

République Algérienne Démocratique et populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université A/MIRA Bejaia  
Faculté de Technologie  
Département Génie Mécanique



Mémoire de fin de cycle

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

**Option : Ingénierie Mécanique Assistée par Ordinateur**

Thème

**Dimensionnement des éléments de transmission de puissances  
d'une bétonnière  
B420DE de l'UFMATP**

Réalisé par :

- **HAYA Mustapha**
- **AMAOUZ Salah**

Encadré par :

**Mr. HADJOU M.**

Le jury :

- **Mr. HAMRI O.**
- **Mr. SFARNI S.**
- **M<sup>lle</sup>. BOUZIDI S.**

**Président.**  
**Examinateur.**  
**Examinatrice.**

## **Remerciements**

*Tout d'abord, nous tenons à remercier vivement notre promoteur **Mr HADJOU Madjid** pour sa disponibilité, ses précieux conseils et son soutien tous au long de notre projet.*

*Nous tenons également à remercier le Directeur de l'entreprise **UFMATP : Farid AZIEZ** pour son accueil, ainsi que monsieur **BALOUL** et toute l'équipe du bureau d'étude pour leur encadrement.*

*Un remerciement particulier pour **Mr SALHI Akli** qui nous a aidés à suivre ce stage.*

*Nous remercions aussi les membres du jury qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.*

*Et un grand merci à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin.*

## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes chers parents ;*

*Mes chères sœurs ;*

*La mémoire de ma grand-mère ;*

*Tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.*

*Haya Mustapha.*

# **Dédicaces**

***Je dédie ce modeste travail à***

***A mes chers parents***

***Mon frère JDJR***

***Mes sœurs LYNDA et KATJA***

***Mes amis AMIROUCHE et YASSJNE***

***Tous les gens qui m'ont soutenu durant mes études***

**AMAOUZ Salah**

## Table des matières

<b>Introduction générale</b> .....	1
------------------------------------	---

### **Chapitre I : Généralités**

I.1. Généralités sur les bétonnières .....	3
I.1.1. Histoire des bétonnières .....	3
I.1.2. Présentation des bétonnières .....	3
I.1.2.1. Définition .....	3
I.1.2.2. Types de bétonnières .....	3
I.2. Présentation de la bétonnière B420DE de l'UFMATP .....	5
I.2.1. Fiche technique .....	5
I.2.2. Principe de fonctionnement.....	5
I.3. Présentation des éléments de la bétonnière.....	6
I.3.1. Les éléments volumiques .....	6
I.3.1.1. Le châssis .....	6
I.3.1.2. La cuve .....	6
I.3.1.3. Le godet .....	6
I.3.1.4. Le volant.....	6
I.3.2. Les mécanismes de transmission de puissances.....	7
I.3.2.1. Le réducteur de vitesses .....	7
I.3.2.2. Le système de rotation de la cuve .....	7
I.3.2.3. Le système de mouvement du godet .....	8
I.3.2.4. Le système de basculement de la cuve .....	9

### **Chapitre II : dimensionnement**

II.1 Dimensionnement des chaînes .....	11
II.1.1. Dimensionnement de la 1 <sup>ère</sup> chaîne .....	12
II.1.1.1. Calcul des vitesses de rotation du pignon ( $N_1$ ) et de la roue ( $N_2$ ) : ....	12
II.1.1.2. Calcul de la puissance corrigée ( $P_c$ ) pour une chaîne .....	13
II.1.1.3. Calcul de la puissance corrigée d'une chaîne à deux rangées.....	13
II.1.1.4. Choix de la chaîne .....	14
II.1.1.5. Calcul de la longueur de la chaîne .....	15
II.1.1.6. Calcul des diamètres primitifs .....	16

II.1.1.7. Calcul de l'angle d'enroulement .....	16
II.1.1.8. Calcul de la vitesse linéaire de la chaîne .....	17
II.1.1.9. Calcul des efforts .....	17
II.1.2. Dimensionnement de la 2 <sup>ème</sup> chaîne .....	19
II.1.2.1. Calcul des vitesses de rotation du pignon (2) et de la roue (2) .....	19
II.1.2.2. Calcul de la puissance corrigée ( $P_c''$ ) .....	20
II.1.2.3. Choix de la chaîne .....	20
II.1.2.4. Calcul de la longueur de la chaîne .....	21
II.1.2.5. Calcul des diamètres primitifs .....	22
II.1.2.6. Calcul de l'angle d'enroulement .....	22
II.1.2.7. Calcul de la vitesse linéaire de la chaîne .....	23
II.1.2.8. Calcul des efforts .....	23
II.2. Dimensionnement de l'arbre du treuil .....	26
II.2.1. Calcul de la charge $P$ .....	26
II.2.2. Calcul des actions : $R_A$ et $R_B$ .....	27
II.2.3. Calcul du moment fléchissant .....	27
II.2.4. Calcul du moment du couple de torsion .....	27
II.2.5. Calcul du moment idéal .....	28
II.2.6. Calcul du diamètre de l'arbre .....	28
II.2.7. Choix et dimensionnement des clavettes .....	28
II.2.7.1. Choix du matériau des clavettes .....	29
II.2.7.2. Condition de résistance au cisaillement .....	29
II.2.7.3. Condition de résistance à la compression .....	30
II.2.8. Diamètre définitif de l'arbre .....	30
II.3. Dimensionnement du système de rotation de la cuve .....	31
II.3.1. Dimensionnement de l'arbre .....	31
II.3.1.1. Calcul des sollicitations .....	31
II.3.1.2. Calcul du diamètre de l'arbre .....	32
II.3.1.3. Choix et dimensionnement des clavettes .....	32
II.3.1.3.1. Choix du matériau des clavettes .....	33
II.3.1.3.2. Condition de résistance au cisaillement .....	33
II.3.1.3.3. Condition de résistance à la compression .....	34
II.3.1.4. Diamètre définitif de l'arbre .....	34
II.3.2. Dimensionnement de la couronne et du pignon d'attaque.....	35

II.3.2.1. Dimensionnement de la couronne .....	35
II.3.2.2. Calcul de la denture du pignon d'attaque .....	37
II.3.2.3. Calcul des efforts sur la denture .....	41
II.4. Dimensionnement du système de basculement de la cuve .....	44
II.4.1. Calcul des propriétés communes entre les dentures des deux étages .....	44
II.4.2. Calcul de la denture du premier étage .....	45
II.4.2.1. Le pignon (3) d'entrée .....	45
II.4.2.2. La roue (3) .....	45
II.4.3. Calcul de la denture du deuxième étage .....	46
II.4.3.1. La roue (4) de sortie .....	46
II.4.3.2. Le pignon (4) .....	47

## **Chapitre III : Modélisation et simulation numérique**

III.1. L'axe du treuil .....	50
III.2. Pignon d'attaque conique à dentures droites .....	55
III.3. Système de basculement de la cuve .....	61

<b>Conclusion générale</b> .....	68
----------------------------------	----

**Bibliographie.**

**Annexes.**

**Mises en plan.**

**Liste des tableaux**

**Chapitre II : Dimensionnement**

<b>Tableau II.1.</b> Tableau des coefficients d'application. ....	13
<b>Tableau II.2.</b> Coefficient de transmission pour plusieurs rangées de maillons. ....	14
<b>Tableau II.3.</b> Résultats trouvés pour les chaînes .....	25
<b>Tableau II.4.</b> Résultats obtenus pour le système de rotation .....	43
<b>Tableau II.5.</b> Résultats obtenus pour le système de basculement .....	48

**Chapitre III : Modélisation et simulation numérique**

<b>Tableau III.1.</b> Propriétés du matériau .....	51
<b>Tableau III.2.</b> Actions extérieures .....	51
<b>Tableau III.3.</b> Propriétés du matériau .....	56
<b>Tableau III.4.</b> Actions extérieures .....	57
<b>Tableau III.5.</b> Informations sur le modèle .....	62
<b>Tableau III.6.</b> Propriétés du matériau .....	63
<b>Tableau III.7.</b> Contrainte de « Von Mises » .....	64
<b>Tableau III.8.</b> Déplacements.....	65
<b>Tableau III.9.</b> Déformations .....	66

## Listes des figures

### **Introduction générale**

<b>Figure.1.</b> SNC UFMATP. ....	2
<b>Figure.2.</b> Plan d'accès au siège de l'UFMATP.....	2

### **Chapitre I : Généralités**

<b>Figure I.1.</b> Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie).....	3
<b>Figure I.2.</b> Bétonnière à action continue. ....	4
<b>Figure I.3.</b> Mini bétonnière. ....	4
<b>Figure I.4.</b> Bétonnière à tambour basculant. ....	4
<b>Figure I.5.</b> Fiche technique de la B420DE. ....	5
<b>Figure I.6.</b> Principe de fonctionnement. ....	5
<b>Figure I.7.</b> Représentation d'ensemble d'une bétonnière.....	6
<b>Figure I.8.</b> Principe du réducteur. ....	7
<b>Figure I.9.</b> Vue de la cuve. ....	7
<b>Figure I.10.</b> Transmission du mouvement du godet. ....	8
<b>Figure I.11.</b> Treuil. ....	8
<b>Figure I.12.</b> Engrenages du système de basculement de la cuve. ....	9

### **Chapitre II : Dimensionnement**

<b>Figure II.1.</b> Schéma d'ensemble des systèmes de transmission de puissances. ....	10
<b>Figure II.2.</b> Schéma d'entraînement par les deux chaînes. ....	11
<b>Figure II.3.</b> Chemin de la 1 <sup>ère</sup> chaîne. ....	12
<b>Figure II.4.</b> Chaîne à double rangées de maillons à rouleaux. ....	15
<b>Figure II.5.</b> Représentation des efforts. ....	17
<b>Figure II.6.</b> Chemin de la 2 <sup>ème</sup> chaîne. ....	19
<b>Figure II.7.</b> Chaîne à un seul rang de maillons à rouleaux. ....	20
<b>Figure II.8.</b> Schéma du treuil. ....	26
<b>Figure II.9.</b> Représentation de la charge. ....	26
<b>Figure II.10.</b> Clavette. ....	29
<b>Figure II.11.</b> Système de rotation de la cuve .....	31
<b>Figure II.12.</b> Dimensions d'une clavette .....	33
<b>Figure II.13.</b> Engrenage conique à dentures droites. ....	35

<b>Figure II.14.</b> Dimensions du pignon d'attaque à dentures coniques droites. ....	37
<b>Figure II.15.</b> Représentation des efforts sur la denture. ....	41
<b>Figure II.16.</b> Schéma du réducteur de vitesses à deux étages. ....	44
<b>Figure II.17.</b> Caractéristiques d'une roue à dentures droites .....	48

### Chapitre III : Modélisation et simulation numérique

<b>Figure III.1.</b> Modélisation de l'axe du treuil .....	50
<b>Figure III.2.</b> Informations sur le modèle .....	50
<b>Figure III.3.</b> Information sur le maillage .....	52
<b>Figure III.4.</b> Contrainte de « Von Mises » .....	52
<b>Figure III.5.</b> Déplacements .....	53
<b>Figure III.6.</b> Déformations .....	53
<b>Figure III.7.</b> Coefficient de sécurité.....	54
<b>Figure III.8.</b> Modélisation du système de rotation de la cuve .....	54
<b>Figure III.9.</b> Modélisation du pignon d'attaque conique à dentures droites.....	55
<b>Figure III.10.</b> Informations sur le modèle.....	56
<b>Figure III.11.</b> Information sur le maillage .....	57
<b>Figure III.12.</b> Contrainte de « Von Mises » .....	58
<b>Figure III.13.</b> Déplacements .....	58
<b>Figure III.14.</b> Déformations.....	59
<b>Figure III.15.</b> Coefficient de sécurité .....	59
<b>Figure III.16.</b> Modélisation du système de basculement.....	61
<b>Figure III.17.</b> Vue éclatée du système de basculement.....	61
<b>Figure III.18.</b> Information sur le maillage .....	63

## Nomenclature

**P** : Puissance du moteur d'entraînement.

**P<sub>c</sub>** : Puissance corrigée pour une chaîne à un rang de maillons.

**K<sub>s</sub>** : Facteur de sécurité.

**K<sub>a</sub>** : Coefficient d'application ou facteur de service.

**K<sub>r</sub>** : Coefficient de transmission pour chaînes à plusieurs rangées.

**a** : Entraxe.

**a<sub>m</sub>** : Entraxe en nombre de maillons.

**p** : Pas primitif.

**Z** : Nombre de dents.

**L<sub>m</sub>** : Longueur en nombre de maillons.

**N** : Vitesse de rotation (tr/mn).

**ω** : Vitesse de rotation angulaire (rd/s).

**F<sub>g</sub>** : Effort global.

**F<sub>u</sub>** : Effort utile.

**F<sub>c</sub>** : Effort dû à la force centrifuge.

**F<sub>t</sub>** : Effort tangentiel.

**R<sub>pg</sub>** : Contrainte admissible au cisaillement du matériau.

**R<sub>e</sub>** : Limite d'élasticité du matériau.

[**σ**] : Contrainte admissible à la compression du matériau.

**M** : le couple.

# **Introduction générale**

## Introduction générale

Pour répondre aux exigences du monde moderne, la mécanique a dû s'adapter et évoluer, pour cela elle s'est associée avec le secteur le plus avancé ; l'informatique, pour donner naissance à l'**ingénierie numérique** ou **Ingénierie Assistée par Ordinateur** (IAO) qui regroupe l'ensemble des moyens numériques et logiciels habituellement utilisés par les ingénieurs et techniciens des Bureaux d'Etudes pour concevoir, simuler et valider de nouveaux produits et processus industriels. L'aboutissement de la phase d'ingénierie numérique d'un produit est sa maquette numérique.

Dans ce mémoire, notre travail consiste à intégrer cette nouvelle mécanique dans l'étude et le dimensionnement des éléments de transmission de puissances d'un engin de chantier, qui est la « **Bétonnière B420DE** » de l'UFMATP. Pour ce faire, nous avons eu recours au logiciel **SolidWorks**, qui est un logiciel de modélisation 3D utilisant la conception paramétrique, et qui génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan.

Nous avons eu l'opportunité d'effectuer un stage au sein de l'entreprise UFMATP, durant lequel on a eu une initiation au travail à la manière d'un bureau d'étude, chose qui nous a permis de présenter un mémoire ordonné de la manière suivante : Le premier chapitre comporte des généralités sur les bétonnières et ces éléments de transmission de puissances, le second chapitre fait l'objet de dimensionnement et calcul des différents éléments de transmission de puissances (rotation et basculement de la cuve et le système de levage du godet), le troisième chapitre comporte la modélisation et la simulation des pièces avec le logiciel SolidWorks.

## ➤ Présentation de l'UFMATP

### I. Historique



**Figure 1. SNC UFMATP**

UFMATP (**Unité de fabrication de machines agricoles et travaux publics**) a été créée dans les années 80, sous son ancienne dénomination "ATELIERS AZIEZ". Jusqu'aux années 2000, ou elle est devenue une SNC, faisant dans les deux secteurs : celui des travaux publics et l'agriculture, ses produits répondent à des critères de qualité, de fiabilité et de garantie. [1]

### II. Détails sur l'entreprise

- Nature de l'entreprise: Producteur
- Registre de commerce: 99B0182828
- Forme juridique: SNC
- Régime: Privé
- Certification: ISO 9001

### III. Situation géographique



**Figure 2. Plan d'accès au siège de l'UFMATP**

SNC UFMATP est implantée au niveau du village Aftis-, à 06 km du chef-lieu de la commune de Boudjellil et à 03 km du la RN 26.

# Chapitre I :

## Généralités

## I.1. Généralités sur les bétonnières :

### I.1.1. Histoire des bétonnières :

En 1863, quand la consommation du mortier est devenue considérable, on a eu recours à des machines mises en mouvement par des chevaux ou par la vapeur. On emploie fréquemment des roues mues par un manège, dans une auge circulaire qui contient le mortier. L'une des roues tourne contre le bord intérieur de l'auge, l'autre contre le bord extérieur. Elles mélangent et broient les matières qui leur sont incessamment ramenées par des rabots fixés à l'arbre du manège. Le fond de l'auge est dallé en matériaux très durs et garni d'une vanne pour donner à volonté écoulement au mortier fabriqué. Un manège à une ou deux roues est manœuvré par un cheval qui travaille cinq heures par jour de sorte qu'il faut deux chevaux pour faire la journée de dix heures. Le chemin suivi par le cheval a 4 mètres de rayon.

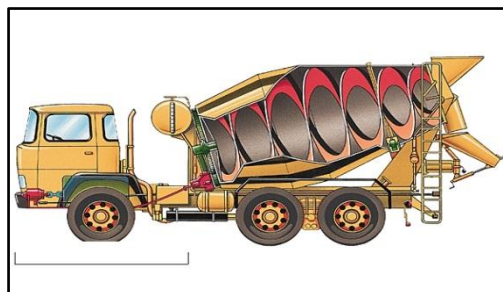
### I.1.2. Présentation des bétonnières :

#### I.1.2.1. Définition :

Une bétonnière est une machine servant à mélanger et à malaxer les différents constituants du mortier (ciment ou chaux, sable, eau) par simple rotation de la cuve suivant un axe qui peut être horizontal ou légèrement incliné. Des palettes solidaires de la cuve assurent l'entraînement des matériaux qui retombent par gravité. Ce mouvement de brassage assure le mélange des constituants. La vidange de la cuve se fait par basculement, ou par inversion du sens de rotation.

**I.1.2.2. Types de bétonnières.** On peut distinguer 04 types de bétonnières :

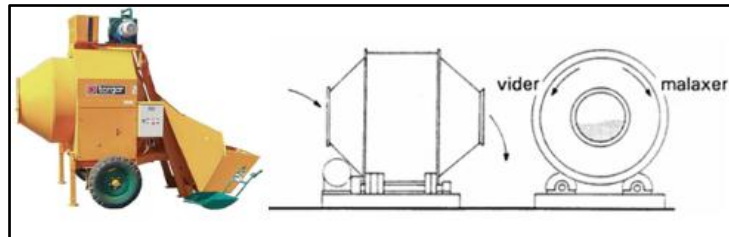
➤ **Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie) :**



**Figure I.1. Bétonnière portée sur camion (ou camion toupie).**

Constitué d'un châssis de camion sur lequel est monté un tambour mélangeur rotatif, ce qui permet de transporter du béton fabriqué en centrale prêt à être coulé.

➤ **Bétonnière à action continue :**



**Figure I.2. Bétonnière à action continue.**

Munie d'un dispositif de dosage qui garantit un flot continu de béton, le malaxage s'effectue dans une cuve cylindrique installée horizontalement grâce à la géométrie particulière des pâles.

➤ **Bétonnière brouette (ou mini bétonnière) :**



**Figure I.3. Mini bétonnière.**

C'est un modèle généralement d'un encombrement de un mètre sur un mètre, pour un 1,5 mètres de haut environ, idéale pour les petits travaux ou les travaux de rénovations.

➤ **Bétonnière à tambour basculant :**



**Figure I.4. Bétonnière à tambour basculant.**

Caractérisée par le basculement et la rotation de la cuve, elle est idéale pour tous les types de chantiers.

L'entraînement se fait au moyen d'un moteur à combustion interne ou d'un moteur électrique.

## I.2. Présentation de la bétonnière B420DE de l'UFMATP :

Dans ce mémoire, notre travail est basé sur les éléments de transmission de puissance d'une bétonnière à tambour basculant, (cas pratique de la bétonnière B420DE de l'UFMATP).

### I.2.1. Fiche technique :



#### Caractéristiques :

**Moteur d'entraînement :** 12 hp (Diesel) (existe en version électrique)

**Volume de la cuve :** 300 litres

**Débit maximale en béton :** 7m<sup>3</sup>/h

**Encombrement :** 4400 x 2480 x 2900 mm

**Poids :** 1800Kg

Figure I.5. Fiche technique de la B420DE. [1]

### I.2.2. Principe de fonctionnement :

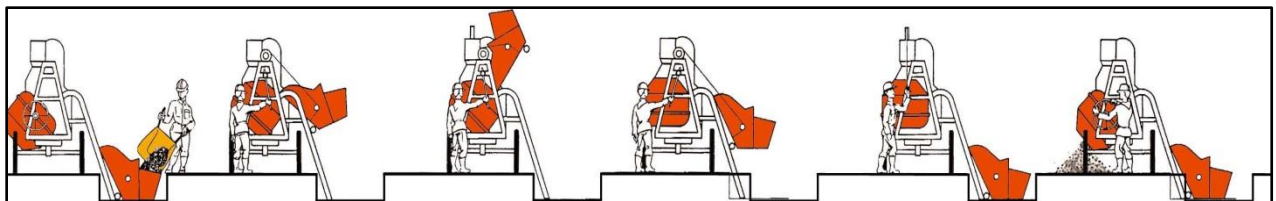


Figure I.6. Principe de fonctionnement.

De gauche à droite :

1. Opération de charge des composants du béton (ciment, gravier).
2. Action de la transmission pour la levée du godet.
3. Déchargement dans la cuve.
4. Retour du godet, position verticale de la cuve.
5. Addition de l'eau (arrosage).
6. Décharge du béton mélangé et prêt à l'emploi.

### I.3. Présentation des éléments de la bétonnière :

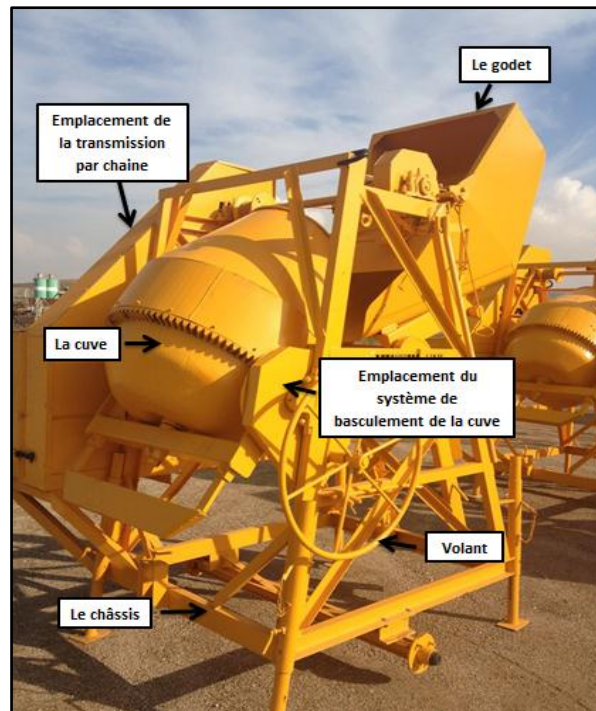


Figure I.7. Représentation d'ensemble d'une bétonnière

#### I.3.1. Les éléments volumiques :

##### I.3.1.1. Le châssis :

Cadre rigide ou mobile constitué d'éléments mécano-soudés, destiné à supporter les différents constituants de la bétonnière.

##### I.3.1.2. La cuve :

Récipient destiné à mélanger et à malaxer les différents constituants du mortier par simple rotation suivant un axe qui peut être horizontal ou légèrement incliné.

##### I.3.1.3. Le godet :

Récipient destiné à recevoir et à contenir les éléments constituant le mortier (ciment ou chaux, sable...).

##### I.3.1.4. Le volant :

En mécanique, un **volant** est un dispositif généralement de forme circulaire, permettant la mise en rotation d'un axe, avec un effet de levier.

### I.3.2. Les mécanismes de transmission de puissances :

#### I.3.2.1. Le réducteur de vitesses :

Un réducteur mécanique a pour but de modifier le rapport de vitesse ou/et le couple entre l'axe d'entrée et l'axe de sortie d'un mécanisme.

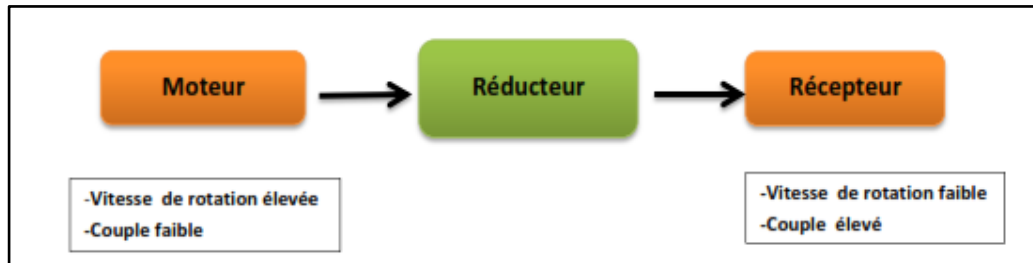


Figure I.8. Principe du réducteur.

#### I.3.2.2. Le système de rotation de la cuve :

L'entraînement en rotation se fait à partir d'un moteur thermique, qui transmet la puissance à l'aide de roues dentées et une chaîne vers un petit pignon qui attaque une grande couronne fixée sur la cuve.

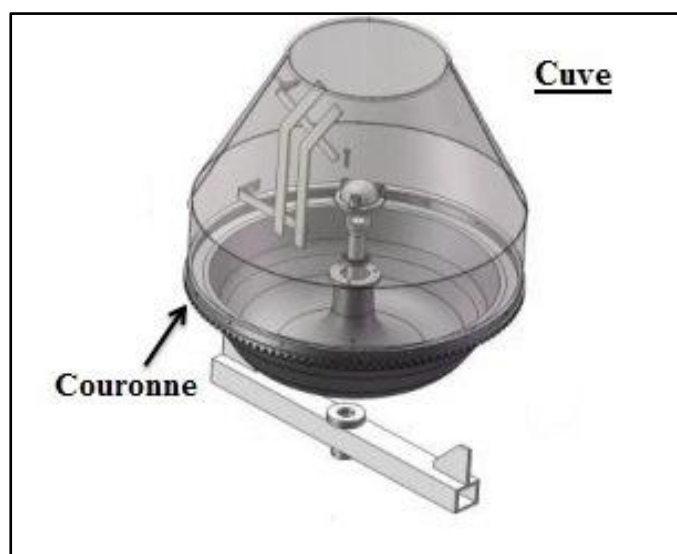


Figure I.9. Vue de la cuve.

- **Roue dentée** : roue munie de dents sur sa périphérie et tournant sur un axe fixe.
- **Pignon** : un pignon est une roue dentée utilisée pour la transmission de puissance à travers un mécanisme. C'est la roue dentée qui a le plus petit nombre de dents.
- **Couronne** : Pièce annulaire variante de l'engrenage droit avec dents taillées sur le pourtour, engrènent un ou plusieurs pignons.

- **Chaîne** : une chaîne est un ensemble de mailles ou maillons identiques et reliés entre eux pour permettre la transmission d'un mouvement.

