carrée pour fixer une poulie sur un arbre de  $30 \text{ mm}$  de diamètre.

L'arbre transmet une puissance de  $7,5 \text{ kW}$  à  $800 \text{ tr/min}$  . La clé est en acier commercial ( $S_{yt} = S_{yc} = 230 \text{ N/mm}^2$ ) et le coefficient de sécurité est de 3.

- Contraintes de compression et de cisaillement admissibles

$$\sigma_c = \frac{S_{yc}}{f_s} = \frac{230}{3} = 76,67$$

- Selon la théorie de la rupture par contrainte de cisaillement maximale :

$$S_{sy} = 0.5 S_{yt} = (0.5) (230) = 115 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{f_s} = \frac{115}{3} = 38,33 \text{ N/mm}^2$$

- Couple transmis par l'arbre :

$$M_t = \frac{60 \times 10^6 \times 7,5}{2\pi \times 800} = 89,52 \text{ N.m}$$

- D'après l'équation (II.16) :

$$l = \frac{2M_t}{\tau db} = \frac{2(89,52 \times 10^3)}{38,33 \times 25 \times 8} = 23,35 \text{ mm} \quad (\text{a})$$

- D'après l'équation (II.17) :

$$l = \frac{2M_t}{\sigma_c db} = \frac{4(89,52 \times 10^3)}{76,67 \times 25 \times 8} = 23,35 \text{ mm} \quad (\text{b})$$

D'après (a) et (b), la longueur de la clé doit être de 30 mm. Les dimensions de la clé sont 8 × 7 × 30 mm.

### III.8 Calcul des roulements :

- Les réactions aux deux paliers sont données par :

$$F_{rx} = \sqrt{(R_{v1})^2 + (R_{H1})^2} \quad \text{III-14}$$

Donc :

$$F_{ra} = \sqrt{(1,75 \times 10^3)^2 + (1023,64)^2} = 1815,99 \text{ N}$$

$$F_{rb} = \sqrt{(17,5 \times 10^3)^2 + (-227,08)^2} = 1517,14 \text{ N}$$

Il est nécessaire de sélectionner un roulement à billes à gorge profonde à une rangée pour un arbre de 30 mm de diamètre tournant à 800 tr/min. Le roulement est soumis à une charge radiale de 1815,99 N, sans charge axiale.

Sa durée de vie prévue est de 8000 heures.

- Le roulement est soumis à une charge radiale pure. D'après l'équation (II-24) :

$$P = F_r = 1815,99 \text{ N}$$

- D'après l'équation(II-30) et le tableau (II-7) :

$$L_{10} = \frac{60nL_{10h}}{10^6} = \frac{60(800)(8000)}{10^6} = 384 \text{ million rev}$$

- D'après l'équation (II-28) :

$$C = P(L_{10})^{1/3} = (1815,99)(384)^{1/3} = 13199,49 \text{ N}$$

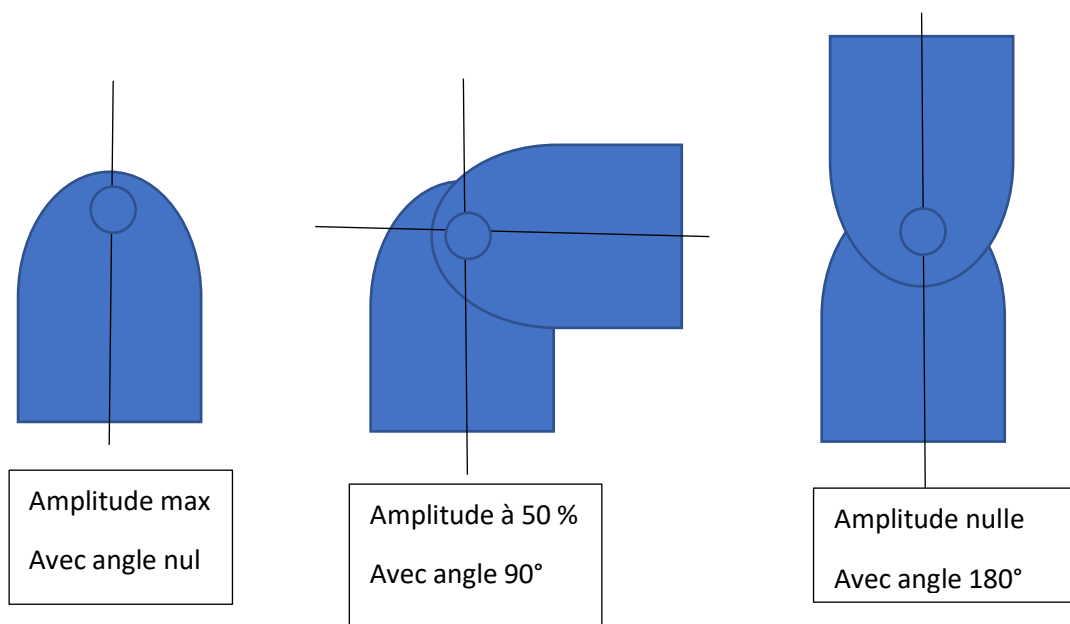
Le choix de roulement Y depuis le tableau (7) et les calculs est YAR206–2RF.HV.