### I.3.2.3. Le système de mouvement du godet :

Le mouvement se produit après succession de deux opérations : une transmission par chaîne suivie d'un entraînement par un système de treuil.

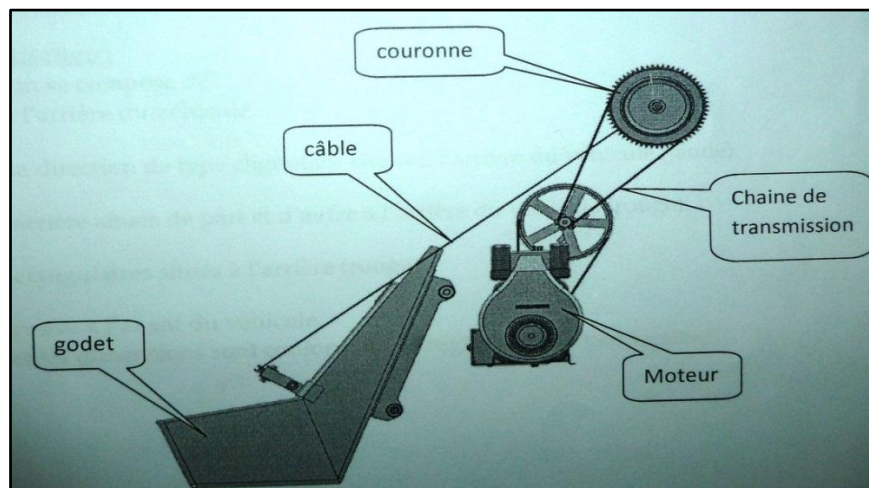


Figure I.10. Transmission du mouvement du godet.

#### 1. La transmission par chaînes :

Elle permet la transmission du mouvement d'un organe mécanique à un autre par contact du rouleau de chaîne sur la dent de la roue, dans le cas où il s'agit d'éviter tout glissement, elle permet de transmettre une puissance élevée. Les transmissions pas chaînes ont une bonne aptitude à entraîner plusieurs arbres à partir d'un seul moteur.

#### 2. Entraînement par treuil :

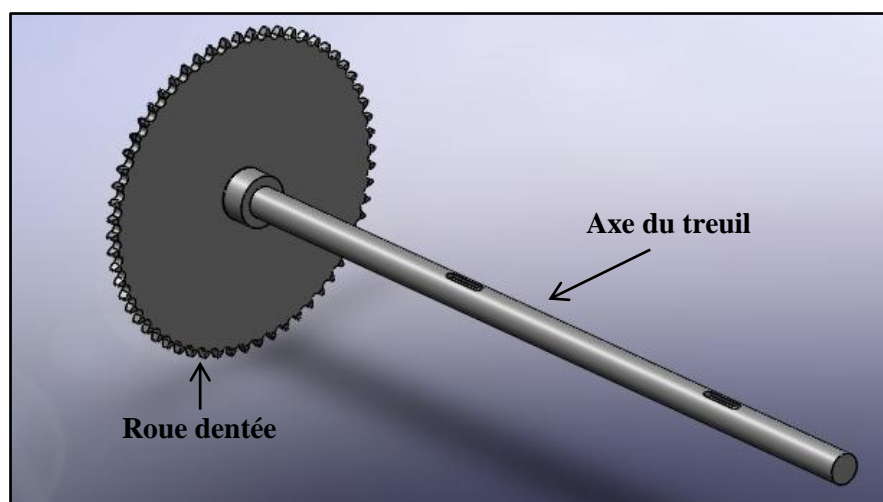


Figure I.11. Treuil.

- **Treuil** : Dispositif mécanique permettant de commander l'enroulement et le déroulement d'un câble, d'une chaîne ou de tout autre type de filin destiné à porter ou à tracter une charge.
- **Câble de traction** : câble d'acier servant à retenir ou à tirer avec une grande force quelque chose de mobile. La transmission du mouvement se fait par enrôlement avec une tension initiale indispensable pour garantir l'adhérence.

#### I.3.2.4. Le système de basculement de la cuve :

Un volant de manœuvre agit sur le berceau et permet son pivotement pour le chargement et le déchargement. Toute cette opération est conduite par une succession de roues dentées formant ainsi un engrenage.

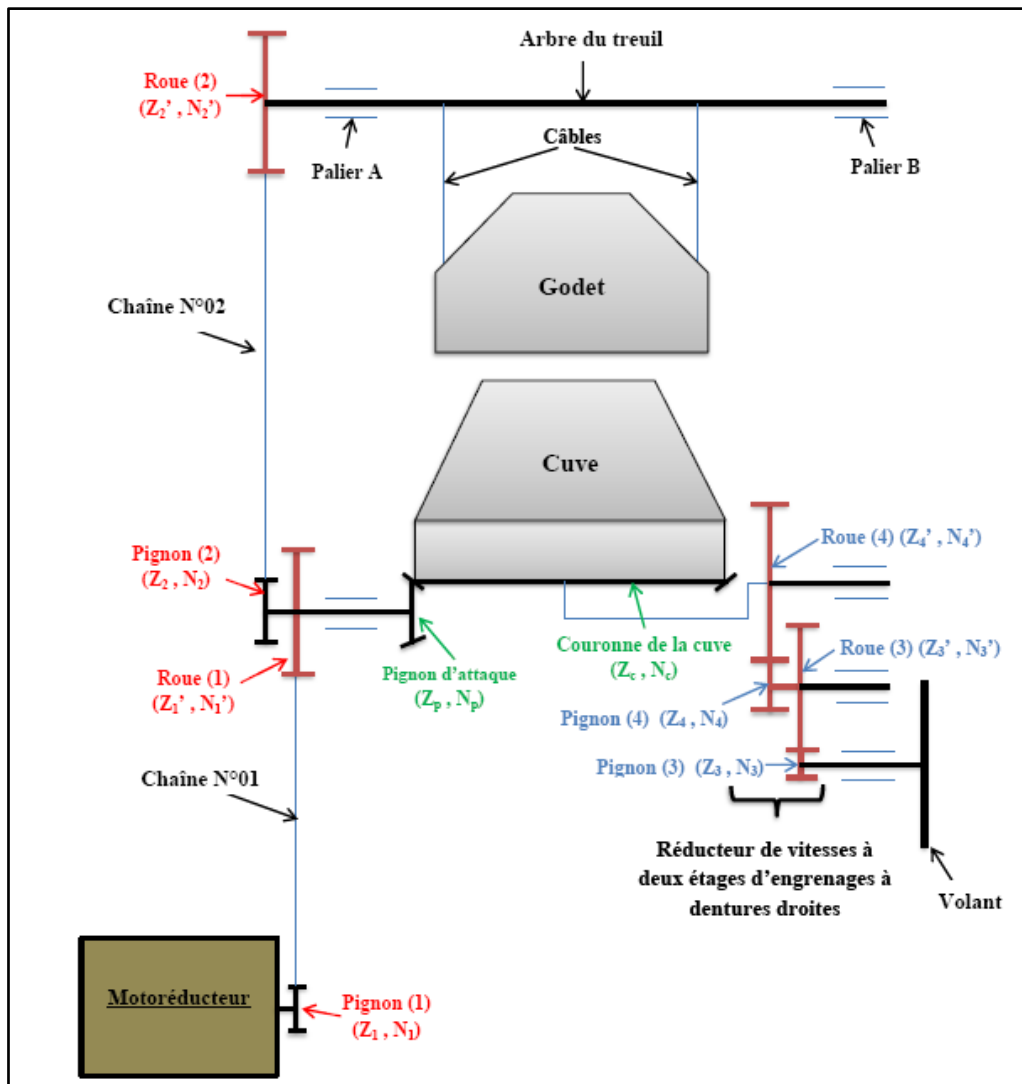


Figure I.12. Engrenages du système de basculement de la cuve.

- **Engrenage** : Dispositif élémentaire constitué de deux organes rigides et dentés, généralement cylindriques ou coniques appelés roues, tournant autour d'axes de position, et servant à transmettre le mouvement, par l'intermédiaire des dents venant en contact l'une contre l'autre. Les engrenages servent principalement à transmettre un mouvement circulaire ou de rotation.

# Chapitre II :

# Dimensionnement



**Figure II.1. Schéma d'ensemble des systèmes de transmission de puissances.**

Un moteur thermique de puissance 12 cv, une vitesse de rotation  $N_{\text{moteur}} = 3000 \text{ tr/mn}$  et avec un réducteur de vitesses d'un  $1/4$ , entraîne en rotation le pignon (1) ( $Z_1 = 25$  dents) qui distribue la puissance vers le système de rotation de la cuve et le système de levage du godet par l'intermédiaire de chaînes et roues dentées.

Le godet de charge maximale de 500 kg se met en mouvement par enroulement des câbles sur l'arbre du treuil.

La cuve se met en rotation par une transmission de mouvement entre la couronne de la cuve et le pignon d'attaque à dentures coniques droites.

Le basculement de la cuve se fait par un système de basculement manuel guidé par un volant, qui met en rotation un réducteur de vitesses à deux étages d'engrenages à dentures droites.

## II.1. Dimensionnement des chaînes :

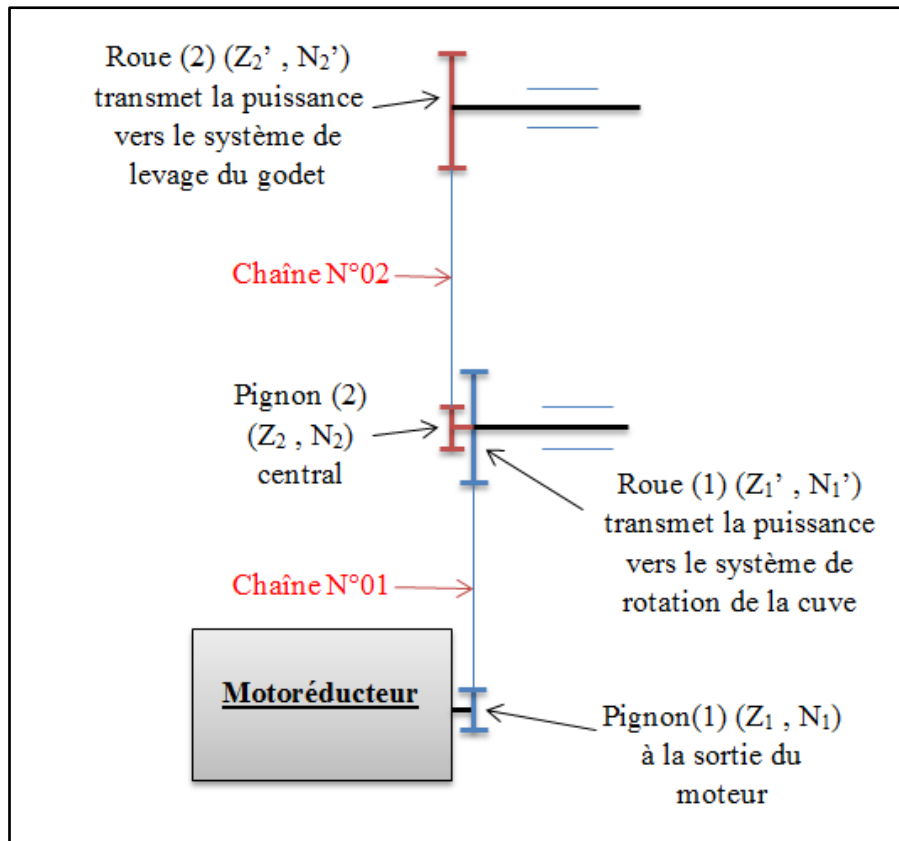


Figure II.2. Schéma d'entraînement par les deux chaînes.

### ➤ Démarche de calcul :

Pour choisir une chaîne convenant à une transmission donnée, on est amené à procéder de la façon suivante, à partir des données dont on dispose qui sont, le plus souvent, la puissance et la vitesse de rotation de la machine motrice ainsi que le rapport de transmission :

- Calcul des vitesses de rotation du pignon ( $N_1$ ) et de la roue ( $N_1'$ );
- Calcul de la puissance corrigée ( $P_c$ ) pour une chaîne à un rang de maillons ;
- Calcul de la puissance corrigée ( $P_c'$ ) pour une chaîne à deux rangées de maillons ;
- Choix de la chaîne ;
- Calcul de la longueur de la chaîne et évaluation de l'entraxe des pignons exprimés en nombre de pas de la chaîne choisie ;
- Calcul des diamètres primitifs ;
- Vérification de l'angle d'enroulement  $\theta$ ;
- Calcul de la vitesse linéaire de la chaîne ;
- Calcul des efforts.

### II.1.1. Dimensionnement de la 1<sup>ère</sup> chaîne (moteur – couronne centrale) :

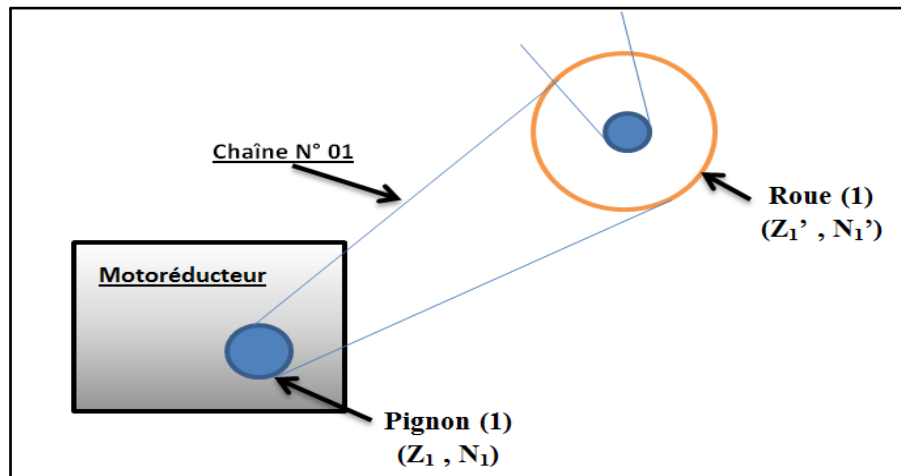


Figure II.3. Chemin de la 1<sup>ère</sup> chaîne.

#### II.1.1.1. Calcul des vitesses de rotation du pignon ( $N_1$ ) et de la roue ( $N_1'$ ) :

➤ **Vitesse de rotation du pignon (1) :**

On a :  $N_{\text{moteur}} = 3000 \text{ tr/mn}$

Réduction =  $1/4$

D'où :

$$N_1 = N_{\text{moteur}} \times 1/4$$

On obtient :

$$N_1 = 3000 \times 1/4$$

$$N_1 = 750 \text{ tr/mn}$$

➤ **Vitesse de rotation de la roue (1) :**

On a :  $i = Z_1/Z_1' = N_1'/N_1$

$$i = 25/114 = 0,22$$

$i$  : Rapport de transmission.

D'où :

$$N_1' = N_1 \times i$$

On obtient :

$$N_1' = 750 \times 0,22$$

$$N_1' = 165 \text{ tr/mn}$$

### II.1.1.2. Calcul de la puissance corrigée ( $P_c$ ) pour une chaîne à un rang de maillons :

➤ **Choix du coefficient d'application :**

Dans le tableau des applications (Tableau II.1), sélectionner le coefficient d'application adapté à la machine à entraîner et au type de moteur d'entraînement.

Résistance Type	Type de moteur d'amorçage  Typique	Moteur turbine	Moteur à combustion interne	
			Avec mécanisme de transmission hydraulique	Sans mécanisme de transmission hydraulique
Transmission en douceur	Conveyeur à courroie avec faible variation de charge, conveyeur à chaîne, pompe centrifuge, ventilateur centrifuge, machine textile à usage général, machines générales avec faible variation de charge.	×1.0	×1.0	×1.2
Transmission avec contrainte modérée	Compresseur centrifuge, hélice marine, conveyeur avec variation de charge modérée, four automatique, sécheur, pulvérisateur, machines-outils à usage général, compresseur, engin de terrassement à usage général, machines de fabrication de papier à usage général	×1.3	×1.2	×1.4
Transmission avec contrainte importante	Presse, broyeur, machines de construction et de mine, vibreur, machine de forage de puits de pétrole, mélangeur à caoutchouc, rouleau, conveyeur à rouleaux, machines généralistes avec charge inverse ou dynamique	×1.5	×1.4	×1.7

**Tableau II.1. Tableau des coefficients d'application.**

On sait que :

$$P_c = P \times K_a$$

$P_c$  : Puissance corrigée pour une chaîne à un rang de maillons.

$P$  : Puissance du moteur d'entraînement.

$K_a$  : Coefficient d'application ou facteur de service.

On prend :  $K_a = 1,4$  (voir Tableau II.1)

On obtient :

$$P_c = 8.832 \times 1,4$$

$$P_c = 12,36 \text{ kW}$$

### II.1.1.3. Calcul de la puissance corrigée pour une chaîne à deux rangées de maillons ( $P_c'$ ) :

- **Chaîne à plusieurs rangées de maillons :** sélectionner le coefficient approprié dans le tableau des coefficients de transmission pour plusieurs chaînes (Tableau II.2).

$$\text{puissance corrigée (Pc')} = \frac{\text{puissance (P)} \times \text{Coefficient d'application}}{\text{Coefficient pour plusieurs rangées}}$$

Nombre de rangées de chaînes à rouleaux	Coefficient pour plusieurs rangées
2 rangées	×1.7
3 rangées	×2.5
4 rangées	×3.3
5 rangées	×3.9
6 rangées	×4.6

**Tableau II.2. Coefficient de transmission pour chaînes à plusieurs rangées de maillons.**

On a :

$$Pc' = \frac{P \times Ka}{Kr}$$

**P** : Puissance du moteur d'entraînement.

**Ka** : Coefficient d'application ou facteur de service.

**Kr** : Coefficient de transmission pour chaînes à plusieurs rangées.

D'où :

$$Pc' = Pc/Kr$$

**P<sub>c</sub>** : Puissance corrigée pour une chaîne à un rang de maillons.

On obtient :

$$Pc' = 12,36/1,7$$

$$Pc' = 7,27 \text{ kW}$$

#### II.1.1.4. Choix de la chaîne :

A partir des abaques d'aide à la sélection pour les chaînes de type B (voir figure en annexe 2), choisir la chaîne et le pas correspondant à l'intersection de la valeur de la vitesse de rotation du pignon avec celle de la puissance corrigée.

On obtient dans notre cas les deux types de chaînes suivantes :

- Une chaîne à un seul rang de maillons avec un pas = 19,05 mm
- Une chaîne à deux rangées de maillons avec un pas = 12,70 mm

A partir des tableaux d'aide au dimensionnement des chaînes (voir tableaux 1 et 2 en annexe), déterminer la chaîne correspondante au pas trouvé.

Finalement, on choisira celle avec le plus petit pas :

- Une chaîne à double rangées de maillons : **08 B-2**



Figure II.4. Chaîne à double rangées de maillons à rouleaux.

#### II.1.1.5. Calcul de la longueur de la chaîne :

##### ➤ Entraxe en nombre de maillons :

On a :

$$a_m = a/p$$

$a_m$  : Entraxe en nombre de maillons.

$a$  : Entraxe prédéfini.

$p$  : Pas primitif de la chaîne N°1.

On obtient :

$$a_m = 1200/12,7$$

$$a_m = 94,5$$

On prendra :

$$a_m = 96$$

##### ➤ Longueur en nombre de maillons :

On a :

$$L_m = (Z_1 + Z_1')/2 + 2 a_m + [(Z_1' - Z_1)/2\pi]^2 / a_m$$

$Z_1$  : Nombre de dents du pignon (1).

$Z_1'$  : Nombre de dents de la roue (1).

On obtient :

$$L_m = (25 + 114)/2 + 2 (96) + [(114 - 25)/2\pi]^2 / 96$$

$$L_m = 263,59$$

On prendra :

$$L_m = 264$$

➤ **Longueur réelle de la chaîne :**

On a :

$$L = L_m \times p$$

$L_m$  : Longueur en nombre de maillons.

$p$  : Pas primitif de la chaîne.

On obtient :

$$L = 264 \times 12.7$$

$$L = 3352,8 \text{ mm}$$

#### II.1.1.6. Calcul des diamètres primitifs :

On a :

$$Dp_i = p Z_i / \pi$$

➤ **Le pignon (1) :**

$$Dp_1 = p Z_1 / \pi$$

D'où,  $Dp_1 = 12,7 \times 25 / \pi$

$$Dp_1 = 101,11 \text{ mm}$$

➤ **La roue (1) :**

$$Dp_1' = p Z_1' / \pi$$

D'où,  $Dp_1' = 12,7 \times 114 / \pi$

$$Dp_1' = 461,08 \text{ mm}$$

#### II.1.1.7. Calcul de l'angle d'enroulement :

Pour assurer une répartition adéquate des efforts appliqués sur la chaîne, l'angle d'enroulement sur le pignon doit être égale ou supérieur à  $120^\circ$ , soit :

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} [(Dp_1' - Dp_1) / 2a] \geq 120^\circ$$

$Dp_1$  : Diamètre primitif du pignon (1).

$Dp_1'$  : Diamètre primitif de la roue (1).

$a$  : Entraxe.

On obtient :

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} [(461,08 - 101,11) / (2 \times 1200)]$$

$$\theta_1 = 162,74^\circ > 120^\circ$$

On a :  $\theta_1 > 120^\circ$ , donc la condition d'angle d'enroulement est largement satisfaite.

**II.1.1.8. Calcul de la vitesse linéaire de la chaîne :**

On a :

$$v_1 = (p \times Z_i \times N_i) / 60$$

**p** : Pas primitif de la chaîne N°1.

**Z<sub>i</sub>** : Nombre de dents du pignon.

**N<sub>i</sub>** : Vitesse de rotation du pignon (tr/mn).

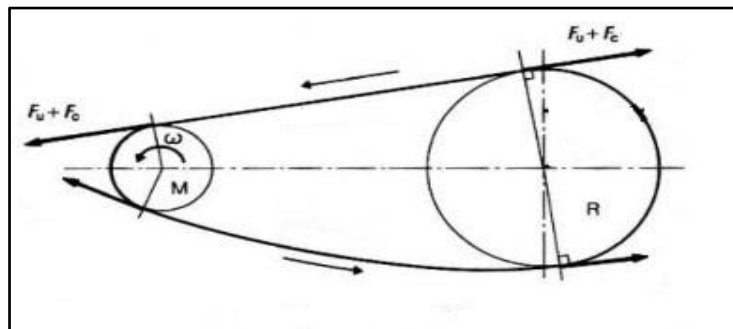
**v<sub>1</sub>** : Vitesse linéaire de la chaîne N°1 (m/s).

On obtient :

$$v_1 = (12,7 \times 25 \times 750) / 60$$

$$v_1 = 3968,75 \text{ mm/s}$$

$$v_1 = 3,97 \text{ m/s}$$

**II.1.1.9. Calcul des efforts :**

**Figure II.5. Représentation des efforts.**

**a/ Calcul de l'effort global :**

On a :

$$F_g = F_u + F_c$$

**F<sub>g</sub>** : Effort global.

**F<sub>u</sub>** : Effort utile.

**F<sub>c</sub>** : Effort dû à la force centrifuge.

➤ **Effort utile :**

On a :

$$F_u = P_c' / v_1$$

$P_c'$  : Puissance corrigée pour une chaîne à double rangées de maillons (W).

$v_1$  : Vitesse linéaire de la chaîne N°1 (m/s).

On obtient :

$$F_u = 7,27 \times 10^3 / 3,97$$

$$F_u = 1831,24 \text{ N}$$

➤ **Effort centrifuge :**

On a :

$$F_c = m \cdot v^2$$

$m$  : Masse linéique de la chaîne N°1 (kg/m) (Voir tableau en annexe 4).

On obtient :

$$F_c = 1,40 \times (3,97)^2$$

$$F_c = 22,07 \text{ N}$$

D'où :

$$F_g = 1831,24 + 22,07$$

$$F_g = 1853,31 \text{ N}$$

**b/ Vérification du facteur de sécurité (Ks) :**

Pour éviter la rupture de la chaîne, il faut satisfaire la relation suivante :

$$F_u + F_c \leq F_{\text{admissible}} / Ks$$

$F_u$  : Effort utile.

$F_c$  : Effort dû à la force centrifuge.

$Ks$  : Facteur de sécurité souhaité.

$F_{\text{admissible}}$  : Effort admissible (Voir tableau en annexe 4).

Dans notre cas le facteur de sécurité  $Ks$  est obtenu par :

$$Ks = F_{\text{admissible}} / (F_u + F_c)$$

On obtient :

$$Ks = 32000 / (1831,24 + 22,07)$$

$$Ks = 17,27$$

Le facteur de sécurité ici est de **17,27** donc notre chaîne est largement sécurisée.

### II.1.2. Dimensionnement de la 2<sup>ème</sup> chaîne (pignon centrale – couronne du treuil):

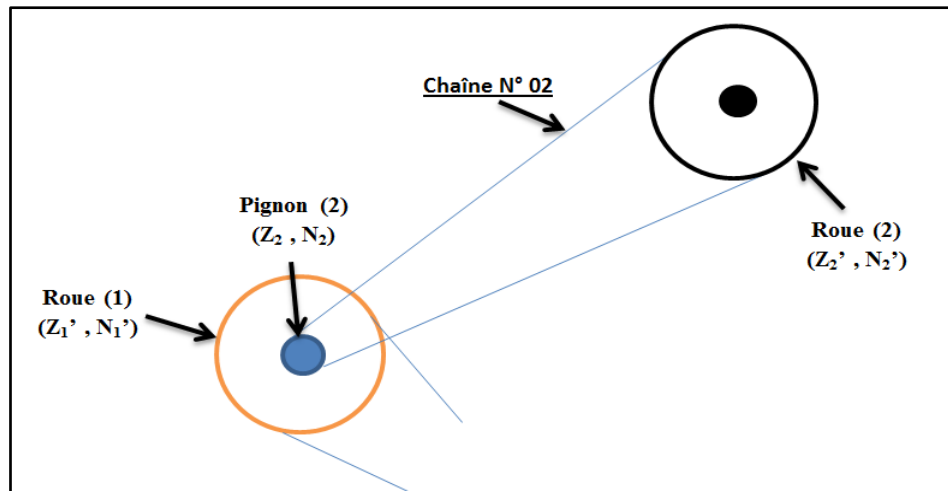


Figure II.6. Chemin de la 2<sup>ème</sup> chaîne.

#### II.1.2.1. Calcul des vitesses de rotation du pignon (2) et de la roue (2) :

➤ **Vitesse de rotation du pignon (2) ( $N_2$ ) :**

On a :  $N_2 = N_1'$

$N_1'$  : Vitesse de rotation de la roue (1).

D'où :

$$N_2 = 165 \text{ tr/mn}$$

➤ **Vitesse de rotation de la roue (2) ( $N_2'$ ) :**

On a :  $i = Z_2/Z_2' = N_2'/N_2$

$$i = 10/60 = 1/6$$

$i$  : Rapport de transmission.

D'où :

$$N_2' = N_2 \times i$$

On obtient :

$$N_2' = 165 \times 1/6$$

$$N_2' = 27,5 \text{ tr/mn}$$

**II.1.2.2. Calcul de la puissance corrigée ( $P_c''$ ) :**

On sait que :

$$P_c'' = P_c' \times K_a$$

$P_c''$  : Puissance corrigée transmise par la deuxième chaîne.

$P_c'$  : Puissance corrigée au niveau de la couronne centrale.

$K_a$  : Coefficient d'application.

On prend :  $K_a = 1,4$  (voir Tableau.II.1).

On obtient :

$$P_c'' = 7,27 \times 1,4$$

$$P_c'' = 10,178 \text{ kW}$$

**II.1.2.3. Choix de la chaîne :**

A partir des abaques d'aide à la sélection pour les chaînes de type B (voir figure en annexe 2), choisir la chaîne et le pas correspondant à l'intersection de la vitesse de rotation du pignon avec celui de la puissance corrigée ( $P_c'' = 10,178 \text{ kW}$ ).

On obtient dans notre cas :

- une chaîne à un seul rang de maillons avec un **pas = 31,75 mm**

A partir des tableaux d'aide au dimensionnement des chaînes (voir tableaux en annexe 3), déterminer la chaîne correspondante au pas trouvé.

On obtiendra : une chaîne simple de type : **20 B-1**



**Figure II.7. Chaîne à un seul rang de maillons à rouleaux.**

**II.1.2.4. Calcul de la longueur de la chaîne :****➤ Entraxe en nombre de maillons :**

On a :

$$a_m' = a'/p'$$

$a_m'$  : Entraxe en nombre de maillons.

$a'$  : Entraxe prédéfini.

$p'$  : Pas primitif de la chaîne N°2.

On obtient :

$$a_m' = 1400/31,75$$

$$a_m' = 44,1$$

On prendra :

$$a_m' = 46$$

**➤ Longueur en nombre de maillons :**

On a :

$$L_m' = (Z_2 + Z_2')/2 + 2 a_m' + [(Z_2' - Z_2)/2\pi]^2 / a_m'$$

$Z_2$  : Nombre de dents du pignon (2).

$Z_2'$  : Nombre de dents de la roue (2).

On obtient :

$$L_m' = (10+60)/2 + 2 (46) + [(60-10)/2\pi]^2 / 46$$

$$L_m' = 128,38$$

On prendra :

$$L_m' = 130$$

**➤ Longueur réelle de la chaîne :**

On a :

$$L' = L_m' \times p'$$

On obtient :

$$L' = 130 \times 31,75$$

$$L' = 4127,5 \text{ mm}$$

**II.1.2.5. Calcul des diamètres primitifs :**

On a :

$$Dp_i = p Z_i / \pi$$

➤ **Le pignon (2) :**

$$Dp_2 = p' Z_2 / \pi$$

D'où,  $Dp_2 = 31,75 \times 10 / \pi$

$$Dp_2 = 101,1 \text{ mm}$$

➤ **La roue (2) :**

$$Dp_2' = p' Z_2' / \pi$$

D'où,  $Dp_2' = 31,75 \times 60 / \pi$

$$Dp_2' = 606,38 \text{ mm}$$

**II.1.2.6. Calcul de l'angle d'enroulement :**

Pour assurer une répartition adéquate des efforts appliqués sur la chaîne, l'angle d'enroulement sur le pignon doit être égale ou supérieur à **120°**, soit :

$$\theta_2 = 180 - 2 \sin^{-1} [(Dp_2' - Dp_2) / 2a'] \geq 120^\circ$$

**$Dp_2$**  : Diamètre primitif du pignon (2).

**$Dp_2'$**  : Diamètre primitif de la roue (2).

**$a'$**  : Entraxe.

On obtient :

$$\theta_2 = 180 - 2 \sin^{-1} [(606,38 - 101,1) / (2 \times 1400)]$$

$$\theta_2 = 159,21^\circ > 120^\circ$$

On a :  **$\theta_2 > 120^\circ$** , donc la condition d'angle d'enroulement est largement satisfaite.

**II.1.2.7. Calcul de la vitesse linéaire de la chaîne :**

On a :

$$v_2 = (p' \times Z_2 \times N_2) / 60$$

$p'$  : Pas primitif de la chaîne N°2.

$Z_2$  : Nombre de dents du pignon (2).

$N_2$  : Vitesse de rotation du pignon (2) (tr/mn).

$v_2$  : Vitesse linéaire de la chaîne N°2 (m/s).

On obtient :

$$v_2 = (31,75 \times 10 \times 165) / 60$$

$$v_2 = 873,125 \text{ mm/s}$$

$$v_2 = 0,88 \text{ m/s}$$

**II.1.2.8. Calcul des efforts :****a/ Calcul de l'effort global :**

On a :

$$F_g' = F_u' + F_c'$$

$F_g'$  : Effort global.

$F_u'$  : Effort utile.

$F_c'$  : Effort dû à la force centrifuge.

**➤ Effort utile :**

On a :

$$F_u' = P_c'' / v_2$$

$P_c''$  : Puissance corrigée pour une chaîne à un rang de maillons (W).

$v_2$  : Vitesse linéaire de la chaîne N°2 (m/s).

On obtient :

$$F_u' = 10,178 \times 10^3 / 0,88$$

$$F_u' = 11565,9 \text{ N}$$

➤ **Effort centrifuge dû à la force centrifuge :**

On a :

$$F_c' = m \times (v_2)^2$$

**m** : Masse linéique de la chaîne N°2 . (Voir tableau en annexe 3)

On obtient :

$$F_c' = 3,70 \times (0,88)^2$$

$$F_c' = 2,87 \text{ N}$$

D'où :

$$F_g' = 11565,9 + 2,87$$

$$F_g' = 11568,77 \text{ N}$$

**b/ Vérification du facteur de sécurité ( $K_s'$ ) :**

Pour éviter la rupture de la chaîne, il faut satisfaire la relation suivante :

$$F_u' + F_c' \leq F'_{\text{admissible}} / K_s'$$

**$F_u'$**  : Effort utile.

**$F_c'$**  : Effort dû à la force centrifuge.

**$K_s'$**  : Facteur de sécurité souhaité pour la deuxième chaîne.

**$F'_{\text{admissible}}$**  : Effort admissible (voir tableau en annexe 3).

Dans notre cas le facteur de sécurité  **$K_s'$**  est obtenu par :

$$K_s' = F'_{\text{admissible}} / (F_u' + F_c')$$

On obtient :

$$K_s' = 95000 / (11565,9 + 2,87)$$

$$K_s' = 8,21$$

Le facteur de sécurité ici est de **8,21** donc notre chaîne est largement sécurisée.

➤ **Résumé :**

	<b>Chaîne 01</b>	<b>Chaîne 02</b>
<b>Type</b>	<b>08 B-2</b>	<b>20 B-1</b>
<b>Pas (mm)</b>	<b>12,7</b>	<b>31,75</b>
<b>Vitesse de rotation du pignon (tr/mn)</b>	<b>750</b>	<b>165</b>
<b>Nombre de dents du pignon</b>	<b>25</b>	<b>10</b>
<b>Diamètre primitif du pignon (mm)</b>	<b>101,11</b>	<b>101,1</b>
<b>Vitesse de rotation de la roue (tr/mn)</b>	<b>165</b>	<b>27,5</b>
<b>Nombre de dents de la roue</b>	<b>114</b>	<b>60</b>
<b>Diamètre primitif de la roue (mm)</b>	<b>461,08</b>	<b>606,38</b>
<b>Entraxe en nombre de maillons</b>	<b>96</b>	<b>46</b>
<b>Longueur en nombre de maillons</b>	<b>264</b>	<b>130</b>
<b>Longueur réelle (mm)</b>	<b>3352,8</b>	<b>4127,5</b>
<b>Angle d'enroulement</b>	<b>162,74°</b>	<b>159,21°</b>
<b>Vitesse linéaire (m/s)</b>	<b>3,96</b>	<b>0,88</b>

**Tableau II.3. Résultats trouvés.**

## II.2. Dimensionnement de l'arbre du treuil :

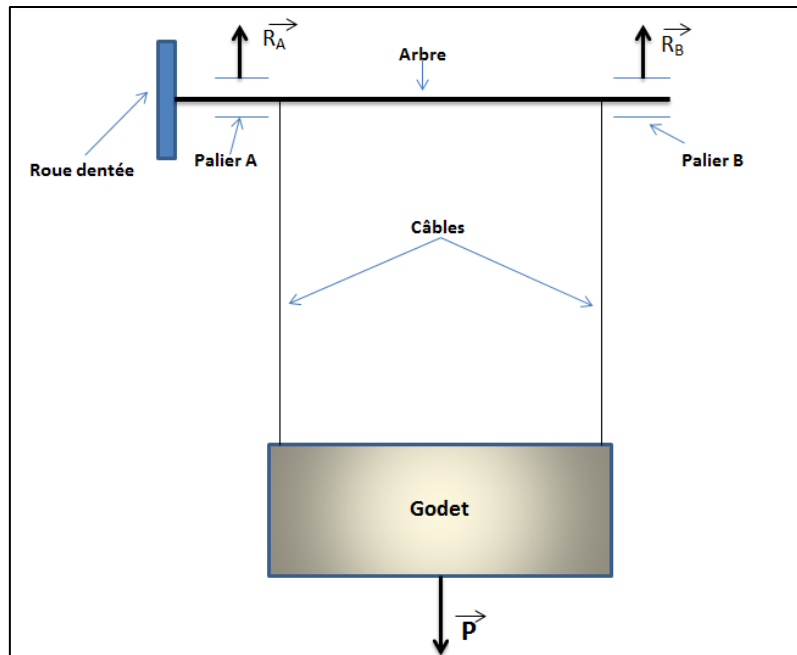


Figure II.8. Schéma du treuil.

### Données :

Puissance transmise par la roue dentée  $P = 10,178 \text{ kW}$

Masse du godet avec charge =  $500 \text{ kg}$

Vitesse de rotation de l'arbre  $N_t = 26,4 \text{ tr/mn}$

Longueur de l'arbre entre les paliers A et B :  $L = 1650 \text{ mm}$

Matériau utilisé : Acier S235 – E24 (voir tableau en annexe 5).

### II.2.1. Calcul de la charge $P$ :

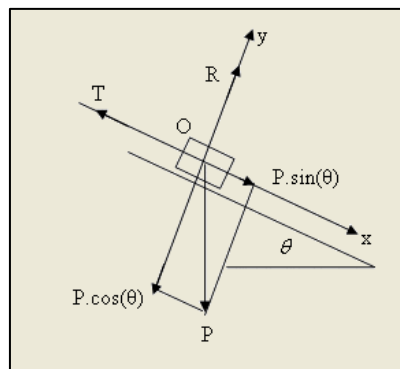


Figure II.9. Représentation de la charge.

La charge  $P$  étant mobile sur l'axe X, on obtient :

$$P = m.g.\sin(\theta)$$

$m$  : Masse du godet avec charge = 500 kg

$\theta$  : Angle de la pente =  $45^\circ$

On obtient :

$$P = 500 \times 9,81 \times \sin(45)$$

$$P = 3468,36 \text{ N}$$

### II.2.2. Calcul des actions : $R_A$ et $R_B$ :

On a :

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} P$$

On obtient :

$$R_A = R_B = \frac{1}{2} 3468,35$$

$$R_A = R_B = 1734,175 \text{ N}$$

### II.2.3. Calcul du moment fléchissant :

Le moment fléchissant est maximum au centre de l'arbre, ou ce dernier est en équilibre sous l'action de la charge  $P$  et des actions  $R_A$  et  $R_B$  des appuis.

D'où :

$$M_f = R_A \times L/2 = R_B \times L/2$$

On obtient :

$$M_f = 1734,175 \times 1,65/2$$

$$M_f = 1430,7 \text{ N.m}$$

### II.2.4. Calcul du moment du couple de torsion :

On a :

$$M_t = P/\omega$$

$P$  : Puissance transmise par la roue dentée = 10,178 kW

$\omega$  : Vitesse de rotation angulaire de l'arbre =  $2.\pi.N_t / 60$

Avec :  $\omega = 2.\pi.26,4 / 60$

$$\omega = 2,7632 \text{ rd/s}$$

On obtient :

$$M_t = (10,178 \times 10^3) / 2,7632$$

$$M_t = 3683,41 \text{ N.m}$$

### II.2.5. Calcul du moment idéal (ou couple de flexion équivalent) :

On a :

$$M_i = \sqrt{M_t^2 + M_f^2}$$

On obtient :

$$M_i = \sqrt{3683,41^2 + 1430,7^2}$$

$$M_i = 3951,5 \text{ N.m}$$

### II.2.6. Calcul du diamètre de l'arbre :

Condition de sécurité :

$$M_i / 0,1 d^3 \leq R_p$$

$R_p$  : Limite de traction du matériau de l'arbre =  $400 \text{ N/mm}^2$  (Voir tableau en annexe 5).

$0,1 d^3$  : Module de flexion de l'arbre =  $I_{\alpha,\beta} / v$

Avec :  $I_{\alpha,\beta} = \pi d^4 / 64$  et  $v = d/2$

$$\text{Soit : } \frac{I_{\alpha,\beta}}{(v/2)} \leq 0,1 d^3$$

D'où :

$$d \geq \sqrt[3]{M_i / 0,1 R_p}$$

On obtient :

$$d \geq \sqrt[3]{3951,5 / 0,1 \times 0,4}$$

$$d \geq 46,23 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre normalisé  $d = 50 \text{ mm}$

### II.2.7. Choix et dimensionnement des clavettes :

En mécanique, une clavette est une pièce qui a généralement pour fonction de lier en rotation un arbre et un élément de machine (poulies, engrenages, ...) et permet de transmettre un couple.

### II.2.7.1. Choix du matériau des clavettes :

On choisit pour notre conception, une clavette parallèle de type A, on va choisir un acier de type : **34CrMo4**, qui a les caractéristiques suivantes :

- Limite d'élasticité  $R_e = 650 \text{ N/mm}^2$ .
- Contrainte admissible à la compression  $[\sigma] = 900 \text{ N/mm}^2$ .

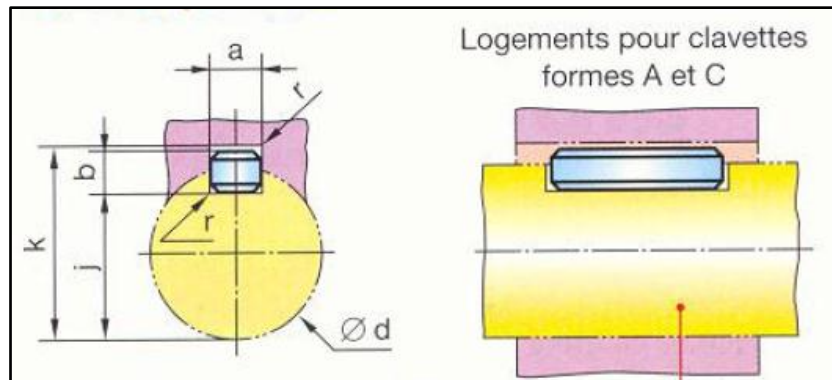


Figure II.10. Clavette.

### II.2.7.2. Condition de résistance au cisaillement de la clavette :

On a :

$$\tau = \frac{2 M_t}{L * a * d} \leq R_{pg}$$

Avec :  $\frac{M_t}{(d/2)}$  : Effort de cisaillement de la clavette.

$L * a$  : Section longitudinale de la clavette.

Soit :

$$L \geq \frac{2 M_t}{R_{pg} * a * d}$$

**L** : Longueur de la clavette.

**a** : Largeur de la clavette.

**M<sub>t</sub>** : Moment du couple transmis.

**R<sub>pg</sub>** : Contrainte admissible au cisaillement du matériau de la clavette.

**d** : Diamètre de l'arbre de transmission.

Avec :

$$R_{pg} = R_e / 2 K_s$$

**R<sub>e</sub>** : Limite d'élasticité du matériau des clavettes.

**K<sub>s</sub>** : Coefficient de sécurité = 2.

On obtient :  $R_{pg} = 650 / 4$

$$R_{pg} = 162,5 \text{ N/mm}^2$$

Et :  $a = d / 4 = 12,5 \text{ mm}$

On obtient :  $L \geq (2 \times 3683,41 \times 10^3) / (162,5 \times 50 \times 12,5)$

$$L \geq 72,53 \text{ mm}$$

On prendra :  $L = 80 \text{ mm}$

### II.2.7.3. Condition de résistance à la compression de la clavette :

On a :  $[\sigma] = \frac{4 M_t}{L * b * d} \leq R_{pg}$

$L * (b/2)$  : Section de la face latérale de la clavette soumise à la compression.

$\frac{M_t}{(d/2)}$  : Effort de compression.

Soit :  $b = \frac{4 M_t}{[\sigma] * L * d}$

$L$  : Longueur de la clavette.

$b$  : Hauteur de la clavette.

$M_t$  : Moment du couple transmis.

$[\sigma]$  : Contrainte admissible à la compression du matériau de la clavette.

$d$  : Diamètre de l'arbre de transmission.

On obtient :  $b = (4 \times 3683,41 \times 10^3) / (900 \times 80 \times 50)$

$$b = 4,09 \text{ mm}$$

Pour les arbres de 50 à 58 mm de diamètre, la section de la clavette a les dimensions normalisées portées sur le tableau en annexe 7. Soit :  $a = 16 \text{ mm}$  ,  $b = 10 \text{ mm}$ .

### II.2.8. Diamètre définitif de l'arbre :

Pour tenir compte du logement de la clavette dans l'arbre, on prendra :

$$D = d + b/2$$

$b$  : Hauteur de la clavette.

D'où :  $D = 50 + 10/2 = 55 \text{ mm}$

On adoptera un diamètre normalisé :  $D = 60 \text{ mm}$

### II.3. Dimensionnement du système de rotation de la cuve :

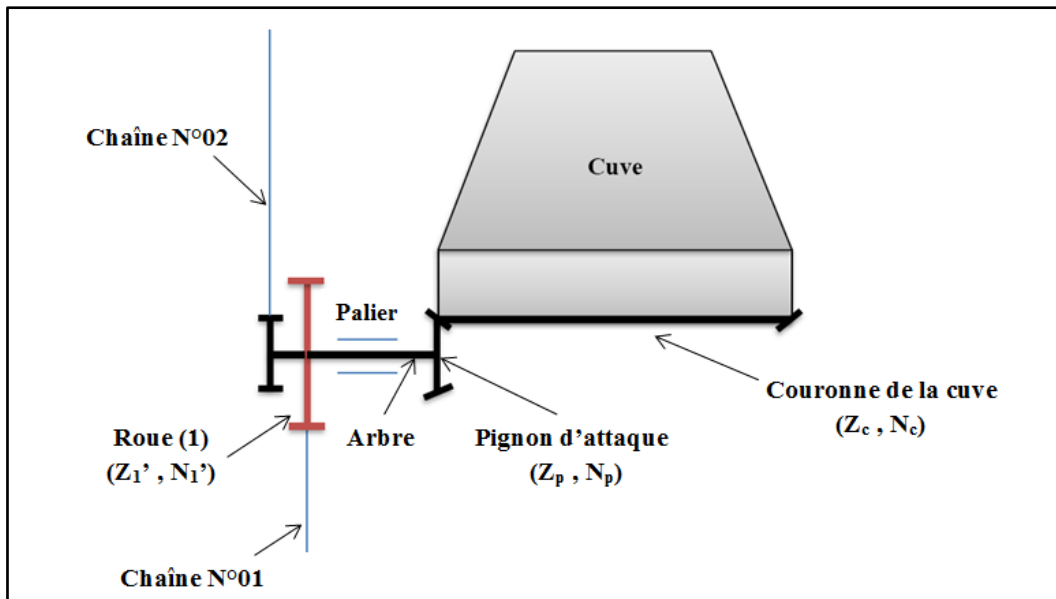


Figure II.11. Système de rotation de la cuve.

#### II.3.1. Dimensionnement de l'arbre :

##### Données :

Puissance transmise par la roue dentée  $P = 7,27 \text{ kW}$

Vitesse de rotation de l'arbre  $N = 165 \text{ tr/mn}$

Longueur de l'arbre :  $L = 250 \text{ mm}$

Matériau utilisé : Acier S235 – E24 (voir tableau en annexe 5)

##### II.3.1.1. Calcul des sollicitations :

L'arbre est court, on peut donc le considérer comme sollicité uniquement à la torsion.

##### ➤ Calcul du moment du couple de torsion :

On a :

$$M_t = P/\omega$$

$P$  : Puissance transmise par la roue dentée =  $7,27 \text{ kW}$

$\omega$  : Vitesse de rotation angulaire de l'arbre =  $2.\pi.N / 60$

Avec :  $\omega = 2.\pi.165 / 60$

$$\omega = 17,27 \text{ rd/s}$$

On obtient :

$$M_t = (7,27 \times 10^3) / 17,27$$

$$M_t = 420,96 \text{ N.m}$$

### II.3.1.2. Calcul du diamètre de l'arbre :

Condition de sécurité :

$$M_t / 0,2 d^3 \leq R_{pg}$$

On a :

$$R_{pg} = R_p / S$$

$R_{pg}$  : Limite d'élasticité du matériau de l'arbre.

$S$  : Coefficient de sécurité (on prend  $S = 2$ ).

$R_p$  : Limite de traction du matériau de l'arbre. (Voir tableau en annexe 5).

On obtient :

$$R_{pg} = 350 / 2$$

$$R_{pg} = 175 \text{ N/mm}^2$$

D'où :

$$d \geq \sqrt[3]{M_t / 0,2 R_{pg}}$$

On obtient :

$$d \geq \sqrt[3]{420960 / 0,2 \times 200}$$

$$d \geq 21,91 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre normalisé  $d = 25 \text{ mm}$

### II.3.1.3. Choix et dimensionnement des clavettes :

**Clavette** : En mécanique, une clavette est une pièce qui a généralement pour fonction de lier en rotation un arbre et un élément de machine (poulies, engrenages, ...) et permet de transmettre un couple.

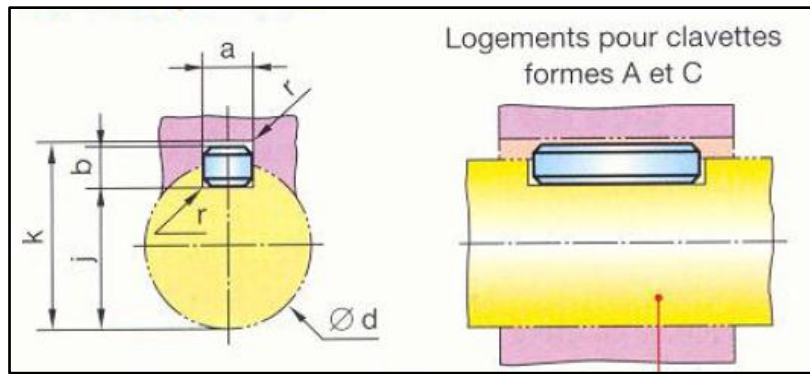


Figure II.12. Dimensions d'une clavette.

#### II.3.1.3.1. Choix du matériau des clavettes :

On choisit pour notre conception, une clavette parallèle de type A, on va choisir un acier de type : **34CrMo4**, qui a les caractéristiques suivantes :

- Limite d'élasticité  $R_e = 650 \text{ N/mm}^2$ .
- Contrainte admissible à la compression  $[\sigma] = 900 \text{ N/mm}^2$ .

#### II.3.1.3.2. Condition de résistance au cisaillement:

On a : 
$$\tau = \frac{2 M_t}{L * a * d} \leq R_{pg}$$

Avec :  $\frac{M_t}{(d/2)}$  : Effort de cisaillement de la clavette.

$L * a$  : Section longitudinale de la clavette.

Soit : 
$$L \geq \frac{2 M_t}{R_{pg} * a * d}$$

**L** : Longueur de la clavette.

**a** : Largeur de la clavette.

**M<sub>t</sub>** : Moment du couple transmis.

**R<sub>pg</sub>** : Contrainte admissible au cisaillement du matériau de la clavette.

**d** : Diamètre de l'arbre de transmission.

Avec : 
$$R_{pg} = R_e / 2 K_s$$

**R<sub>e</sub>** : Limite d'élasticité du matériau des clavettes.

**K<sub>s</sub>** : Coefficient de sécurité = 2.

On obtient :  $R_{pg} = 650 / 4$

$$R_{pg} = 162,5 \text{ N/mm}^2$$

Et :  $a = d / 4$

$$a = 25 / 4 = 6,25 \text{ mm}$$

On obtient :  $L \geq (2 \times 420,96 \times 10^3) / (162,5 \times 50 \times 6,25)$

$$L \geq 16,58 \text{ mm}$$

On prendra :  $L = 20 \text{ mm}$

### II.3.1.3.3. Condition de résistance à la compression:

On a :  $[\sigma] = \frac{4 M_t}{L * b * d} \leq R_{pg}$

$L * (b/2)$  : Section de la face latérale de la clavette soumise à la compression.

$\frac{M_t}{(d/2)}$  : Effort de compression.

Soit :  $b = \frac{4 M_t}{[\sigma] * L * d}$

$L$  : Longueur de la clavette.

$b$  : Hauteur de la clavette.

$M_t$  : Moment du couple transmis.

$[\sigma]$ : Contrainte admissible à la compression du matériau de la clavette.

$d$  : Diamètre de l'arbre de transmission.

On obtient :  $b = (4 \times 420,96 \times 10^3) / (900 \times 20 \times 25)$

$$b = 3,74 \text{ mm}$$

Pour les arbres de 22 à 30 mm de diamètre, la section de la clavette a les dimensions normalisées portées sur le tableau en annexe 7. Soit :  $a = 8 \text{ mm}$  ,  $b = 7 \text{ mm}$ .

### II.3.1.4. Diamètre définitif de l'arbre :

Pour tenir compte du logement de la clavette dans l'arbre, on prendra :

$$D = d + b/2$$

$b$  : hauteur de la clavette.