A partir des calculs de roulements et la figure(II-23) le palier Y qui choisi est SY 30 TF/VA201.

### III.9 Calcul des masses m1 et m2 :

Les masses dimensionnées seront conçues pour avoir un balourd, afin de générer une force centrifuge conduisant à la fonction de compactage. Ces masses ont une excentricité qui est déterminée en fonction des paramètres du compacteur.

Dans chaque position de ces masses on va diviser chacune en deux éléments élémentaires identiques, pour pouvoir intervenir sur la variation de l'amplitude de compactage, objectif de la première amélioration. Pour ce faire on change l'angle entre les deux éléments, ou l'angle nul correspond à la charge maximale de compactage, au fur et à mesure que l'ouverture d'angle augmente cela diminue la force centrifuge et par conséquent l'intensité de compactage. Cette solution va aider l'utilisateur de régler son équipement en fonction de la qualité du sol à traiter.

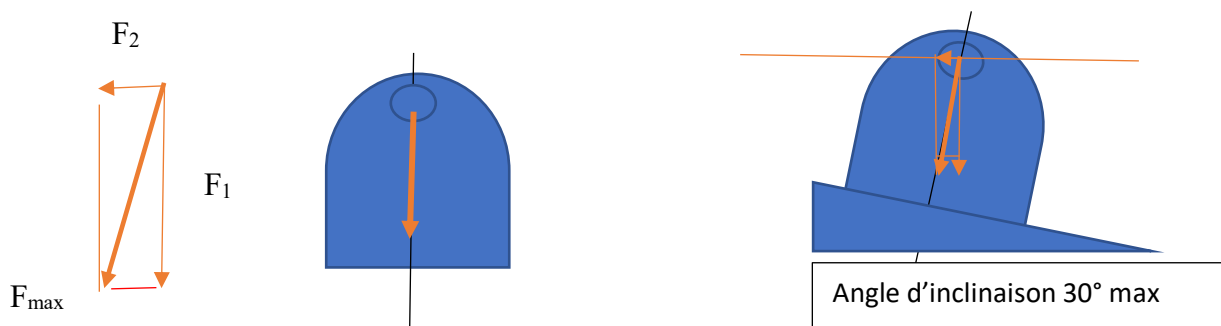


**Fig III-7 : Amplitude en fonction de la position des éléments de masse**

La variation de l'amplitude de compactage est réalisée par la position de deux masses excentriques, ou chacune est composée de deux éléments adjacents, fixées sur l'arbre par un système de demi-lune, l'ouverture d'angle entre les éléments adjacents provoque la diminution de l'amplitude de compactage puisque la force centrifuge diminue par conséquent, donc le maximum de cette force est réalisé lorsque cet angle devient nul.

▪ **Direction de déplacement :**

Afin de fixer une direction de déplacement du compacteur, nous proposons de faire une légère inclinaison de la direction de la force centrifuge, afin de la décomposer afin d'avoir une autre composante de force dans la direction de déplacement de l'équipement. cela conduit à la réalisation d'une force permettant la propulsion du compactage vers la direction de l'inclinaison comme montre la figure III-8.