D'où :

$$D = 25 + 7/2$$

$$D = 28,5 \text{ mm}$$

On adoptera un diamètre normalisé :  $D = 30 \text{ mm}$

### II.3.2. Dimensionnement de la couronne et du pignon d'attaque :

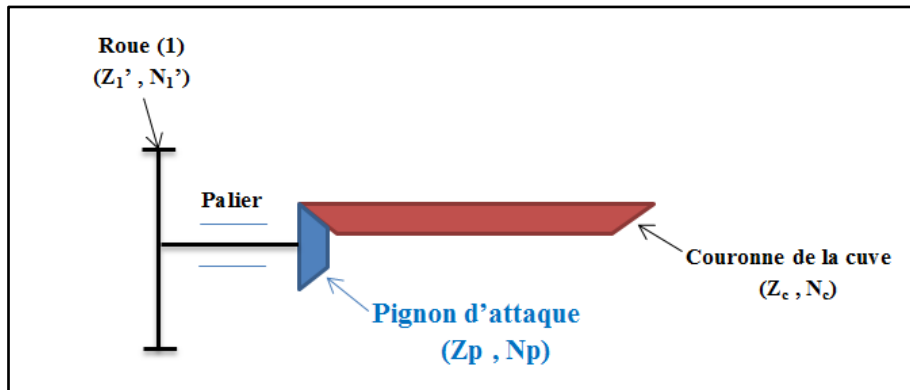


Figure II.13. Engrenage conique à dentures droites.

#### Données :

Puissance transmise par l'arbre  $P = 7,27 \text{ kW}$

Vitesse de rotation du pignon  $N_p = 165 \text{ tr/mn}$

Diamètre primitif de la couronne de la cuve  $D_p' = 1020 \text{ mm}$  (suivant l'encombrement)

Matériau utilisé : **EN-GJS400-15** (voir tableau en annexe 6)

#### Objectif :

Vitesse de rotation de la cuve  $N_c = 19 \text{ tr/mn}$

#### II.3.2.1. Dimensionnement de la couronne :

##### ➤ Vitesse angulaire de la couronne :

On a :  $\omega = 2.\pi.N_c / 60$

$N_c$  : Vitesse de rotation de la couronne.

On obtient :  $\omega = 2.\pi.19 / 60$

D'où :  $\omega = 1,99 \text{ rd/s}$

➤ **Le couple :**

On a :  $M = P / \omega$

**P** : Puissance transmise par le pignon d'attaque.

**$\omega$**  : Vitesse angulaire de la couronne.

On obtient :  $M = 7,27 \times 10^3 / 1,99$

$$M = 3653,26 \text{ N.m}$$

➤ **L'effort tangentiel :**

On a :  $M = F_t \times (D_p'/2)$

D'où :  $F_t = M / (D_p'/2)$

**$D_p'$**  : Diamètre primitif de la couronne.

**M** : Couple transmis.

On obtient :  $F_t = 3653,26 / (1,020/2)$

$$F_t = 7163,25 \text{ N}$$

➤ **Le module :**

On a :  $m \geq 2,34 \cdot \sqrt{F_t / k \cdot R_{pe}}$

**$F_t$**  : Effort tangentiel

**k = 10** pour les dentures droites.

**$R_{pe}$**  : Limite élastique du matériau.

$$R_{pe} = R_p / 2 K_s$$

**$R_p$**  : Résistance pratique à la rupture par traction du matériau. (Voir tableau en annexe 5).

**$K_s$**  : Coefficient de sécurité, pour tenir compte des chocs on prendra  $K_s = 4$ .

$$R_{pe} = 400 / 8$$

$$R_{pe} = 50 \text{ N/mm}^2$$

On obtient :  $m \geq 2,34 \cdot \sqrt{7163,25 / 10 \cdot 50}$

$$m \geq 8,85$$

On prendra une valeur de module normalisé : **m = 10 mm**

➤ **Le nombre de dents :**

On a :  $Z_c = D_p' / m$

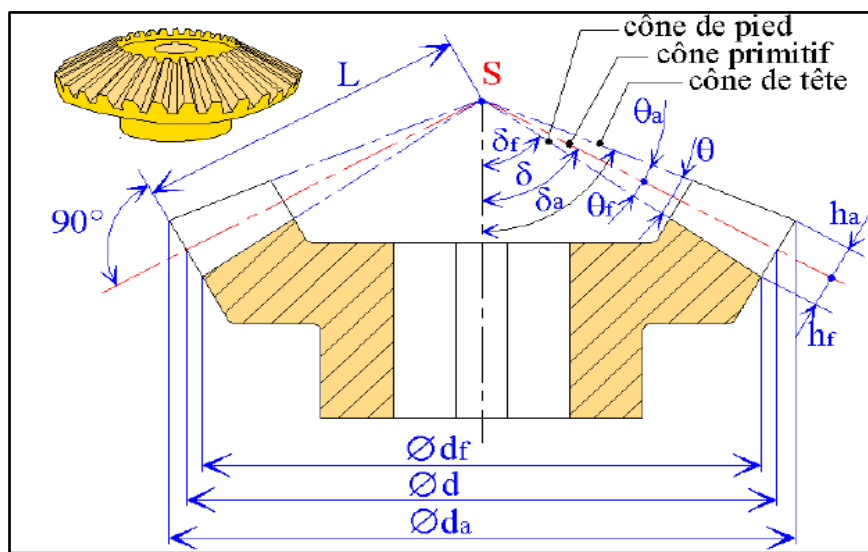
$D_p'$  : Diamètre primitif de la couronne.

$m$  : Module.

On obtient :  $Z_c = 1020 / 10$

$Z_c = 102$  dents

**II.3.2.2. Calcul de la denture du pignon d'attaque :**



**Figure II.14. Dimensions du pignon d'attaque à dentures coniques droites.**

➤ **Nombre de dents :**

On a :  $Z_p / Z_c = N_c / N_p$

D'où :  $Z_p = (N_c \times Z_c) / N_p$

On obtient :  $Z_p = (19 \times 102) / 165$

$Z_p = 11,74$

On prendra :  $Z_p = 12$  dents

➤ **Diamètre primitif du pignon  $D_p$**

On a :  $Z_p / Z_c = D_p / D_p'$

$Z_c$  : Nombre de dents de la couronne de la cuve.

$Z_p$  : Nombre de dents du pignon.

$D_p'$  : Diamètre primitif de la couronne de la cuve.

D'où :  $D_p = (Z_p \times D_p') / Z_c$

On obtient :  $D_p = (12 \times 1020) / 102$

$D_p = 120 \text{ mm}$

➤ **Le pas primitif :**

On a :  $m = \text{Pas} / \pi$

D'où :  $\text{Pas} = m \cdot \pi$

On obtient :  $\text{Pas} = 10 \pi$

$\text{Pas} = 31,41 \text{ mm}$

➤ **Angle primitif :**

On a :  $\tan \delta = Z_p / Z_c$

$Z_c$  : nombre de dents de la couronne de la cuve.

$Z_p$  : nombre de dents du pignon.

On obtient :  $\tan \delta = 12 / 102$

D'où :  $\delta = 6,7^\circ$

➤ **Angle de saillie :**

On a :  $\tan \theta_a = 2.m.\sin(\delta/ D_p)$

On obtient :  $\tan \theta_a = 2 \times 10 \times \sin(6,7/120)$

D'où :  $\theta_a = 1,11^\circ$

➤ **Angle de creux :**

On a :  $\tan \theta_f = 2,5.m.\sin(\delta/ D_p)$

On obtient :  $\tan \theta_f = 2,5 \times 10 \times \sin(6,7/120)$

D'où :  $\theta_f = 1,39^\circ$

## ➤ Angle de hauteur :

On a :  $\theta = \theta_a + \theta_f$

On obtient :  $\theta = 1,11 + 1,39$

$$\theta = 2,5^\circ$$

## ➤ Angle de tête :

On a :  $\delta_a = \delta + \theta_a$

$\delta$  : Angle primitif.

$\theta_a$  : Angle de saillie.

On obtient :  $\delta_a = 6,7 + 1,11$

$$\delta_a = 7,81^\circ$$

## ➤ Angle de pied :

On a :  $\delta_f = \delta - \theta_f$

$\delta$  : Angle primitif.

$\theta_f$  : Angle de hauteur.

On obtient :  $\delta_f = 6,7 - 1,39$

$$\delta_f = 5,31^\circ$$

## ➤ Diamètre de tête :

On a :  $D_a = D_p + 2.m.\cos(\delta)$

$D_p$  : Diamètre primitive du pignon.

$\delta$  : Angle primitif.

$m$  : Module.

On obtient :  $D_a = 120 + [2 \times 10 \times \cos(6,7)]$

$$D_a = 140 \text{ mm}$$

## ➤ Diamètre de pied :

On a :  $D_f = D_p - 2,5.m.\cos(\delta)$

$D_p$  : Diamètre primitif du pignon.

$\delta$  : Angle primitif.

$m$  : module.

On obtient :  $D_f = 120 - [2,5 \times 10 \times \cos(6,7)]$

$$D_f = 95 \text{ mm}$$

➤ **La Saillie :**

On a :  $h_a = m$

On obtient :  $h_a = 10$

➤ **Le Creux :**

On a :  $h_f = 1,25.m$

On obtient :  $h_f = 12,5 \text{ mm}$

➤ **Hauteur des dents :**

On a :  $h = 2,25.m = h_a + h_f$

On obtient :  $h = 2,25 \times 10$

$$h = 22,5 \text{ mm}$$

➤ **Épaisseur des dents :**

On a :  $s = \text{Pas} / 2 = p.m / 2$

On obtient :  $s = 31,41 / 2$

$$s = 15,7 \text{ mm}$$

➤ **Largeur de denture :**

On a :  $b = k.m$

$k = 10$  pour les dentures droites.

On obtient :  $b = 10 \times 10$

$$b = 100 \text{ mm}$$

➤ **Longueur génératrice primitive :**

On a :  $L = D_p / 2 \cdot \sin(\delta)$

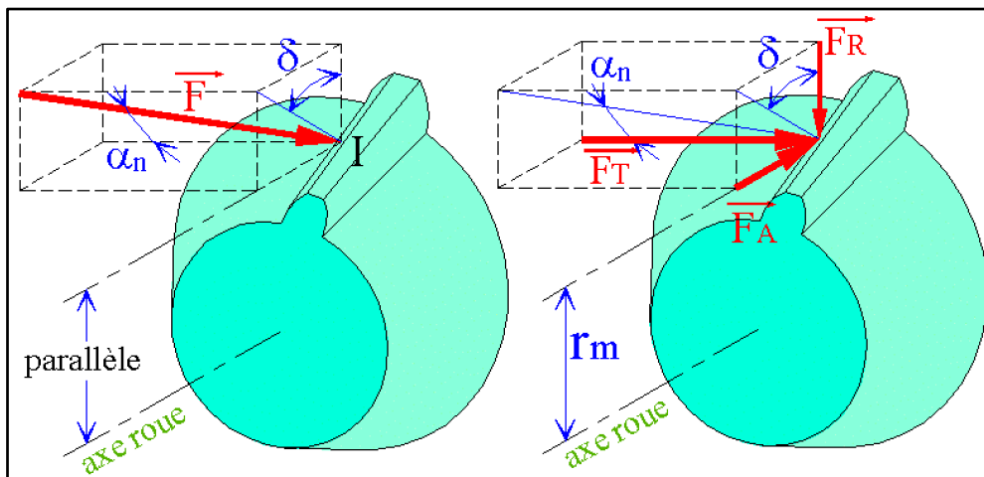
$D_p$  : Diamètre primitif du pignon.

$\delta$  : Angle primitif.

On obtient :  $L = 120 / 2 \cdot \sin(6,7)$

D'où :  $L = 514,26 \text{ mm}$

**II.3.2.3. Calcul des efforts sur la denture :**



**Figure II.15. Représentation des efforts sur la denture.**

➤ **Vitesse angulaire du pignon :**

On a :  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot N_p / 60$

$N_p$  : Vitesse de rotation du pignon.

On obtient :  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot 165 / 60$

D'où :  $\omega = 17,27 \text{ rd/s}$

➤ **le couple :**

On a :  $M = P / \omega$

$P$  : Puissance transmise par l'arbre.

$\omega$  : Vitesse angulaire du pignon.

On obtient :  $M = 7,27 \times 10^3 / 17,27$

$$M = 420,96 \text{ N.m}$$

➤ **L'effort tangentiel :**

On a :  $M = F_t \times (D_p/2)$

$D_p$  : Diamètre primitif du pignon.

$M$  : Le couple transmit au pignon.

D'où :  $F_t = M / (D_p/2)$

On obtient :  $F_t = 420,96 / (0,120/2)$

$$F_t = 7016 \text{ N}$$

➤ **L'effort radial :**

On a :  $F_r = F_t \tan(\alpha) \cos(\delta)$

$\delta$  : Angle primitif.

$\alpha$  : Angle de pression. (Valeur usuelle:  $\alpha = 20^\circ$ ).

On obtient :  $F_r = 7016 \times \tan(20) \times \cos(6,7)$

$$F_r = 2536,18 \text{ N}$$

➤ **L'effort axial :**

On a :  $F_a = F_t \tan(\alpha) \sin(\delta)$

On obtient :  $F_a = 7016 \times \tan(20) \times \sin(6,7)$

$$F_a = 297,94 \text{ N}$$

➤ **L'effort global :**

On a :  $F = (F_t^2 + F_r^2 + F_a^2)^{1/2}$

On obtient :  $F = (7016^2 + 2536,18^2 + 297,94^2)^{1/2}$

$$F = 7466,28 \text{ N}$$

## ➤ Résultats

Caractéristique	Symbole ISO	Formules	Pignon d'attaque	Couronne de la cuve
Vitesse angulaire	$\omega$	$\omega = \pi N / 30$	17,27 rd/s	1,99 rd/s
Nombre de dents	Z	$Z = (N' \times Z') / N$	12	102
Module	m	$m = D_p / Z$	10	
Pas (pas primitif)	p	$p = \pi m$	31,41 mm	
Angle primitif	$\delta$	$\delta = \tan^{-1} (Z / Z')$	6,7°	83,3°
Diamètre primitif	d	$d = mZ$	120 mm	1020 mm
Angle de pression	$\alpha$	valeur usuelle	20°	
Angle de tête	$\delta_a$	$\delta_a = \delta + \theta_a$	7,81°	84,93°
Angle de pied	$\delta_b$	$\delta_f = \delta - \theta_f$	5,31°	81,26°
Angle saillie	$\theta_a$	$\theta_a = \tan^{-1} (2m \cdot \sin \delta / d)$	1,11°	1,63°
Angle de creux	$\theta_f$	$\theta_f = \tan^{-1} (2,5m \cdot \sin \delta / d)$	1,39°	2,04°
Angle de hauteur	$\theta$	$\theta = \theta_a + \theta_f$	2,5°	3,67°
Diamètre de tête	$d_a$	$d_a = d + 2m \cdot \cos \delta$	140 mm	1022,4 mm
Diamètre de pied	$d_f$	$d_f = d - 2,5m \cdot \cos \delta$	95 mm	1017,1 mm
Saillie	$h_a$	$h_a = m$	10 mm	
Creux	$h_f$	$h_f = 1,25m$	12,5 mm	
Hauteur des dents	h	$h = 2,25m = h_a + h_f$	22,5 mm	
Epaisseur des dents	s	$s = \text{Pas} / 2$	15,7 mm	
Largeur des dents	b	$b = k \cdot m$	100 mm	
Longueur génératrice primitive	L	$L = D_p / 2 \cdot \sin(\delta)$	514,26 mm	

Tableau II.4. Résultats obtenus.

## II.4. Dimensionnement du système de basculement de la cuve :

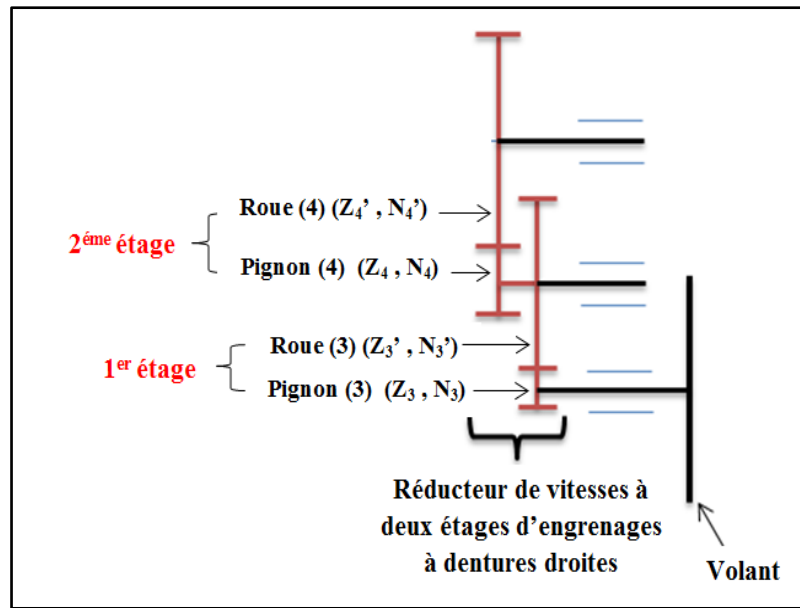


Figure II.16. Schéma du réducteur de vitesses à deux étages.

### Données :

Nombre de dents du pignon (3) d'entrée :  $Z_3 = 10$  dents.

Poids max de la cuve avec charge : **700 kg**.

Matériaux des engrenages : **Acier S235 – E24 (voir tableau en annexe 5).**

### Besoins :

Vitesse d'entrée :  $N_3 = 24$  tr/mn

Vitesse de sortie :  $N_4' = 2,5$  tr/mn

Entraxe dans le 1<sup>er</sup> étage :  $L_1 = 140$  mm

Entraxe dans le 2<sup>ème</sup> étage :  $L_2 = 280$  mm

### II.4.1. Calcul des propriétés communes entre les dentures des deux étages :

#### ➤ Le module :

On a : 
$$m \geq 2,34 \cdot \sqrt{F_t / k \cdot R_{pe}}$$

$F_t$  : Effort tangentiel

$k = 10$  pour les dentures droites.

$R_{pe}$  : Limite élastique du matériau.

$$R_{pe} = R_p / 2$$

$R_p$  : Résistance pratique à la rupture par traction du matériau. (Voir tableau en annexe 5).

$$R_{pe} = 350 / 2$$

$$R_{pe} = 175 \text{ N/mm}^2$$

Et :  $F_t = F \cdot \cos(\alpha)$

$F$  : Effort nécessaire pour basculer la cuve.

$\alpha$  : Angle de pression de la denture.

$$F_t = 7000 \cdot \cos(20)$$

$$F_t = 6577,85 \text{ N}$$

On obtient :  $m \geq 2,34 \cdot \sqrt{6577,85 / 10 \cdot 175}$   
 $m \geq 4,53$

On prendra une valeur de module normalisé :  $m = 5 \text{ mm}$

## II.4.2. Calcul de la denture du premier étage :

### II.4.2.1. Le pignon (3) d'entrée :

- On a :
- La vitesse de rotation  $N_3 = 24 \text{ tr/mn}$
  - Le nombre de dents  $Z_3 = 10 \text{ dents}$

#### ➤ Le diamètre primitif :

On a :  $d_3 = m \cdot Z_3$

On obtient :  $d_3 = 5 \times 10$   
 $d_3 = 50 \text{ mm}$

### II.4.2.2. La roue (3):

#### ➤ Le diamètre primitif :

On a :  $L_1 = (d_3 + d_3') / 2$

D'où :  $d_3' = (L_1 \times 2) - d_3$

$d_3$  : Diamètre primitif du pignon d'entrée.

$L_1$  : Entraxe dans le 1<sup>er</sup> étage.

On obtient :  $d_3' = (140 \times 2) - 50$

$$d_3' = 230 \text{ mm}$$

➤ **Le nombre de dents :**

On a :  $Z_3/Z_3' = d_3/d_3'$

D'où :  $Z_3' = (Z_3 \times d_3')/d_3$

$Z_3$  : Nombre de dents du pignon (3).

$d_3$  : Diamètre primitif du pignon (3) d'entrée.

$d_3'$  : Diamètre primitif de la roue (3).

On obtient :  $Z_3' = (10 \times 230)/50$

$$Z_3' = 46 \text{ dents}$$

➤ **La vitesse de rotation :**

On a :  $N_3' / N_3 = Z_3 / Z_3'$

D'où :  $N_3' = (Z_3 \times N_3) / Z_3'$

$N_3$  : Vitesse de rotation du pignon (3).

$Z_3$  : Nombre de dents du pignon (3).

$Z_3'$  : Nombre de dents de la roue (3).

On obtient :  $N_3' = (10 \times 24)/46$

$$N_3' = 5,22 \text{ tr/mn}$$

### II.4.3. Calcul de la denture du deuxième étage :

#### II.4.3.1. La roue (4) de sortie :

On a : - La vitesse de rotation  $N_4' = 2,5 \text{ tr/mn}$

➤ **Le nombre de dents :**

On a :  $r = N_4' / N_1 = Z_1 / Z_4'$

D'où :  $Z_4' = (N_1 \times Z_1) / N_4'$

$r$  : La raison.

$N_1$  : Vitesse de rotation du pignon (1) d'entrée.

$Z_1$  : Nombre de dents du pignon (1) d'entrée.

$N_4'$  : Vitesse de rotation de la roue (4) de sortie.

On obtient :  $Z_4' = (24 \times 10)/2,5$

$$Z_4' = 96 \text{ dents}$$

➤ **Le diamètre primitif :**

On a :  $m = d_4' / Z_4'$

D'où :  $d_4' = m \cdot Z_4'$

**m** : Module.

**Z<sub>4</sub>'** : Nombre de dents de la roue (4) de sortie.

On obtient :  $d_4' = 5 \times 96$

$$d_4' = 480 \text{ mm}$$

#### II.4.3.2. Le pignon (4) :

➤ **La vitesse de rotation :**

On a :  $N_4 = N_3'$

On obtient :  $N_3 = 5,22 \text{ tr/mn}$

➤ **Le diamètre primitif :**

On a :  $L_2 = (d_3 + d_4') / 2$

D'où :  $d_3 = (L_2 \times 2) - d_4'$

**d<sub>4</sub>'** : Diamètre primitif de la roue (4) de sortie.

**L<sub>2</sub>** : Entraxe dans le 2<sup>ème</sup> étage.

On obtient :  $d_3 = (280 \times 2) - 480$

$$d_3 = 80 \text{ mm}$$

➤ **Le nombre de dents :**

On a :  $Z_4/Z_4' = d_4/d_4'$

D'où :  $Z_4 = (Z_4' \times d_4) / d_4'$

**d<sub>4</sub>'** : Diamètre primitif de la roue (4) de sortie.

**d<sub>4</sub>** : Diamètre primitif du pignon (4).

**Z<sub>4</sub>'** : Nombre de dents de la roue (4) de sortie.

On obtient :  $Z_4 = (96 \times 80)/480$

$$Z_3 = 16 \text{ dents}$$

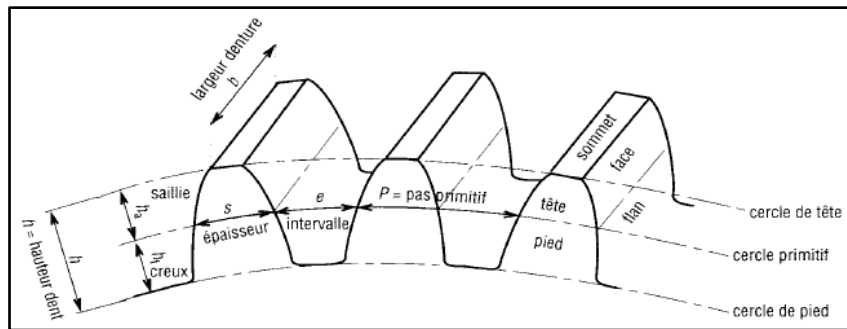


Figure II.17. Caractéristiques d'une roue à dentures droites.

## ➤ Résultats

	1 <sup>er</sup> étage		2 <sup>ème</sup> étage	
	Pignon (3) d'entrée	Roue (3)	Pignon (4)	Roue (4) de sortie
Nombre de dents	10	46	16	96
Vitesse de rotation (tr/mn)	24	5,22	5,22	2,5
Module m (mm) déterminé par un calcul de résistance des matériaux	5		5	
Le pas (mm) $p = \pi \cdot m$	15,70		15,70	
Saillie (mm) $h_a = m$	5		5	
Creux (mm) $h_f = 1,25 m$	6,25		6,25	
Hauteur (mm) $h = 2,25 m$	11,25		11,25	
Largeur (mm) $b = k m$	50		50	
Epaisseur (mm) $s = p / 2 = \pi \cdot m / 2$	7,85		7,85	
Diamètre primitif (mm) $d = m \cdot Z$	50	230	80	480
Diamètre de tête (mm) $d_a = d + 2 h_a$	60	240	90	490
Diamètre de pied (mm) $d_f = d - 2 h_f$	37,5	217,5	67,5	467,5
Entraxe (mm)	140		280	

Tableau II.5. Résultats obtenus.

# Chapitre III :

## Modélisation et simulation numérique

Le but de ce chapitre est d'intégrer les résultats de calculs obtenus lors du chapitre 02 dans la modélisation des différents éléments de transmission de puissances de la bétonnière B420 DE sur le logiciel **SolidWorks**.

Par suite nous allons utiliser le module des structures **SolidWorks simulation** afin d'évaluer l'état de contrainte des pièces.

➤ **Présentation du logiciel SolidWorks :**

SolidWorks est un modelleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique.

➤ **SolidWorks simulation :**

SolidWorks simulation, est utilisé pour une visualisation claire du comportement de la conception dans des conditions réelles. Il aboutit à une identification des zones de conceptions susceptibles de présenter des défauts, et à comparer les différents scénarios en appliquant des chargements et déplacements imposés.

Le processus de simulation suit une succession d'étapes ordonnées de manière suivante :

- Définition du type d'étude ;
- Application du matériau ;
- Application des déplacements imposés ;
- Application des efforts externes ;
- Création du maillage ;
- Exécution.

### III.1. L'axe du treuil :

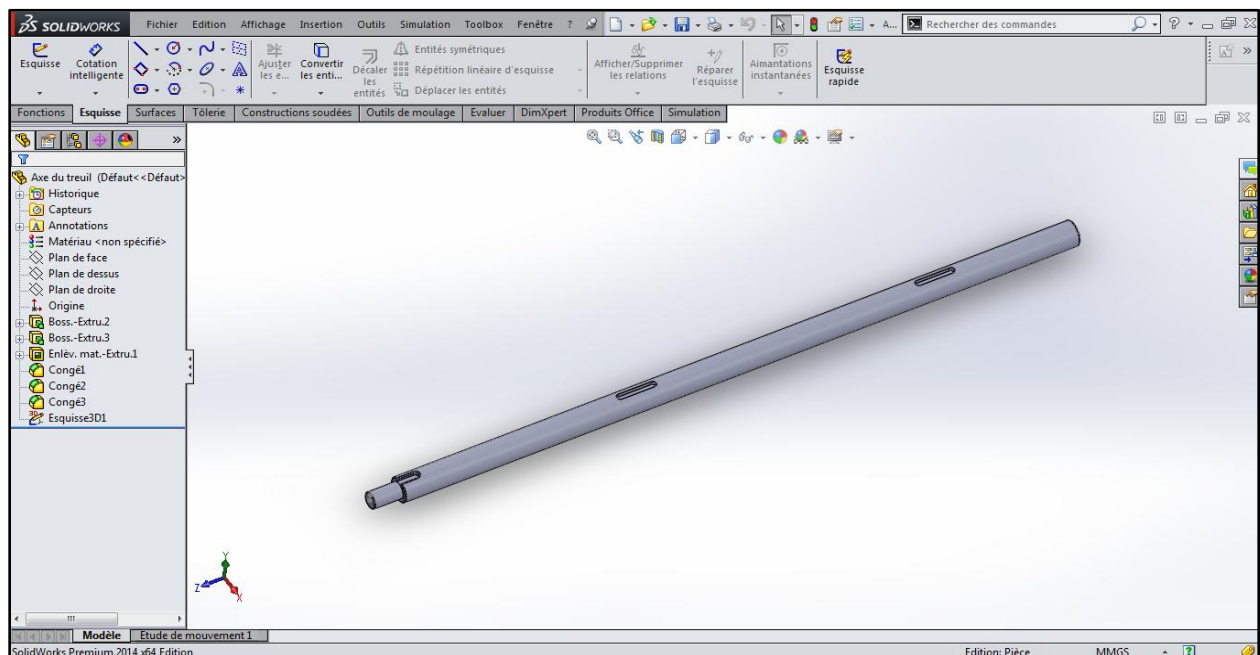


Figure III.1. Modélisation de l'axe du treuil.

L'arbre de matériau S235 est encastré à une extrémité et on lui applique en même temps : une force radiale de 5000N et un couple de 3681,41 N.m, nous allons analyser la réaction de l'arbre envers ces sollicitations.

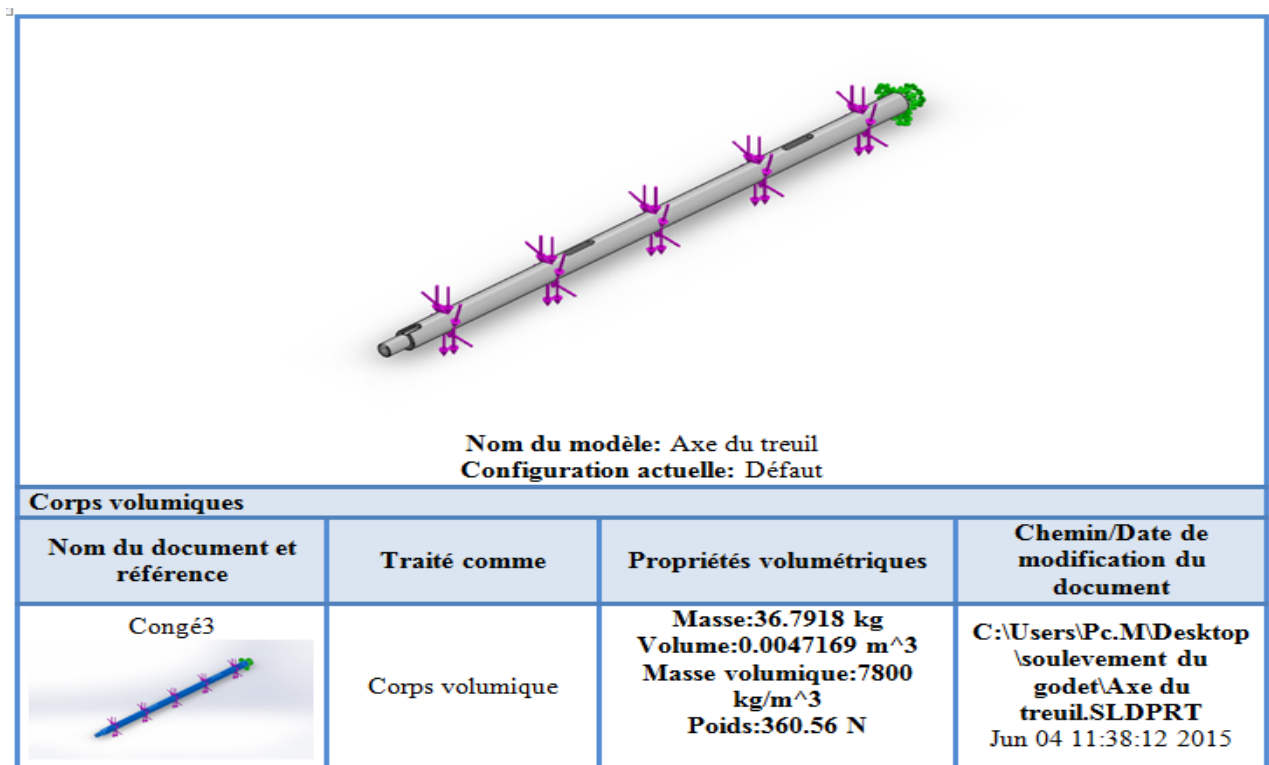


Figure III.2. Informations sur le modèle.

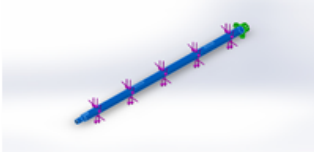
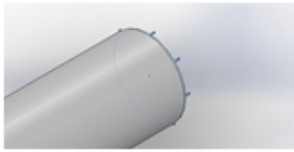
Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<b>Nom:</b> Acier S235 - E24	Corps volumique 1(Congé3) (Axe du treuil)
	<b>Type de modèle:</b> Linéaire élastique isotropique	
	<b>Critère de ruine par défaut:</b> Contrainte de Von Mises max.	
	<b>Limite d'élasticité:</b> 2.35e+008 N/m <sup>2</sup>	
	<b>Limite de traction:</b> 3.5e+008 N/m <sup>2</sup>	
	<b>Module d'élasticité:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup>	
	<b>Coefficient de Poisson:</b> 0.28	
	<b>Masse volumique:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup>	
	<b>Module de cisaillement:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup>	

Tableau III.1. Propriétés du matériau.

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé		
Fixe-1		Entités: 1 face(s) Type: Géométrie fixe		
Forces résultantes				
Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	1610.23	4996.15	-1.97461	5249.22
Moment de réaction(N.m)	0	0	0	0

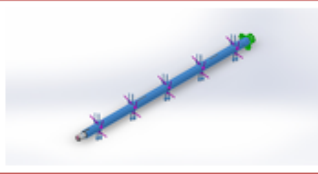
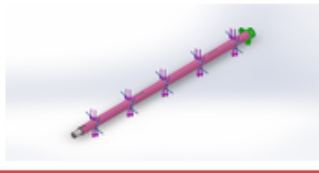
Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Force-1		Entités: 1 face(s) Type: Force Valeurs: ---, ---, 5000 N Angle de phase: 0 Unités: Degré
Couple-1		Référence: Face< 1 > Type: Moment de torsion Valeur: 3681.41 N.m Angle de phase: 0 Unités: degré

Tableau III.2. Actions extérieures.

Après simulation on retient les figures illustrant l'état de contrainte et de déformation appropriés à la sollicitation appliquée.



Figure III.3. Information sur le maillage.

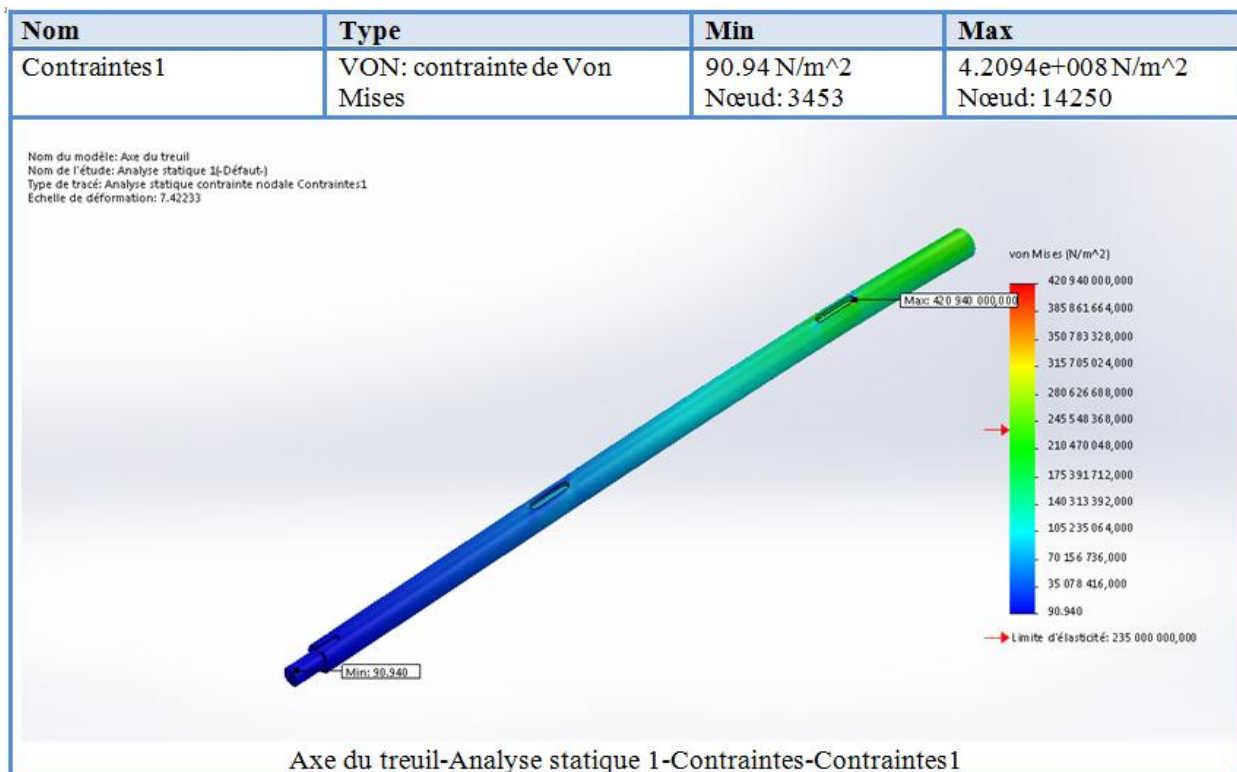


Figure III.4. Contrainte de « Von Mises ».

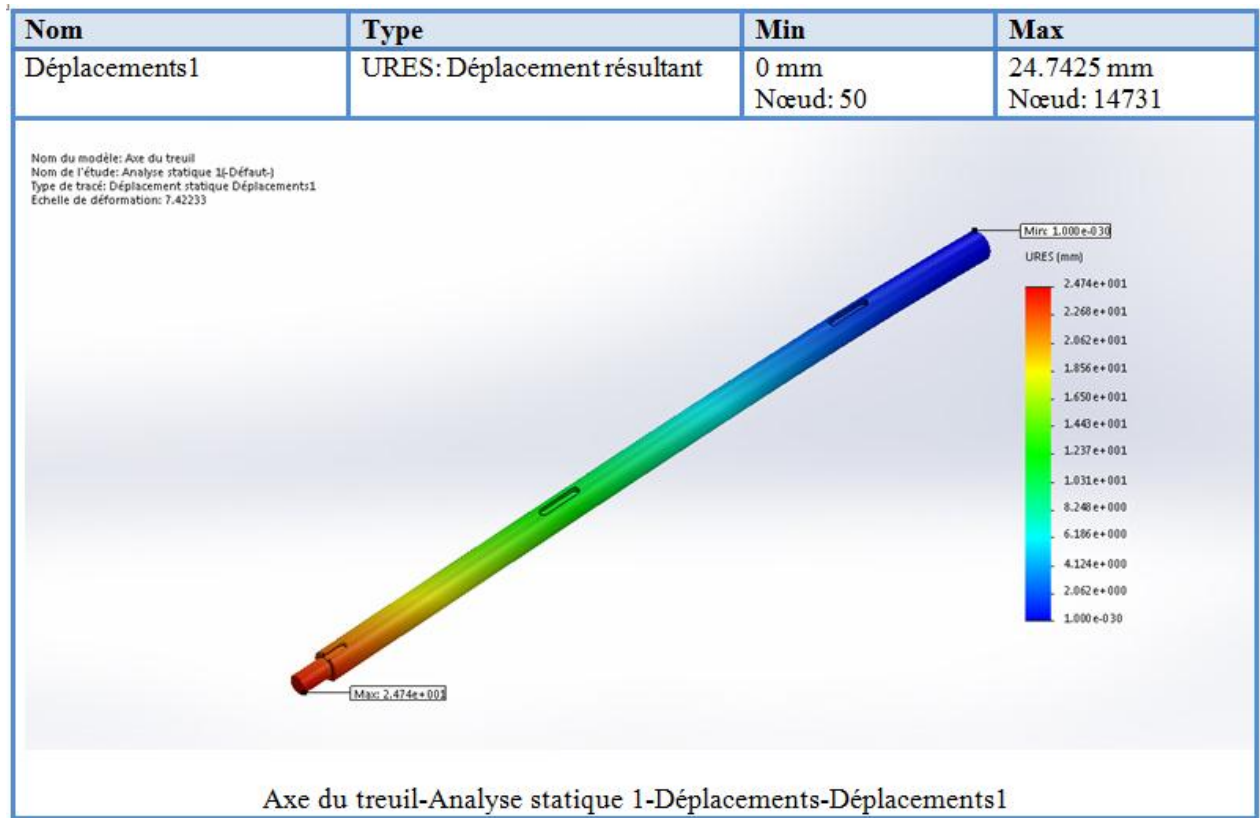


Figure III.5. Déplacements.

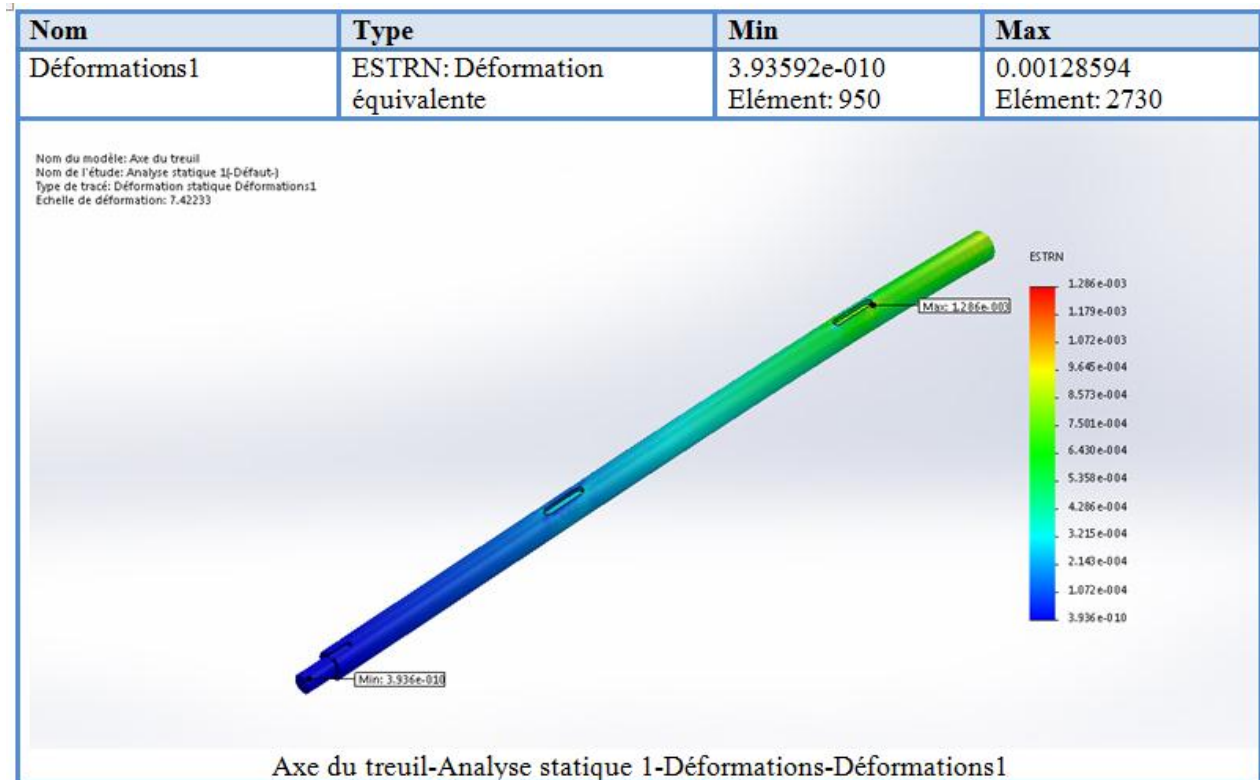


Figure III.6. Déformations.

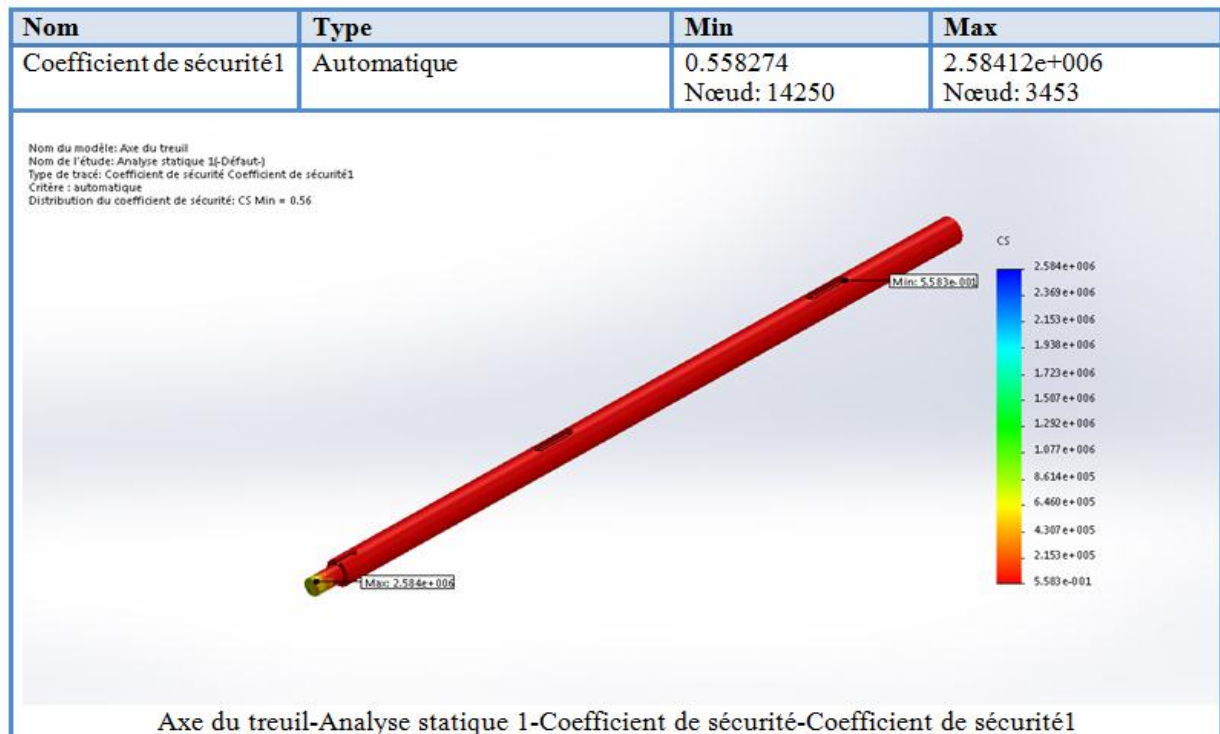


Figure III.7. Coefficient de sécurité.

- **Interprétation des résultats de la simulation :**

Après une modélisation suivant les valeurs calculées dans le chapitre.2, nous avons soumis l'axe en Acier S235-E24 à une contrainte de flexion de 5000N et un couple de force de 3681,41 N.m. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de **420 MPa** concentrée au niveau de l'emplacement de la clavette, mais l'ensemble de l'axe reste sécurisé avec une distribution de contraintes qui ne dépassent pas **230 MPa** sur tout le long de l'axe.
- Un déplacement concentré sur la partie libre de l'axe, ce qui est attendu avec une valeur max de **24,7425 mm** qui est largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de  **$1,28.10^{-3}$**  concentrée du côté encastré, très insignifiante par rapport à l'épaisseur de l'axe de 60 mm.

- **Conclusion de la simulation :**

Les résultats obtenus sont acceptables en fonction des tracés sur tous les plans : contrariantes, déplacements, déformations et coefficient de sécurité.

### III.2. Pignon d'attaque conique à dentures droites :

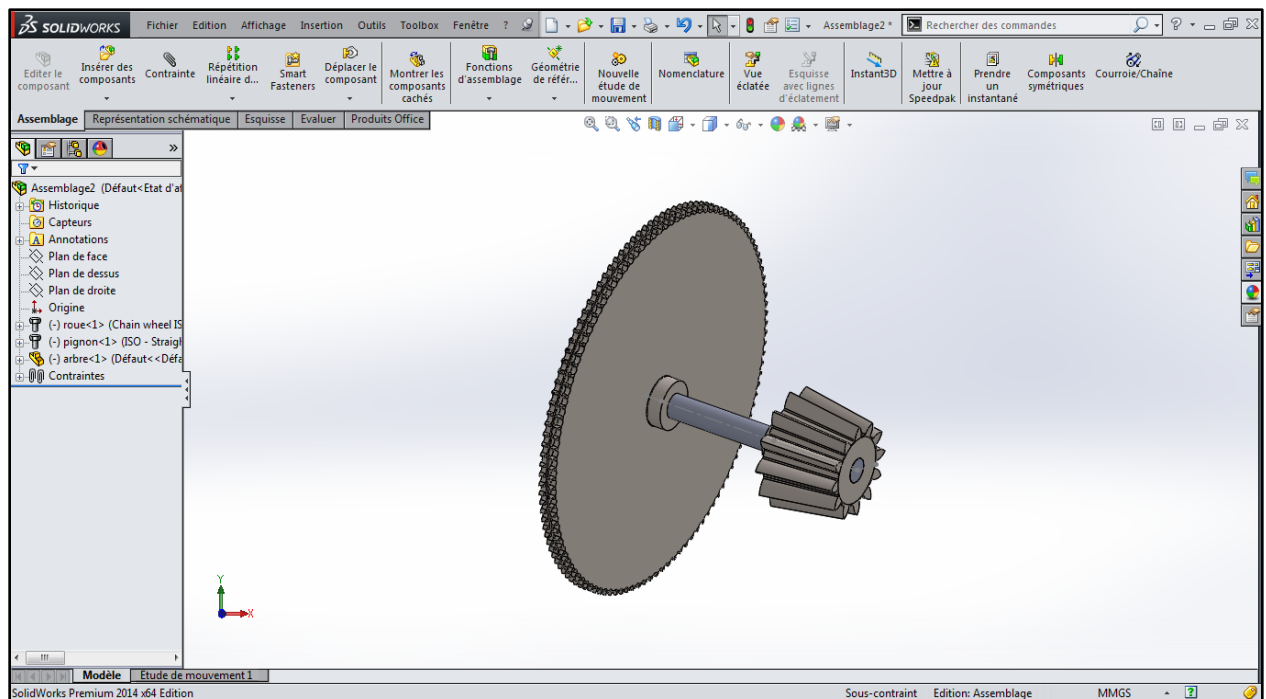


Figure III.8. Modélisation du système de rotation de la cuve.

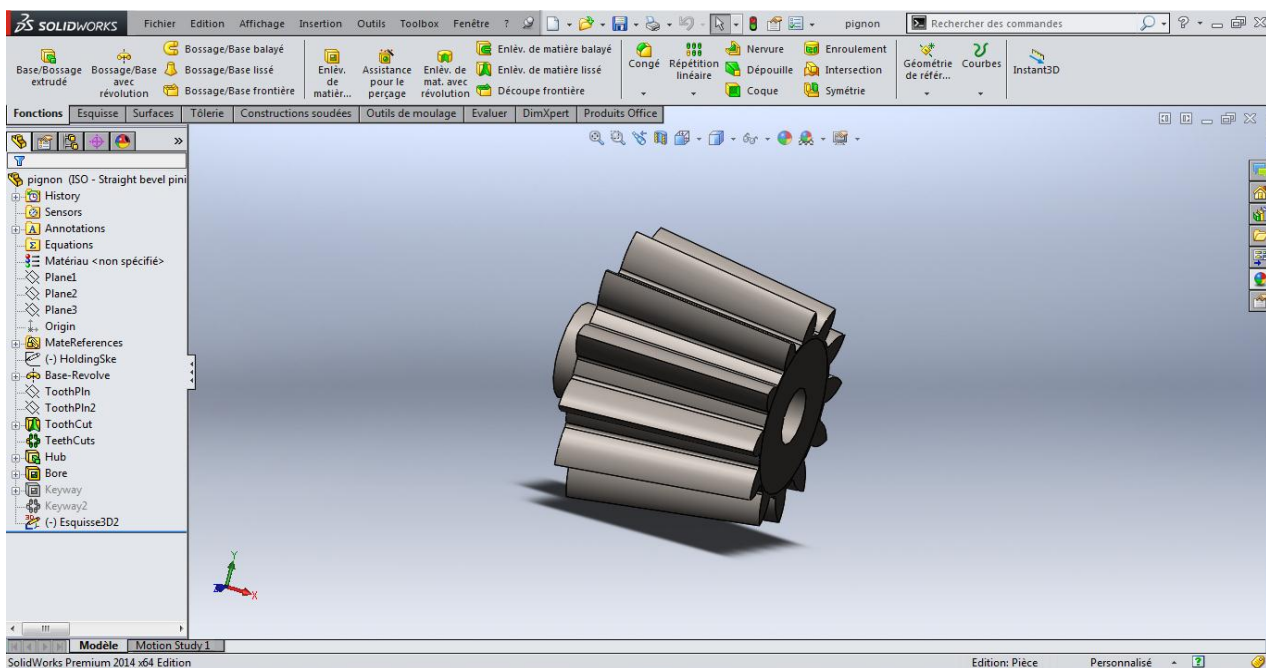


Figure III.9. Modélisation du pignon d'attaque conique à dentures droites.

On reprend la même démarche que pour l'axe du treuil, avec le matériau S235, on encastre le pignon d'attaque en son centre et on applique une force de 7000 N sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction du pignon envers cette sollicitation.