**Fig III-8 : Inclinaison du système vibrant**

La force max donc se décompose en force verticale qui sera la force de compactage, et l'autre horizontale qui sera responsable du déplacement du compacteur.

Cette solution va permettre un soulagement pour l'utilisateur, puisqu'il ne produit pas d'effort pour le déplacement du compacteur.

## Conclusion générale :

L'étude effectuée dans ce mémoire a conduit à l'étude et calcul des pièces mécaniques nécessaires pour la conception d'un compacteur à plaque vibrante, en se basant sur les théories de dimensionnement des pièces comme l'arbre, courroie et roulements avec paliers.

La variation de l'amplitude de compactage est réalisée par la position de deux masses excentriques, ou chacune est composée de deux éléments adjacents, fixées sur l'arbre par un système de demi-lune, l'ouverture d'angle entre les éléments adjacents provoque la diminution de l'amplitude de compactage puisque la force centrifuge diminue par conséquent, donc le maximum de cette force est réalisé lorsque cet angle devient nul.

Nous avons aussi proposé de faire une légère inclinaison de la direction de la force centrifuge, afin de la décomposée afin d'avoir une autre composante de force dans la direction de déplacement de l'équipement. Notre objectif a été en partie atteint, et conduit au bon fonctionnement de notre équipement.

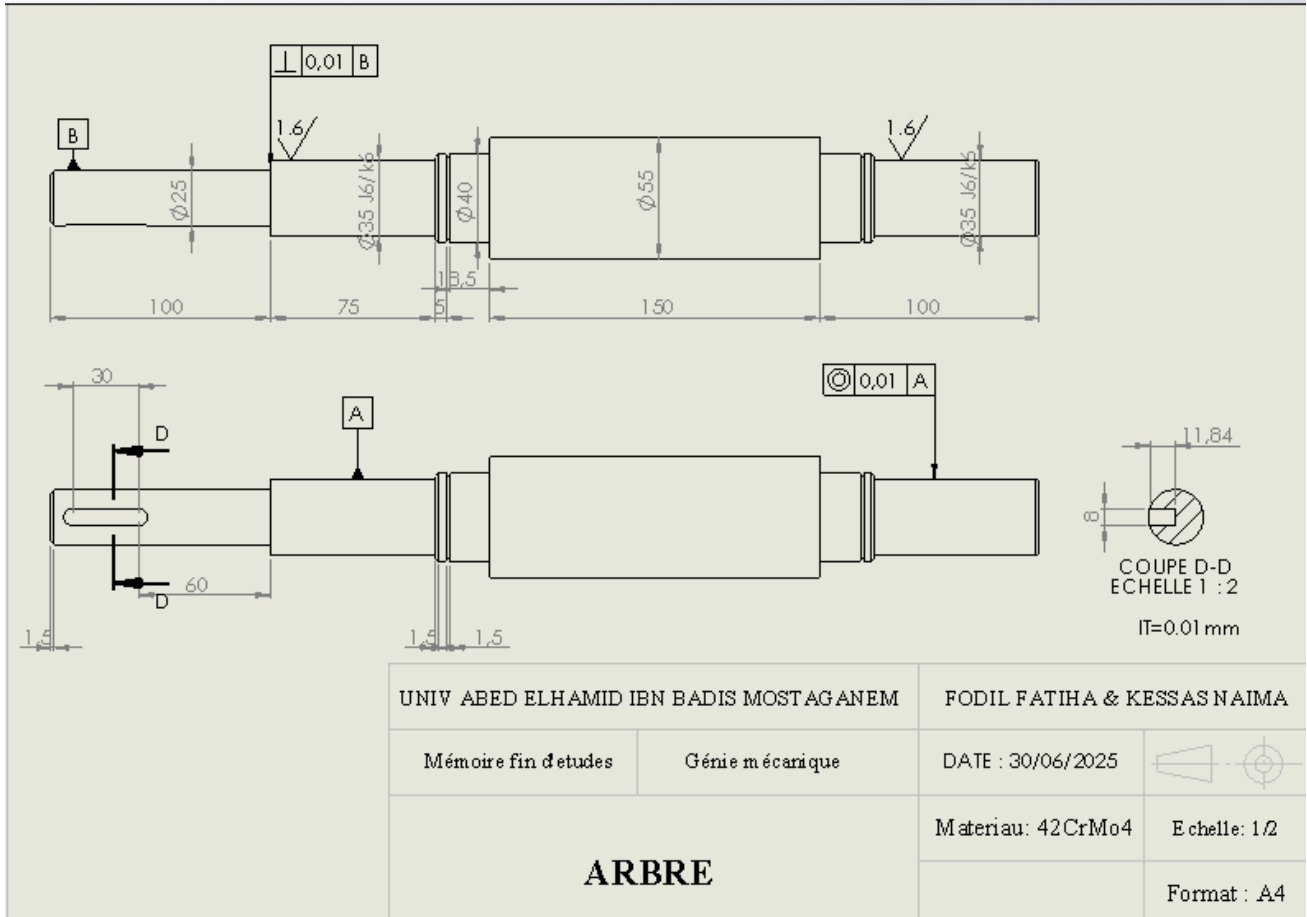
Afin de continuer ce travail, nous proposons les points suivants :

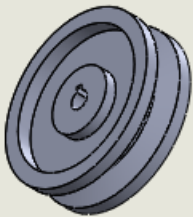
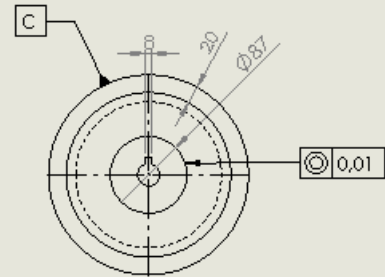
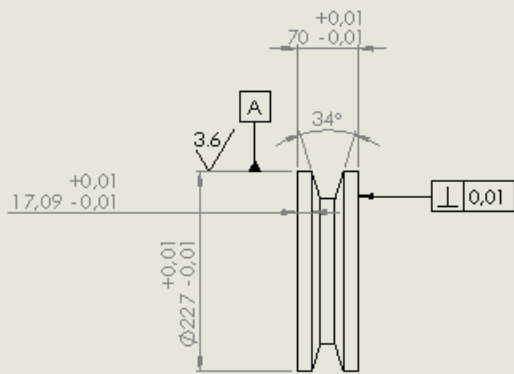
- Enrichir ce travail par un calcul en fatigue de l'arbre.
- Prévoir un réservoir d'eau pour l'arrosage pendant le compactage.
- Procéder à la réalisation de l'équipement.