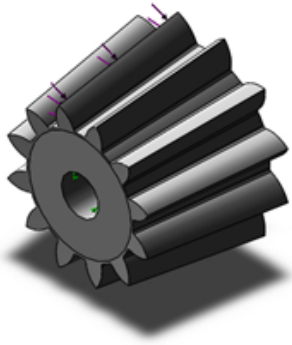
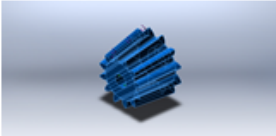
			
<b>Nom du modèle:</b> pignon <b>Configuration actuelle:</b> ISO - Straight bevel pinion 10M12PT 102GT 20PA 100FW --- 12O50H530MD30.0N			
Corps volumiques			
Nom du document et référence	Traité comme	Propriétés volumétriques	Chemin/Date de modification du document
Bore 	Corps volumique	<b>Masse:</b> 6.94481 kg <b>Volume:</b> 0.00089036 m <sup>3</sup> <b>Masse volumique:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Poids:</b> 68.0591 N	C:\Users\Pc.M\Desktop \rotation\pignon.SLDP RT May 28 17:40:34 2015

Figure III.10. Informations sur le modèle.

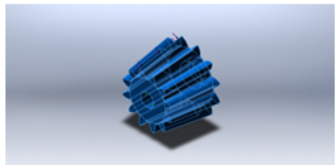
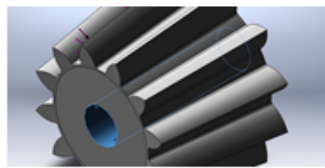
Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<b>Nom:</b> Acier S235 - E24 <b>Type de modèle:</b> Linéaire élastique isotropique <b>Critère de ruine par défaut:</b> Contrainte de Von Mises max. <b>Limite d'élasticité:</b> 2.35e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Limite de traction:</b> 3.5e+008 N/m <sup>2</sup> <b>Module d'élasticité:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup> <b>Coefficient de Poisson:</b> 0.28 <b>Masse volumique:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup> <b>Module de cisaillement:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup>	Corps volumique 1(Bore) (pignon d'attaque)

Tableau III.3. Propriétés du matériau.

Nom du déplacement imposé	Image du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé		
Fixe-1		<b>Entités:</b> 1 face(s) <b>Type:</b> Géométrie fixe		
Forces résultantes				
Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	451.799	1076.1	7129.14	7224.04
Moment de réaction(N.m)	0	0	0	0

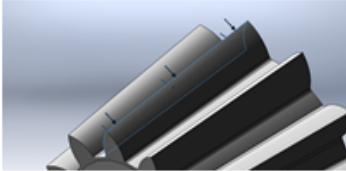
Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Force-1		Entités: 1 face(s) Type: Force normale Valeur: 7466.28 N Angle de phase: 0 Unités: degré

Tableau III.4. Actions extérieures.

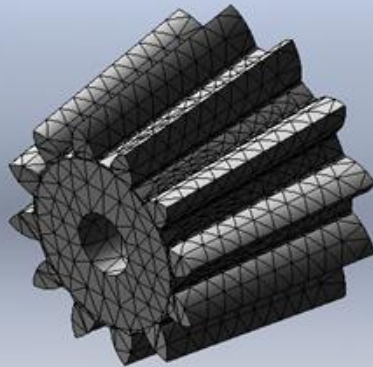
Nombre total de nœuds	24304
Nombre total d'éléments	15520
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:10
<p>Nom du modèle: pignon  Nom de l'étude: Analyse statique 11-ISO - Straight bevel pinion 10M12PT 102GT 209A 100FW ---12050H530MD36.0N-)  Type de maillage: Maillage volumique</p> 	

Figure III.11. Information sur le maillage.

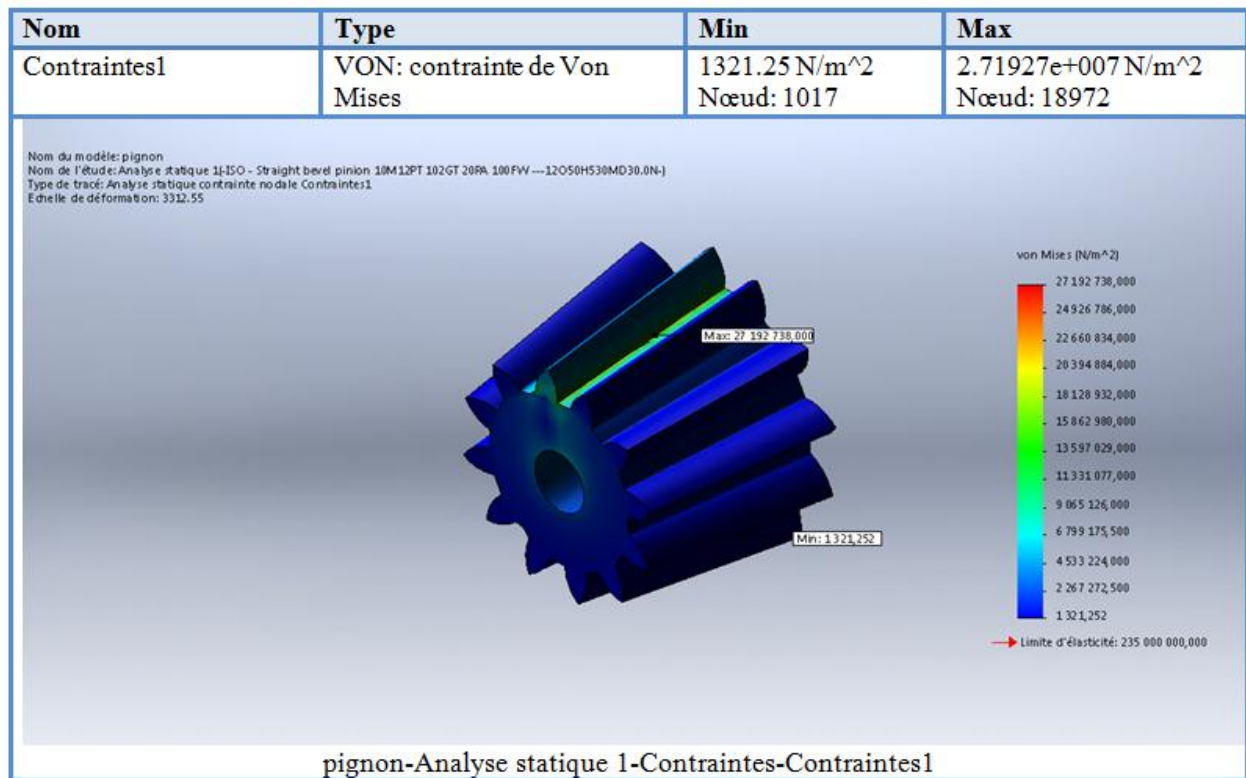


Figure III.12. Contrainte de « Von Mises ».

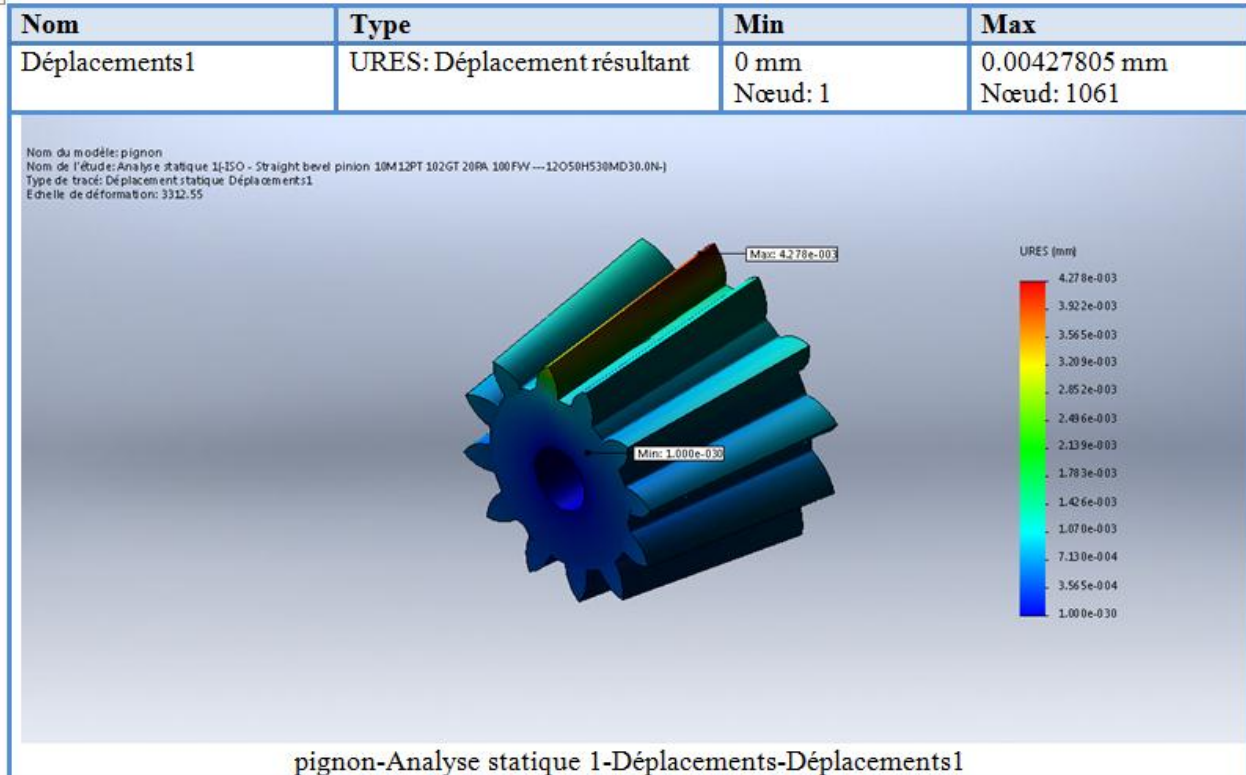


Figure III.13. Déplacements.

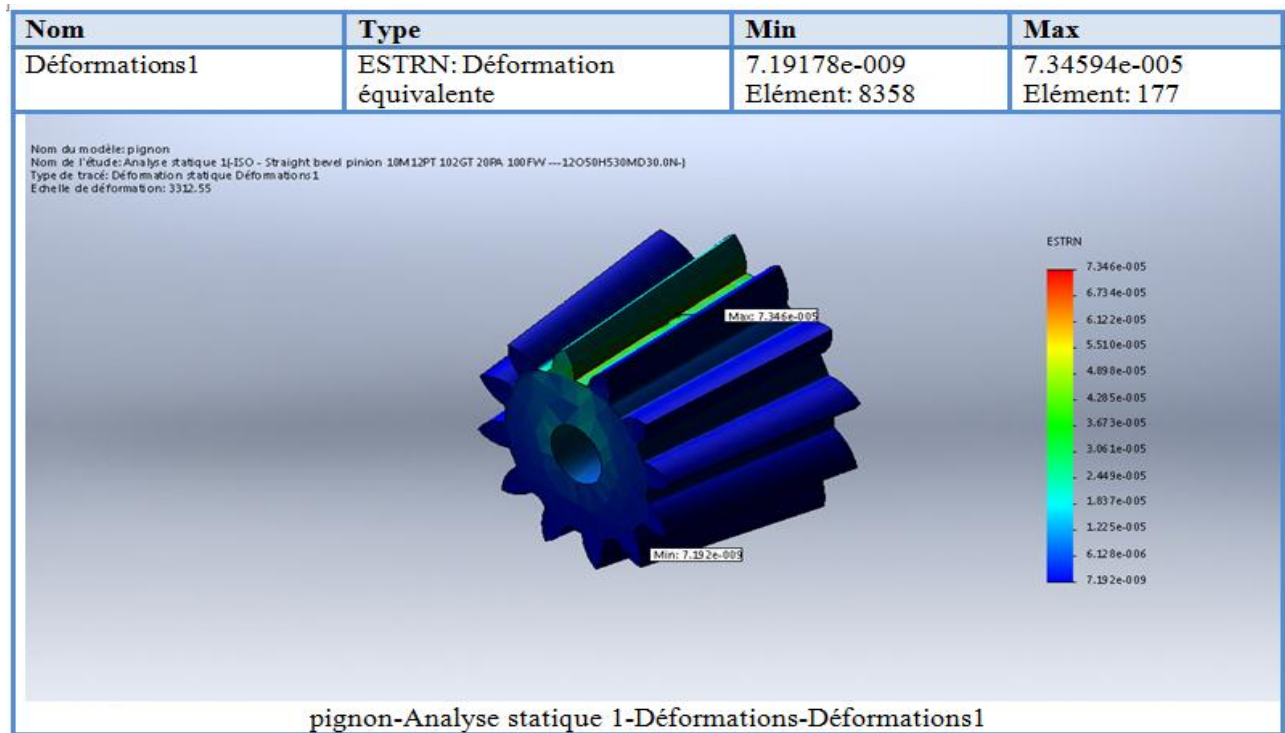


Figure III.14. Déformations.

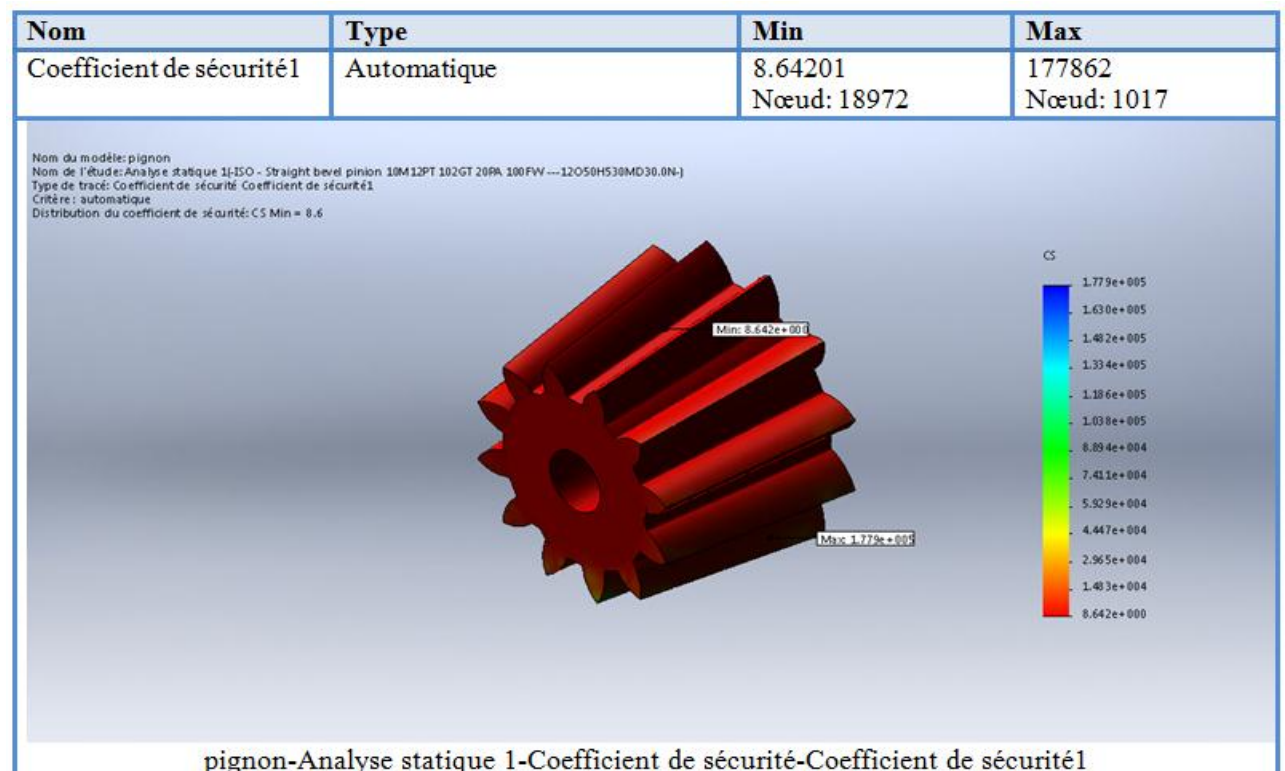


Figure III.15. Coefficient de sécurité.

- **Interprétation des résultats de la simulation :**

Après la modélisation nous avons soumis le pignon d'attaque en Acier S235-E24, encastré en son centre à une force tangentielle de 7000 N. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de **27,2 MPa** concentrée au niveau du pied de la denture, mais l'ensemble du pignon reste sécurisé, vu que le champ de distribution des contraintes ne dépasse pas **6,7 MPa** sur tout l'ensemble du pignon d'attaque.
- Un déplacement concentré sur la partie supérieure de la denture, ce qui est attendu avec une valeur max de  **$4,27.10^{-3}$  mm** largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de  **$7,34.10^{-5}$**  homogène sur toute la dent, très insignifiante par rapport à l'épaisseur de la dent du pignon de 15,7 mm.
- Un coefficient de sécurité minimal de **8,6** repéré au niveau du pied de la denture, qui est largement satisfaisant.

- **Conclusion de la simulation :**

Après simulation nous avons aboutis sur des résultats acceptables vu la charge appliquée sur la dent avec une déformation négligeable et un coefficient de sécurité très acceptable.

## III.3. Système de basculement de la cuve :

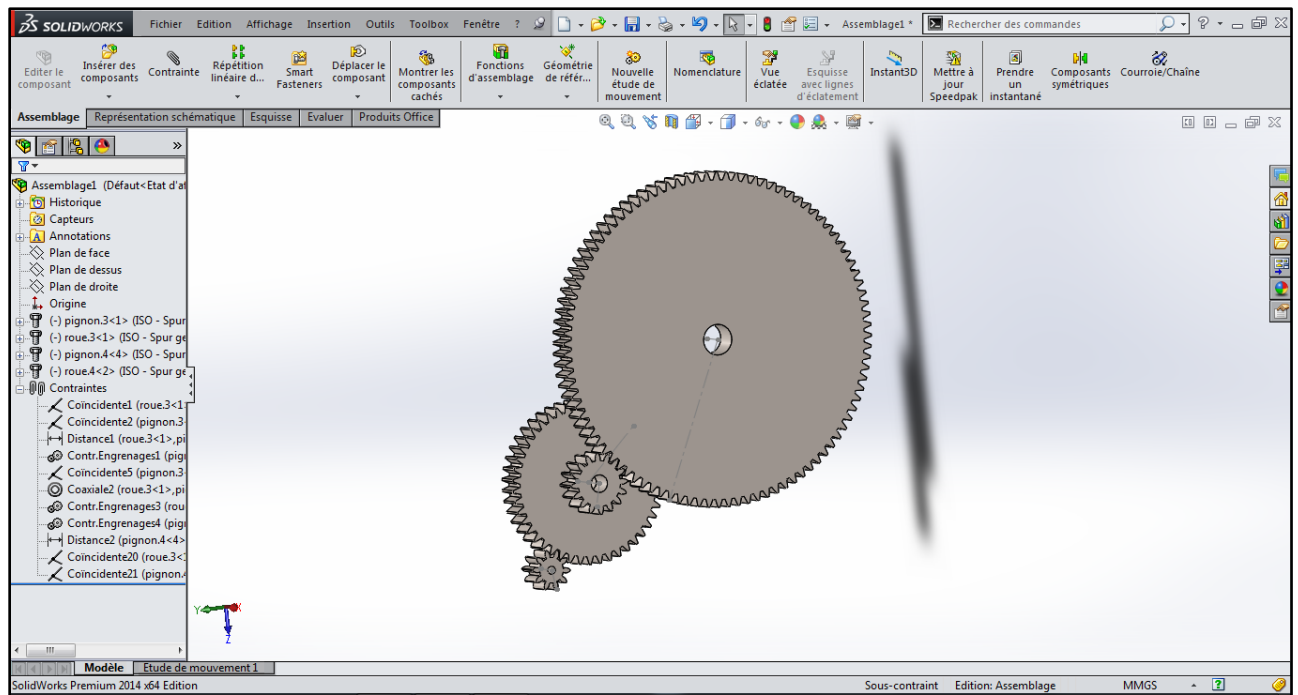


Figure III.16. Modélisation du système de basculement de la cuve.

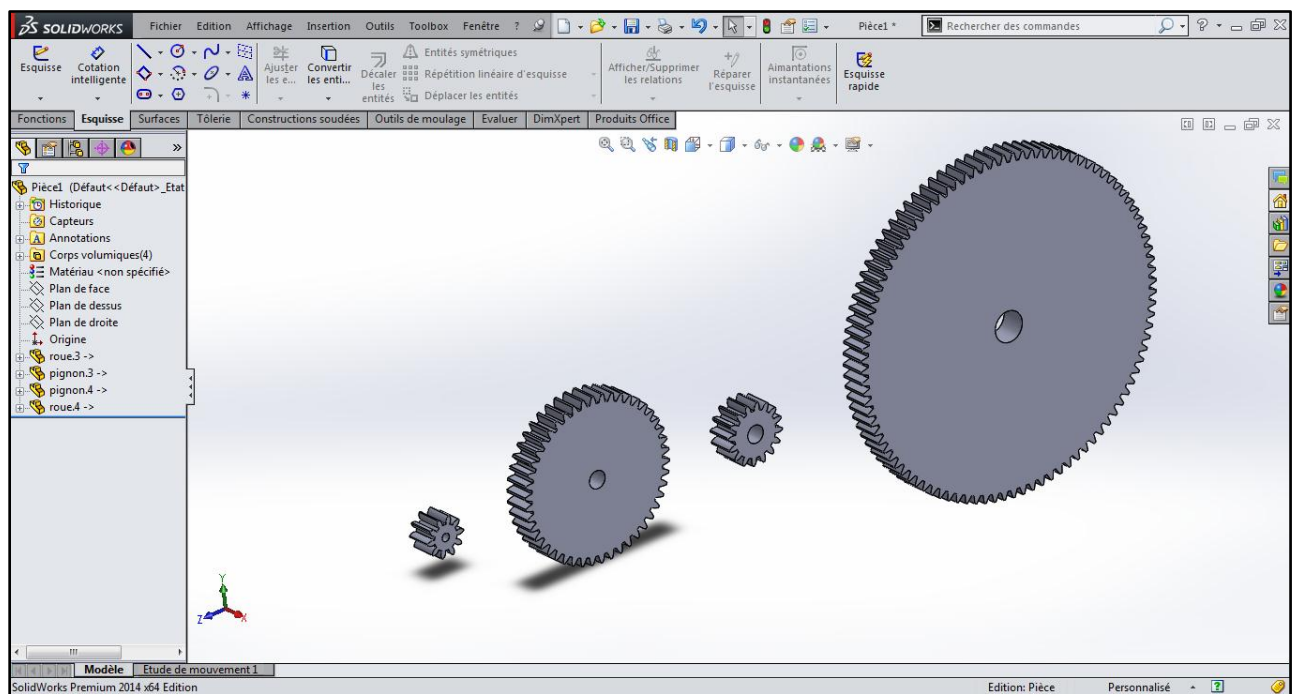
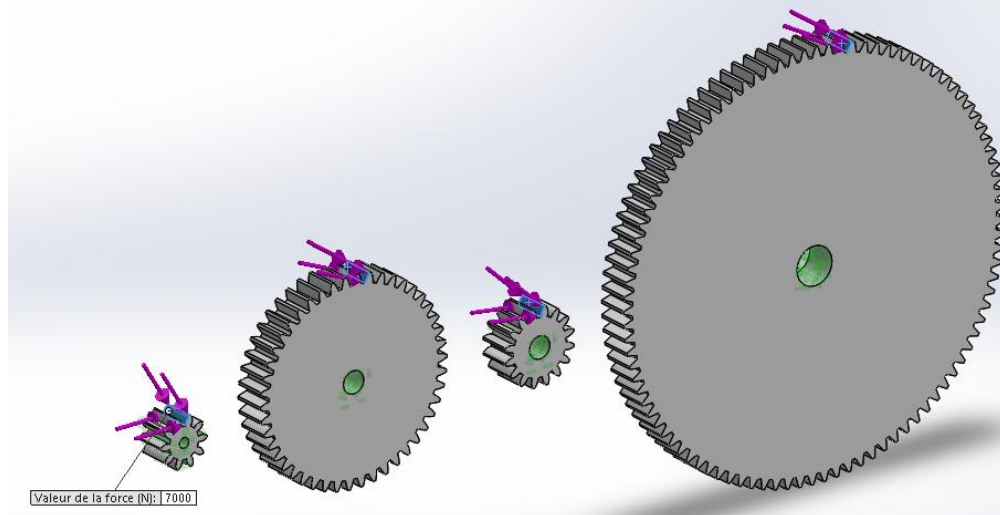


Figure III.17. Vue éclatée du système de basculement.



Nom du modèle: Pièce1  
Configuration actuelle: Défaut

### Corps volumiques

Nom du document et référence	Traité comme	Propriétés volumétriques
<pignon.3>- <Bore>	Corps volumique	Masse:0.528386 kg Volume:6.77418e-005 m <sup>3</sup> Masse volumique:7800 kg/m <sup>3</sup> Poids:5.17819 N
<roue.3>- <Bore>	Corps volumique	Masse:12.6229 kg Volume:0.00161832 m <sup>3</sup> Masse volumique:7800 kg/m <sup>3</sup> Poids:123.704 N
<pignon.4>- <Bore>	Corps volumique	Masse:1.33336 kg Volume:0.000170944 m <sup>3</sup> Masse volumique:7800 kg/m <sup>3</sup> Poids:13.067 N
<roue.4>- <Bore>	Corps volumique	Masse:55.6127 kg Volume:0.00712983 m <sup>3</sup> Masse volumique:7800 kg/m <sup>3</sup> Poids:545.004 N

Tableau III.5. Informations sur le modèle.

Cette fois avec toujours le même matériau S235, on encastre les quatre (04) roues dentées qui constituent le système de basculement de la cuve en leur centres respectifs et on applique une force tangentielle de 7000 N sur la face de l'une de ses dents de chaque roue.

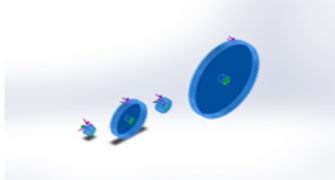
Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<b>Nom:</b> Acier S235 - E24	Corps volumique 1(<pignon.4>-<Bore>)
	<b>Type de modèle:</b> Linéaire élastique isotropique	Corps volumique 2(<roue.3>-<Bore>)
	<b>Critère de ruine par défaut:</b> Contrainte de Von Mises max.	Corps volumique 3(<pignon.3>-<Bore>)
	<b>Limite d'élasticité:</b> 2.35e+008 N/m <sup>2</sup>	Corps volumique 4(<roue.4>-<Bore>)
	<b>Limite de traction:</b> 3.5e+008 N/m <sup>2</sup>	
	<b>Module d'élasticité:</b> 2.1e+011 N/m <sup>2</sup>	
	<b>Coefficient de Poisson:</b> 0.28	
	<b>Masse volumique:</b> 7800 kg/m <sup>3</sup>	
	<b>Module de cisaillement:</b> 7.9e+010 N/m <sup>2</sup>	

Tableau III.6. Propriétés du matériau.