## Bibliographiques :

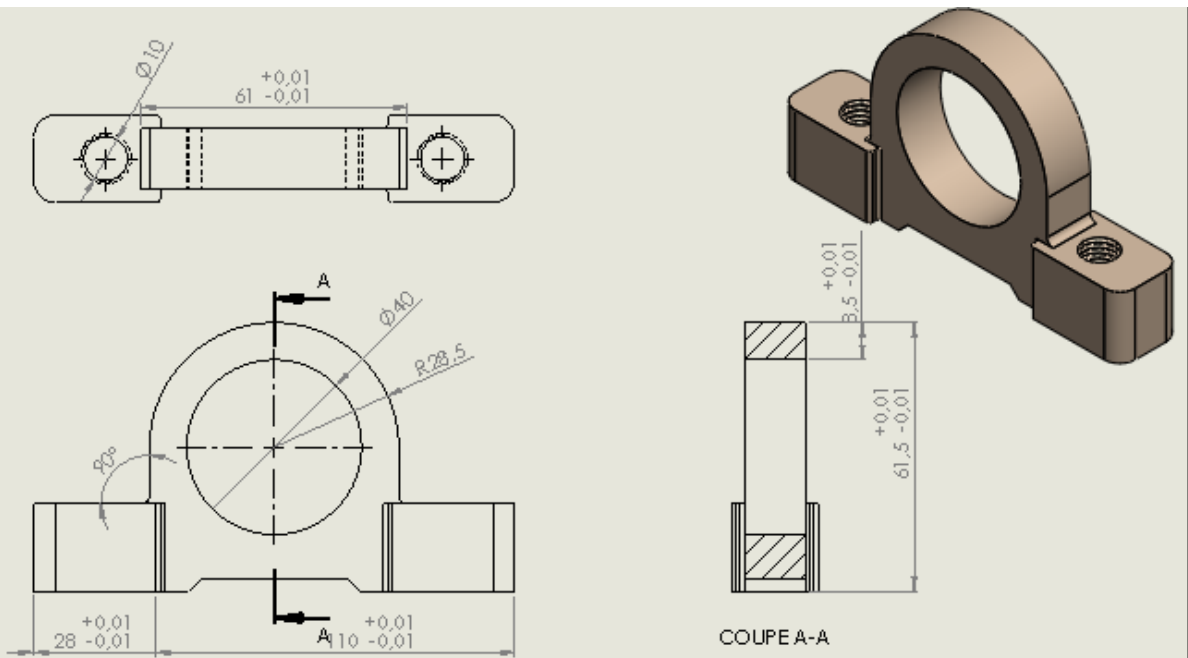
- [1] <https://www.infociments.fr/traitement-des-sols/le-compactage-des-couches-dassise-de-chaussee>
- [2] <https://www.aurama.fr/btp/technologie-de-compactage/>
- [3] <https://www.larousse.fr/dictionnaires/francais/compactage/17590>
- [4] <https://corinsa.fr/technologie/les-fondamentaux-du-compactage-des-sols/>
- [5] <https://www.studysmarter.fr/resumes/ingenierie/genie-civil/compactage-sol/>
- [6] [http://arvorgeo.fr/cariboost\\_files/Compactage\\_20des\\_20sols\\_20du\\_2027\\_12\\_10.pdf](http://arvorgeo.fr/cariboost_files/Compactage_20des_20sols_20du_2027_12_10.pdf)
- [7] <https://tpdemain.com/module/les-compacteurs-a-pieds-dameurs/>
- [8] [http://www.ingveh.ulg.ac.be/uploads/education/MECA-0444/01\\_MECA0444-Introduction\\_Construction\\_Machines.pdf](http://www.ingveh.ulg.ac.be/uploads/education/MECA-0444/01_MECA0444-Introduction_Construction_Machines.pdf)
- [9] <https://si.blaisepascal.fr/1t-principes-fondamentaux-de-la-mecanique/>
- [10] Livre guide du dessinateur industriel chevalier
- [11] <https://fr.scribd.com/document/549163904/Elements-de-Machines>
- [12] (Mechanical) Bhandari, V.B. - Design of Machine Elements-Tata McGraw-Hill (2010)
- [13] [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968094ddb3/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968094ddb3\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968094ddb3/pdf_preview_medium/0901d1968094ddb3_pdf_preview_medium.pdf)
- [14] <https://www.skf.com/fr/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow>
- [15] [https://www.boudrant.com.tn/front/docs/pdf\\_skf19.pdf](https://www.boudrant.com.tn/front/docs/pdf_skf19.pdf)
- [16] : <https://tpdemain.com/module/la-plaque-vibrante/>
- [17] : <https://conseils.hellopro.fr/comment-choisir-une-plaque-vibrante-1184.html>
- [18] : <https://www.china-dimec.com/fr/rouleau-routier-vs-plaque-vibrante-compacteuse-quelle-est-la-meilleure-solution/>


# Mise en plan





UNIV ABED ELHAMID IBN BADIS MOSTAGANEM		FODIL FATIHA & KESSAS NAIMA	
Mem oire fin de d'études	Génie mécanique	DATE : 30/06/2025	
<b>POULIE</b>		Matériaux : 20 Cr Mo5	Echelle: 1/2
			Format : A4



UNIV ABED EL HAMID IBN BADIS MOSTAGANEM		FODIL FATIHA & KESSAS NAIMA	
Mémoire fin d'études	Génie mécanique	DATE : 29/06/2025	
<b>PALIER</b>		Matériaux : Fonte	Echelle: 1/2
			Format : A4