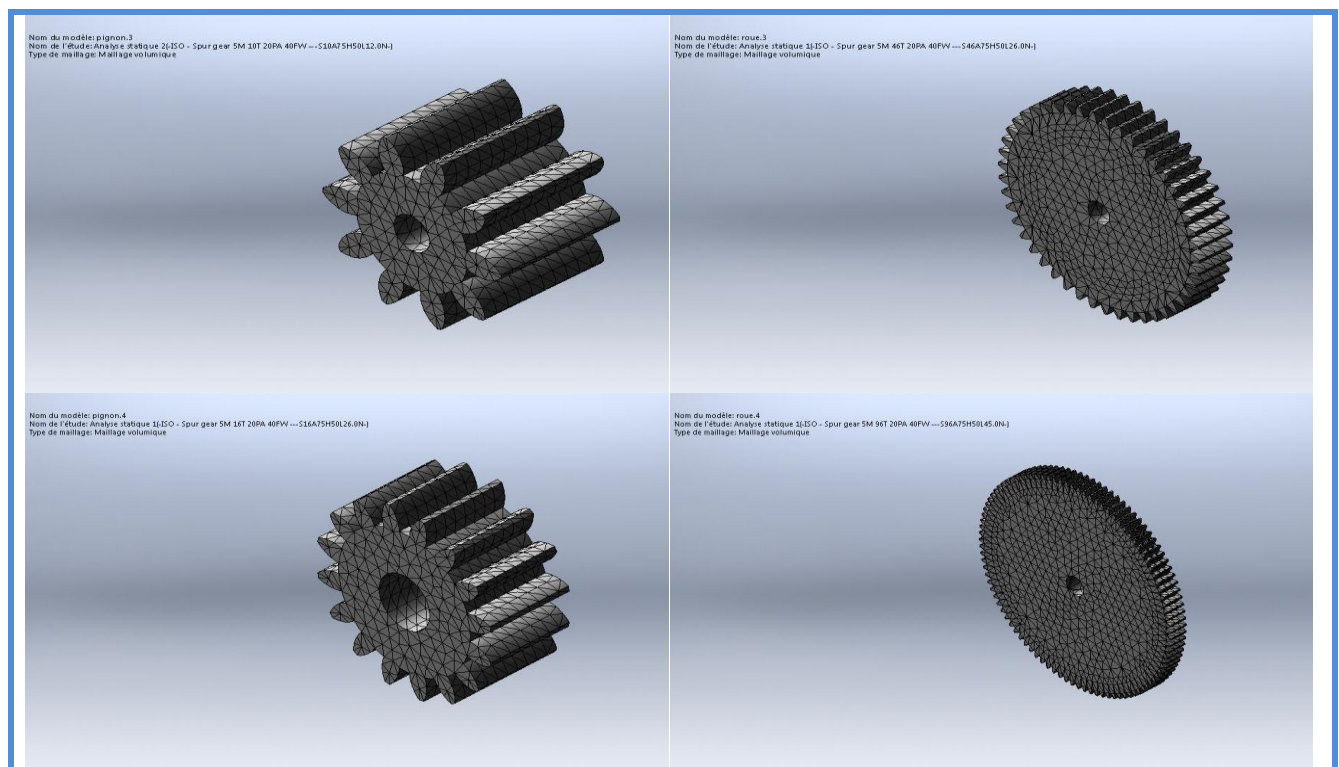


Figure III.18. Information sur le maillage.

Après simulation on retient les figures illustrant les états de contrainte, de déplacement et de déformation appropriés à l'effort appliqué.

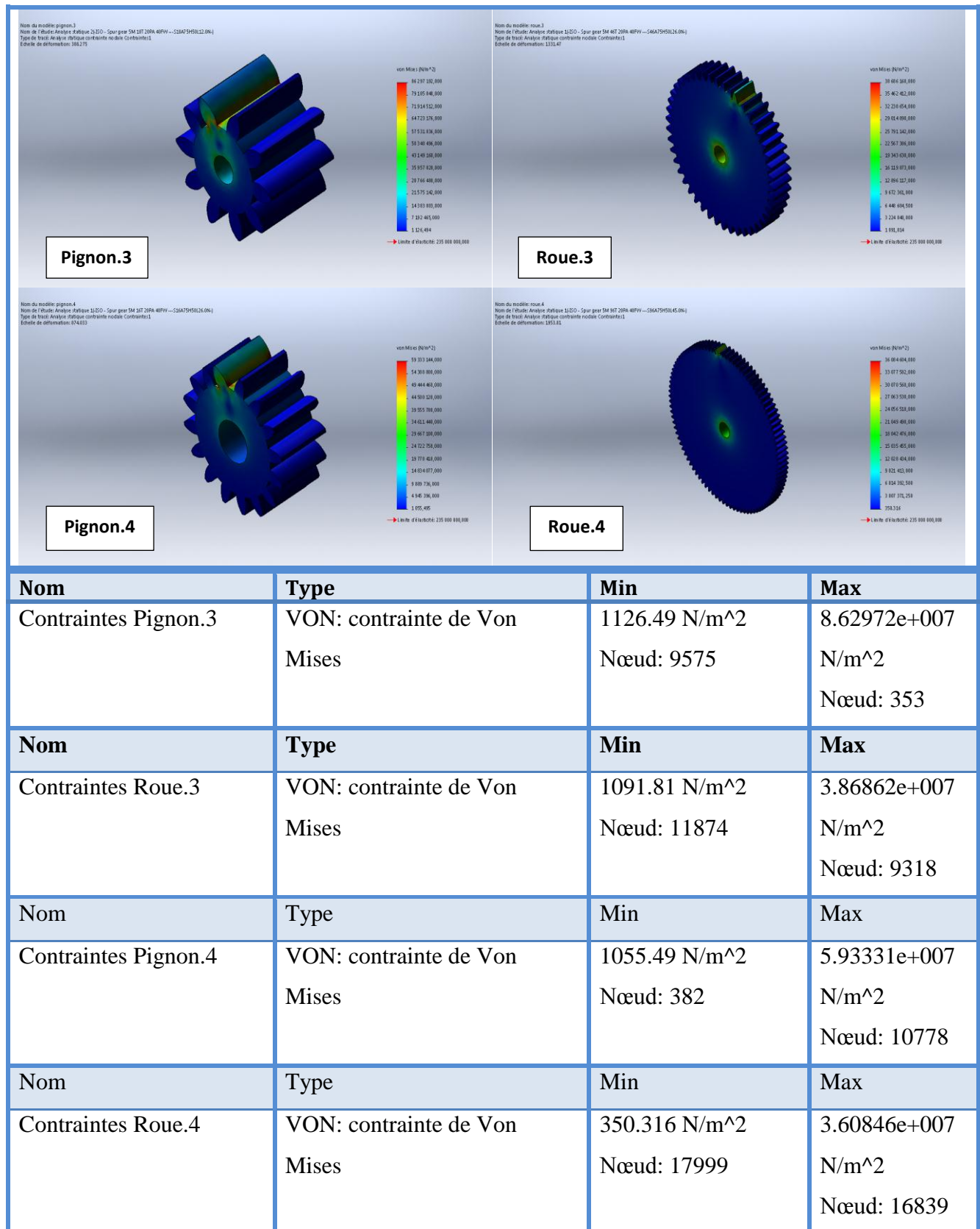


Tableau III.7. Contrainte de « Von Mises ».

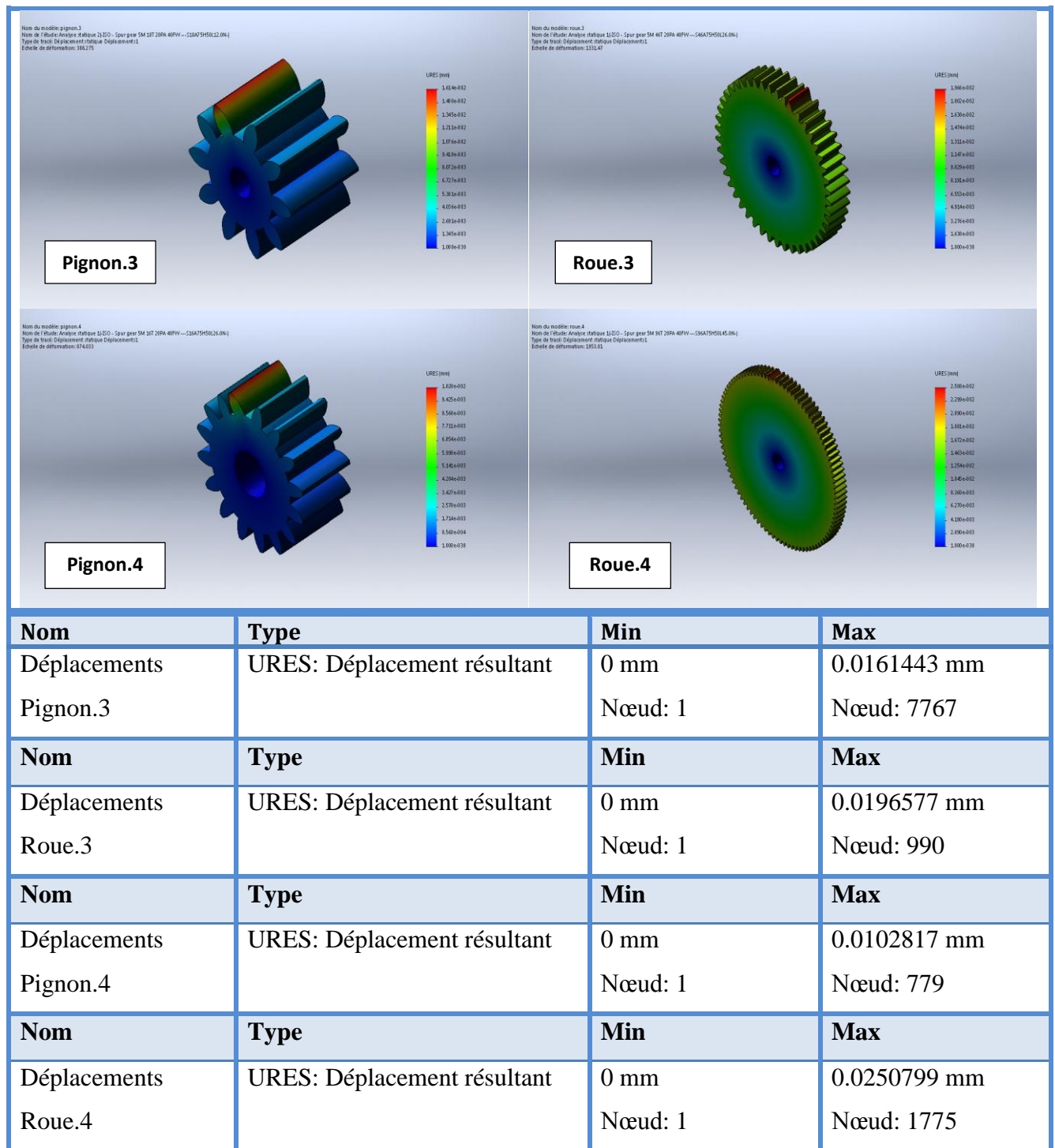


Tableau III.8. Déplacements.

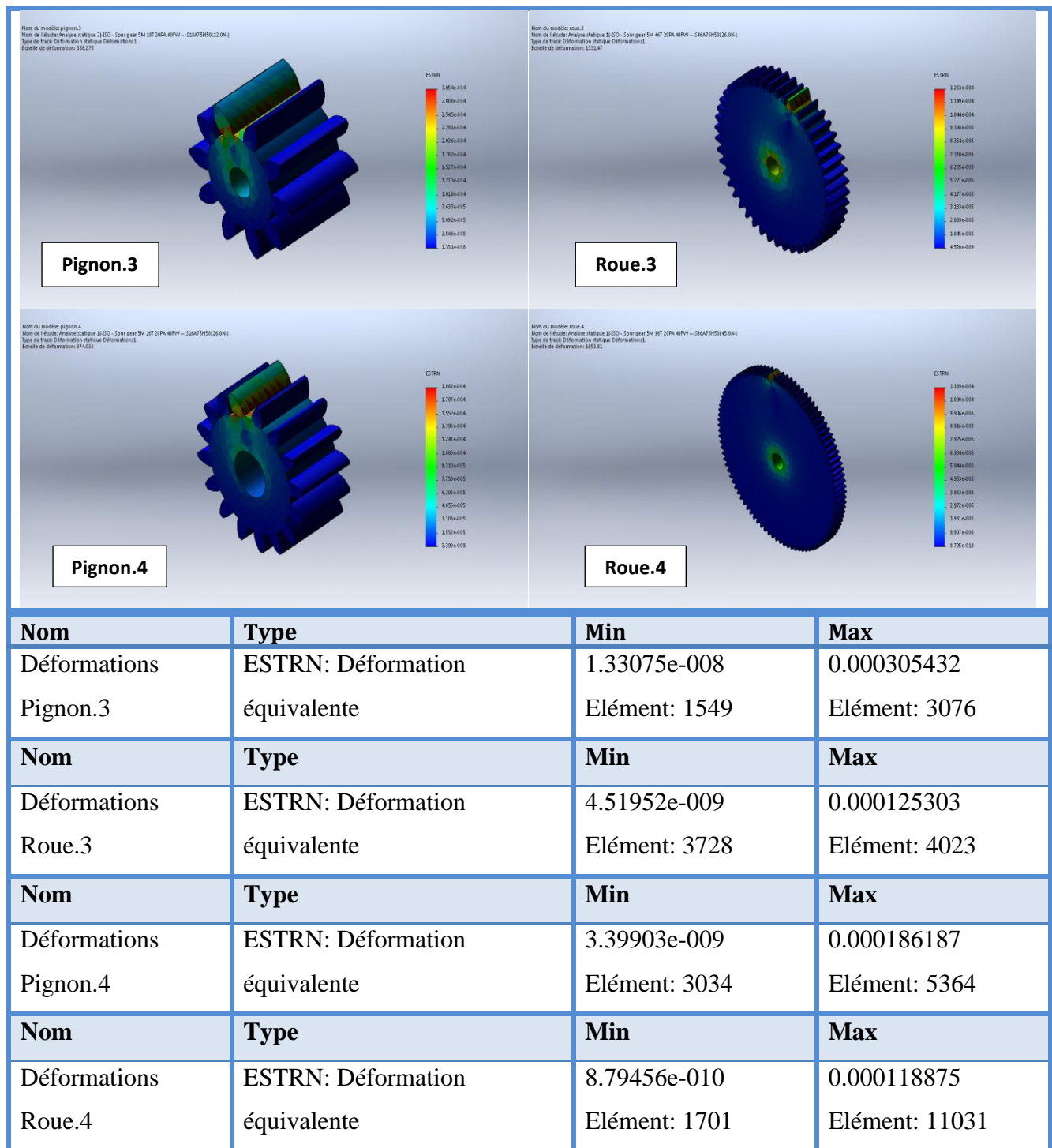


Tableau III.9. Déformations.

➤ **Interprétation des résultats de simulation :**

Après la modélisation, nous avons encastré les roues dentées en Acier S235-E24 en leurs centres respectifs et on a appliqué des forces tangentielles de 7000 N sur le face d'une dent de chaque roue. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- La contrainte de Von mises max :

- Pignon N°03 : **86,29 MPa**
- Roue N°03 : **38,68 MPa**
- Pignon N°04 : **59,33 MPa**
- Roue N°04 : **36,08 MPa**

Concentrées au niveau du pied de chaque denture, mais l'ensemble reste sécurisé.

- Le déplacement :

- Pignon N°03 :  **$16,14.10^{-3}$  mm**
- Roue N°03 :  **$19,65.10^{-3}$  mm**
- Pignon N°04 :  **$10,28.10^{-3}$  mm**
- Roue N°04 :  **$25,07.10^{-3}$  mm**

Concentrés sur la partie supérieure des dentures, ce qui est attendu et tolérable.

- La déformation max :

- Pignon N°03 :  **$30,54.10^{-5}$**
- Roue N°03 :  **$12,53.10^{-5}$**
- Pignon N°04 :  **$18,61.10^{-5}$**
- Roue N°04 :  **$11,88.10^{-5}$**

La déformation est homogène sur le long de chaque denture, mais ça reste insignifiant par rapport à l'ensemble des épaisseurs des dents qui est de 7,85 mm

➤ **Conclusion de la simulation :**

Après une simulation basée sur des sollicitations dans les cas les plus défavorables, On constate que les dentures des roues restent intactes et les déformations enregistrées sont acceptables vu les charges appliquées.

## **Conclusion générale**

### **Conclusion générale**

Durant notre étude nous avons pu nous rendre compte de l'importance d'un bon dimensionnement et ce dès le départ, en effet les éléments fondamentaux d'un projet d'ingénierie sont la fiabilité et le bon rendement pour avoir un coût de fabrication relativement faible et concurrentiel.

Partant d'un thème de dimensionnement et de calcul de façon classique, nous avons abouti sur des résultats introduits dans le logiciel de CAO SolidWorks, nous permettant ainsi de faire une analyse et une vérification des contraintes dans les pièces, et de comparer les valeurs trouvées numériquement avec celles calculées par la méthode classique.

Pour conclure nous dirons que ce projet de fin d'études réalisé en partenariat avec l'UFMATP, nous a beaucoup apporté tant du côté connaissances techniques, que humain et social et nous a offert des perspectives d'avenir prometteuses.

# Bibliographie

## Bibliographie

[1] Documents propres à l'entreprise **UFMATP**.

[2] **Robert ROUILLER**.

Formulaire de mécanicien. *Édition seps LAUSANNE. Paris 1977.*

[3] **Claude HAZARD**.

Mémotech DESSIN TECHNIQUE. *Édition CASTEILLA. Paris 2012.*

[4] **Francis ESNANLT**.

Construction mécanique : Transmission de puissance, tome 3, application.

*Édition DUNOD ; Paris ; 1996/2002.*

[5] **Adline BOURDON, Lionel MANIN et Daniel PLAY**.

Détermination des éléments de machines, dimensionnement, liaison, conception intégrée ;

*Édition ellipses 2010.*

[6] **A. CHEVALIER**.

Guide de dessinateur industriel. *Edition : Hachette, 2004.*

[7] **Youde XIONG**.

Formulaire de mécanique Pièces de constructions ; *ÉDITIONS EYROLLES, Paris.2007.*

[8] **Réné BASQUIN**.

Mécanique ; Deuxième partie. *Édition Delagrave.1975.*

[9] **Szwarchman M**.

Éléments de machines – Organes de transmission. Document technique.

*Édition Lavoisier.1975.*

[10] **Gilbert Drouin, Michel GOU, Pierre THIRY et Robert VINCET**.

Éléments de machines ; deuxième Edition revue et augmentée.

*Éditions de l'école polytechnique de Montréal (Canada).1986.*

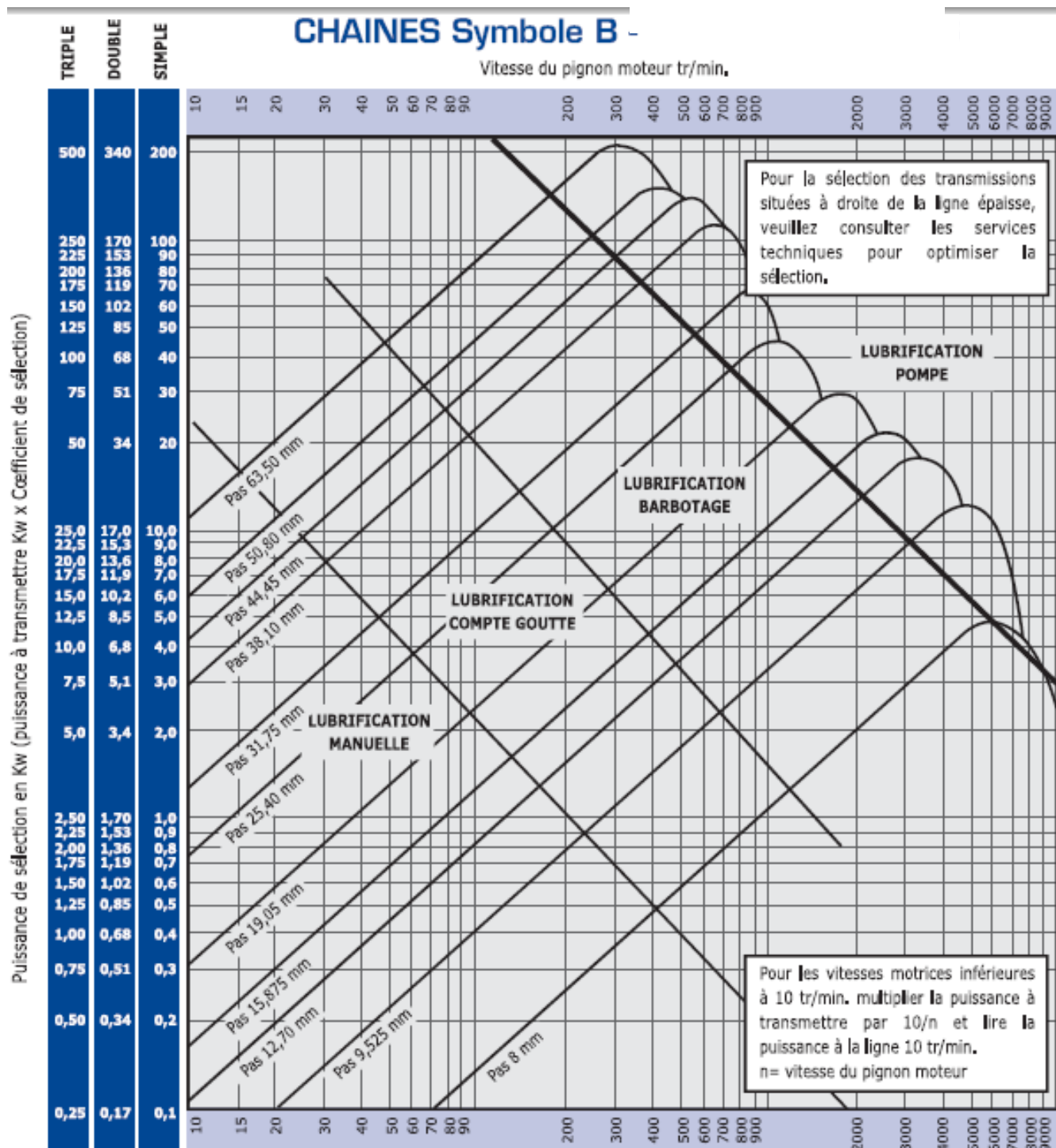
[11] Bibliothèque de SolidWorks 2014.

# **Annexes**

## Annexe 1. Photos de la betonniere B420 DE



## Annexe 2. Abaque de sélection des chaines de type B.



### Annexe 3. Tableau des dimensions des chaînes de type B-1.

ISO No.	Pas p		Entre plaques b <sub>1</sub> min. mm	Ø rouleaux d <sub>1</sub> max. mm	Ø des axes d <sub>2</sub> max. mm	Largeur intér. b <sub>2</sub> max. mm	Hauteur plaques g max. mm	Entraxe des dentures e mm	Longueur d'axe a <sub>1</sub> max. mm	Largeur totale a <sub>3</sub> max. mm	Surface de travail A cm <sup>2</sup>	Charge de *) rupture min. exigée selon DIN/ISO F <sub>B</sub> N	Poids ≈ q kg/m	Types de maillons			
	pouce	mm												S	C	E	L
<b>04</b>		6,0	2,8	4,0	1,85	4,1	5,0	—	7,4	10,3	0,08	3 000	0,12		x	x	
<b>05 B – 1</b>		8,0	3,0	5,0	2,31	4,77	7,1	—	8,6	11,7	0,11	5 000	0,18		x	x	
■ <b>06 B – 1</b>	0,375	9,525	5,72	6,35	3,28	8,53	8,3	—	13,5	16,8	0,28	9 000	0,41		x	x	
<b>081</b>	0,50	12,7	3,3	7,75	3,66	5,8	9,9	—	10,2	11,7	0,21	8 200	0,28		x	x	x
<b>083</b>	0,50	12,7	4,88	7,75	4,09	7,9	10,3	—	12,9	14,4	0,32	12 000	0,42		x	x	x
<b>084</b>	0,50	12,7	4,88	7,75	4,09	8,8	11,1	—	14,8	16,3	0,326	16 000	0,59		x	x	x
<b>085</b>	0,50	12,7	6,38	7,77	3,58	9,07	9,9	—	14,0	16,0	0,32	6 800	0,38		x	x	x
<b>08 B – 1</b>	0,50	12,7	7,75	8,51	4,45	11,3	11,6	—	17,0	19,0	0,50	18 000	0,70		x	x	x
■ <b>10 B – 1</b>	0,625	15,875	9,65	10,16	5,08	13,28	14,6	—	19,6	22,0	0,67	22 400	0,90		x	x	x
■ <b>12 B – 1</b>	0,75	19,05	11,68	12,07	5,72	15,62	15,9	—	22,7	25,1	0,89	29 000	1,15		x	x	x
■ <b>16 B – 1</b>	1,00	25,4	17,02	15,88	8,28	25,4	20,5	—	36,1	42,4	2,1	60 000	2,60	x	x	x	x
■ <b>20 B – 1</b>	1,25	31,75	19,56	19,05	10,19	29,0	25,7	—	40,4	47,6	2,96	95 000	3,70	x			x
■ <b>24 B – 1</b>	1,50	38,1	25,4	25,4	14,63	37,9	33,0	—	53,8	60,6	5,54	160 000	6,90	x			x
<b>28 B – 1</b>	1,75	44,45	30,99	27,94	15,90	46,5	37,0	—	63,3	72,8	7,39	200 000	8,60	x			x
<b>32 B – 1</b>	2,00	50,8	30,8	29,21	17,81	45,5	41,2	—	65,1	73,6	8,1	250 000	9,50	x			x
<b>40 B – 1</b>	2,50	63,5	38,1	39,37	22,89	55,7	51,5	—	78,9	91,3	12,75	355 000	15,10	x			x
<b>48 B – 1</b>	3,00	76,2	45,72	48,26	29,24	70,5	63,5	—	98,5	124,0	20,61	560 000	24,50	x			x
<b>56 B – 1</b>	3,50	88,9	53,34	53,98	34,32	81,3	77,0	—	114,7	140,0	27,9	850 000	36,50	x			x
○ <b>64 B – 1</b>	4,00	101,6	60,96	63,50	39,40	92,0	93,3	—	130,0	143,0	36,25	1 120 000	50,0	x			
○ <b>72 B – 1</b>	4,50	114,3	68,58	72,39	44,50	103,8	105,3	—	147,0	161,0	46,19	1 400 000	65,0	x			

### Annexe 4. Tableau des dimensions des chaînes de type B-2.

ISO No.	Pas p		Entre plaques b <sub>1</sub> min. mm	Ø rouleaux d <sub>1</sub> max. mm	Ø des axes d <sub>2</sub> max. mm	Largeur intér. b <sub>2</sub> max. mm	Hauteur plaques g max. mm	Entraxe des dentures e mm	Longueur d'axe a <sub>1</sub> max. mm	Largeur totale a <sub>3</sub> max. mm	Surface de travail A cm <sup>2</sup>	Charge de *) rupture min. exigée selon DIN/ISO F <sub>B</sub> N	Poids ≈ q kg/m	Types de maillons			
	pouce	mm												S	C	E	L
■ <b>06 B – 2</b>	0,375	9,525	5,72	6,35	3,28	8,53	8,2	10,24	23,8	27,1	0,56	16 900	0,78		x	x	x
<b>08 B – 2</b>	0,50	12,7	7,75	8,51	4,45	11,3	11,6	13,92	31,0	33,0	1,01	32 000	1,40		x	x	x
■ <b>10 B – 2</b>	0,625	15,875	9,65	10,16	5,08	13,28	14,6	16,59	36,2	38,6	1,34	44 500	1,80		x	x	x
<b>12 B – 2</b>	0,75	19,05	11,68	12,07	5,72	15,62	15,9	19,46	42,2	44,4	1,79	57 800	2,30		x	x	x
■ <b>16 B – 2</b>	1,00	25,4	17,02	15,88	8,28	25,4	20,5	31,88	68,0	74,0	4,21	106 000	5,30	x	x	x	x
<b>20 B – 2</b>	1,25	31,75	19,56	19,05	10,19	29,0	25,7	36,45	76,9	83,6	5,91	170 000	7,25	x			x
<b>24 B – 2</b>	1,50	38,1	25,4	25,4	14,63	37,9	33,0	48,36	102,2	112,7	11,09	280 000	13,75	x			x
<b>28 B – 2</b>	1,75	44,45	30,99	27,94	15,90	46,5	37,0	59,56	122,8	132,7	14,79	360 000	17,30	x			x
<b>32 B – 2</b>	2,00	50,8	30,8	29,21	17,81	45,5	41,2	58,55	123,6	132,4	16,21	450 000	18,80	x			x
<b>40 B – 2</b>	2,50	63,5	38,1	39,37	22,89	55,7	51,5	72,29	151,2	163,8	25,5	630 000	29,90	x			x
<b>48 B – 2</b>	3,00	76,2	45,72	48,26	29,24	70,5	63,5	91,21	189,7	215,2	41,23	1 000 000	48,60	x			x
<b>56 B – 2</b>	3,50	88,9	53,34	53,98	34,32	81,3	77,0	106,6	221,3	246,5	55,8	1 600 000	72,50	x			x
○ <b>64 B – 2</b>	4,00	101,6	60,96	63,50	39,40	92,0	93,3	119,89	250,0	263,0	72,5	2 000 000	98,0	x			
○ <b>72 B – 2</b>	4,50	114,3	68,58	72,39	44,50	103,8	105,3	136,27	283,0	297,0	92,4	2 500 000	128,0	x			

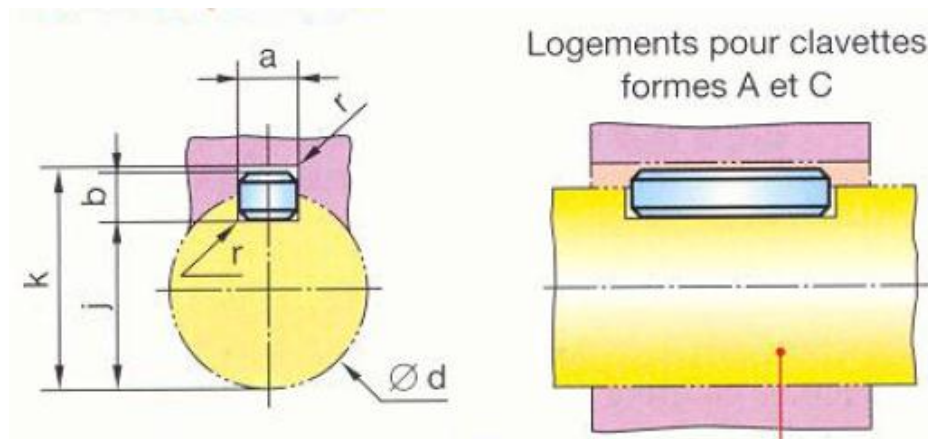
**Annexe 5. Tableau des propriétés mécaniques et structures de l'Acier S235 – E24.**

Caractéristiques mécaniques du matériau S(235) E24		
Propriétés	Valeurs	Unités
Module d'élasticité (YOUNG E)	2,1 . 10 <sup>5</sup>	N /mm <sup>2</sup>
Coefficient de poisson ( $\gamma$ )	0,28	S.U
Module de cisaillement longitudinal (G)	79000	N /mm <sup>2</sup>
Masse volumique ( $\rho$ )	7800	kg/m <sup>3</sup>
Limite de traction (R <sub>p</sub> )	350	N /mm <sup>2</sup>
Limite d'élasticité (R <sub>e</sub> )	235	N /mm <sup>2</sup>
Conductivité thermique	14	W/ (m .k)
Chaleur spécifique	440	J/ (kg.k)

**Annexe 6. Tableau des propriétés mécaniques et structures des fontes GS normalisées.**

Désignation	R <sub>m</sub> (MPa)	R <sub>p0,2</sub> (MPa)	A%	Structure de la matrice	Dureté (HB)
EN-GJS-700-2 (FGS 700-2)	700	470	2	Perlite	240-300
EN-GJS-600-2 (FGS 600-2)	600	400	2	Perlite	230-280
EN-GJS-500-7 (FGS 500-7)	500	350	7	Perlite-ferritique	210-260
EN-GJS-400-15 (FGS 400-15)	400	250	15	Ferrite	< 220
EN-GJS-350-22 (FGS 350-22)	350	220	22	Ferrite	< 200

## Annexe 7. Clavettes normalisés

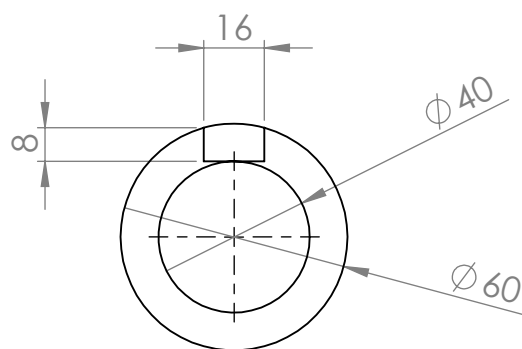
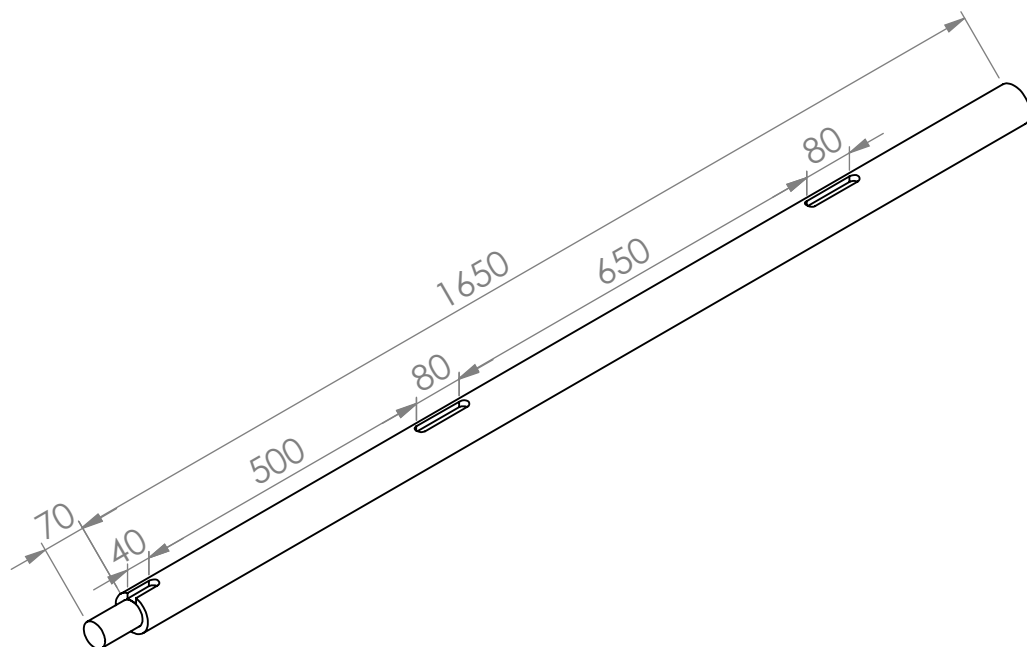


d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	$d - 1,2$	$d + 1$	58 à 65	18	11	0,6	$d - 7$	$d + 4,4$
8 à 10	3	3	0,16	$d - 1,8$	$d + 1,4$	65 à 75	20	12	0,6	$d - 7,5$	$d + 4,9$
10 à 12	4	4	0,16	$d - 2,5$	$d + 1,8$	75 à 85	22	14	1	$d - 9$	$d + 5,4$
12 à 17	5	5	0,25	$d - 3$	$d + 2,3$	85 à 95	25	14	1	$d - 9$	$d + 5,4$
17 à 22	6	6	0,25	$d - 3,5$	$d + 2,8$	95 à 110	28	16	1	$d - 10$	$d + 6,4$
22 à 30	8	7	0,25	$d - 4$	$d + 3,3$	110 à 130	32	18	1	$d - 11$	$d + 7,4$
30 à 38	10	8	0,4	$d - 5$	$d + 3,3$	130 à 150	36	20	1,6	$d - 12$	$d + 8,4$
38 à 44	12	8	0,4	$d - 5$	$d + 3,3$	150 à 170	40	22	1,6	$d - 13$	$d + 9,4$
44 à 50	14	9	0,4	$d - 5,5$	$d + 3,8$	170 à 200	45	25	1,6	$d - 15$	$d + 10,4$
50 à 58	16	10	0,6	$d - 6$	$d + 4,3$	200 à 230	50	28	1,6	$d - 17$	$d + 11,4$

## Annexe 8. Valeurs normalisées du module m.

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

# **Mises en plan**



ECHELLE 1 : 2

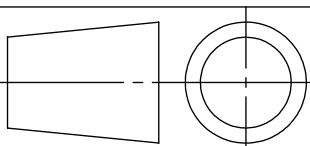
UNIVERSITE A-MIRA - BEJAIA

Matériau :  
Acier S235

Echelle : 1/10

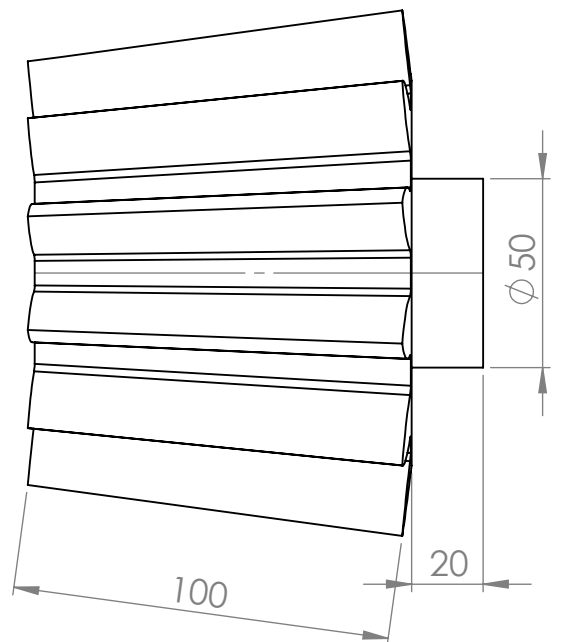
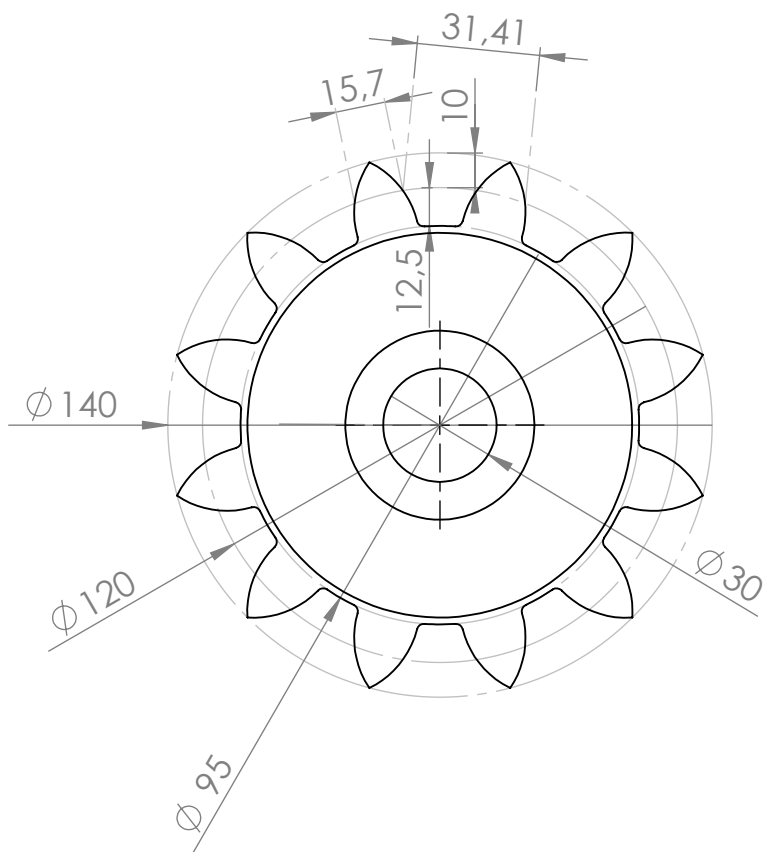
Axe du treuil

Date : 14/06/2015



HAYA Mustapha et AMAOUZ Salah

P.F.E

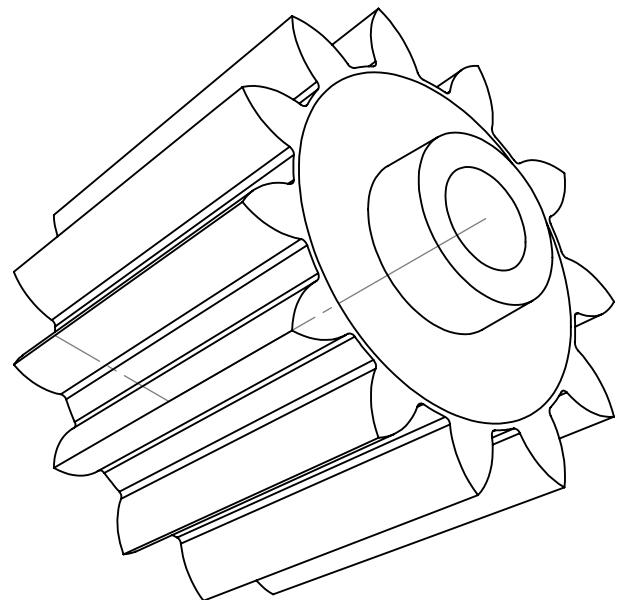


Caractéristiques :

Pignon conique à dentures droites

Le module  $m = 10$

Nombre de dents  $Z = 12$  dents



UNIVERSITE A-MIRA - BEJAIA

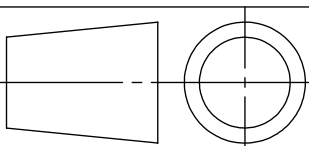
Matériau :

Acier S235

Echelle : 1/2

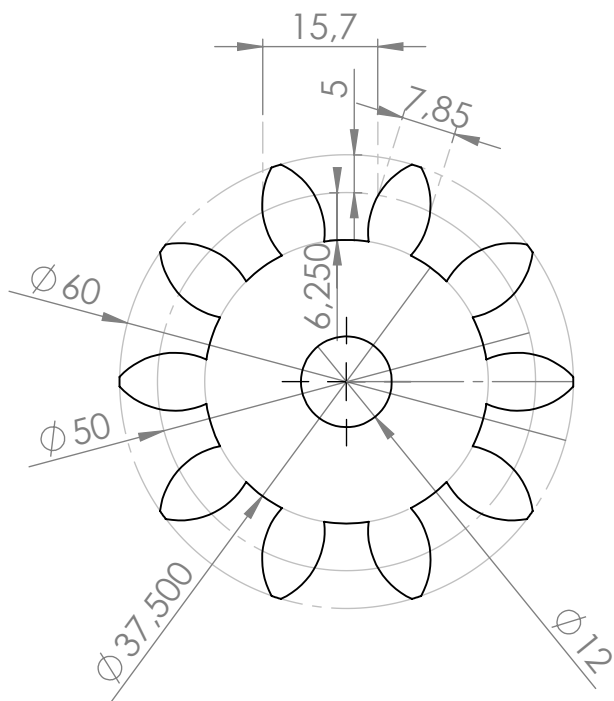
Pignon d'attaque  
(système de rotation de la cuve)

Date : 14/06/2015



HAYA Mustapha et AMAOUZ Salah

P.F.E

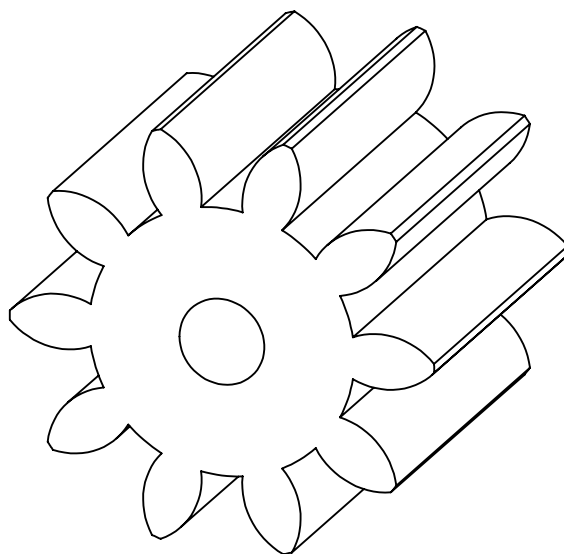


### Caractéristiques :

Pignon à dentures droites

Le module  $m = 5$

Nombre de dents  $Z = 10$  dents



UNIVERSITE A-MIRA - BEJAIA

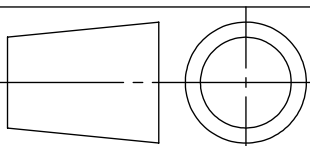
Matériau :

Acier S235

Echelle : 1/1

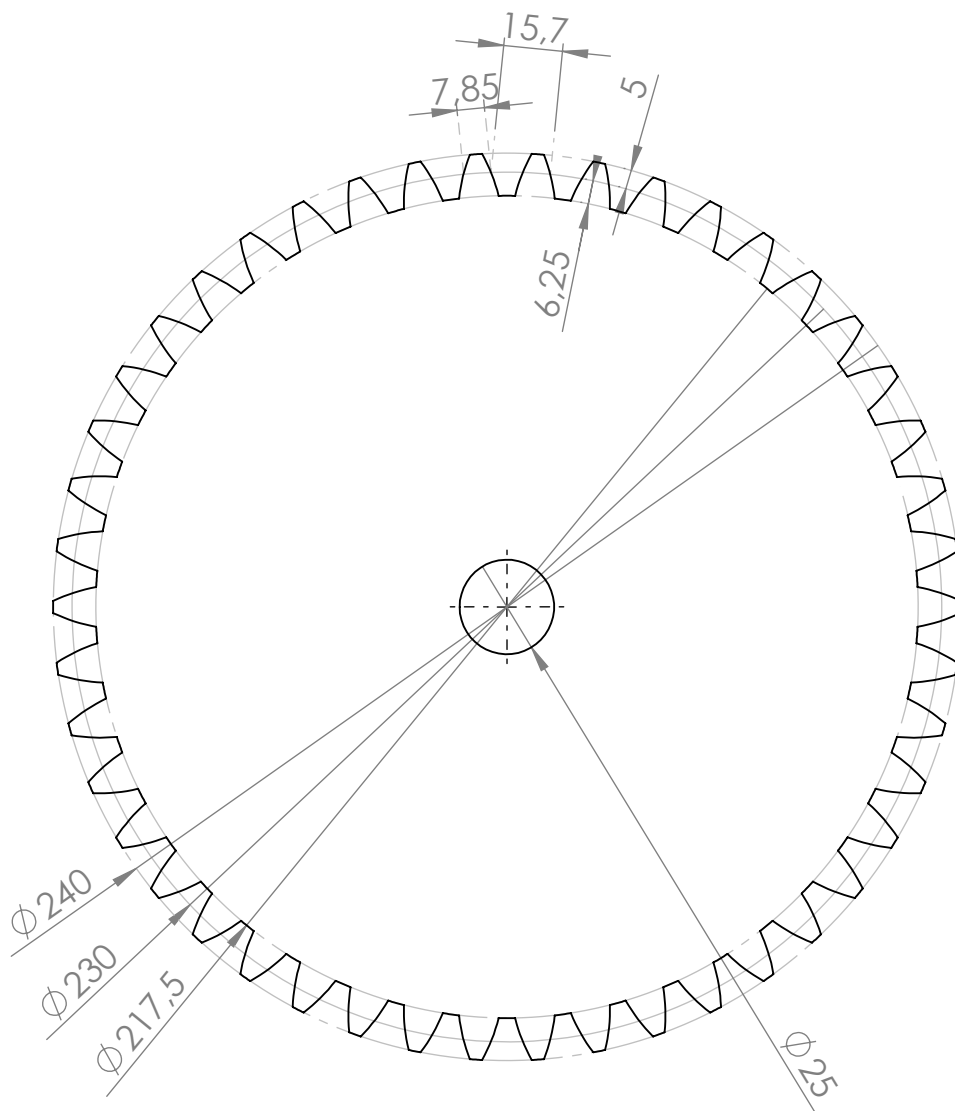
Pignon N°03  
(système de basculement de la cuve)

Date : 14/06/2015

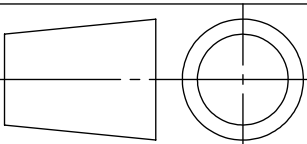


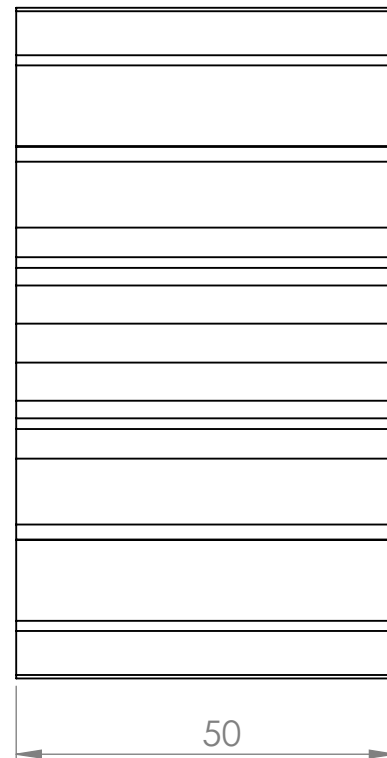
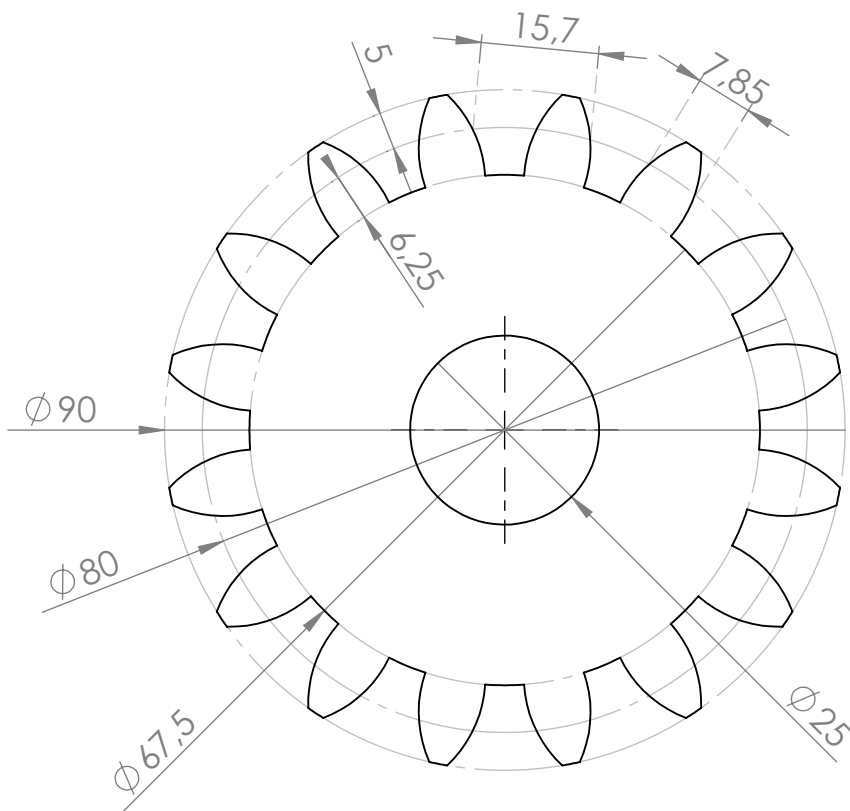
HAYA Mustapha et AMAOUZ Salah

P.F.E

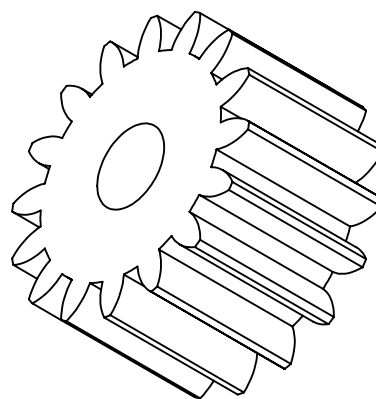


Caractéristiques :  
 Roue à dentures droites  
 Le module  $m = 5$   
 Nombre de dents  $Z = 46$  dents

UNIVERSITE A-MIRA - BEJAIA		Matériau : Acier S235
Echelle : 1/2	Roue N°03 (système de basculement de la cuve)	
	HAYA Mustapha et AMAOUZ Salah	Date : 14/06/2015
		P.F.E



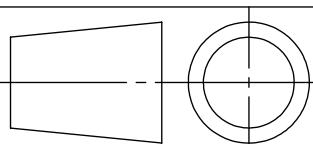
Caractéristiques :  
 Pignon à dentures droites  
 Le module  $m = 5$   
 Nombre de dents  $Z = 16$  dents



ECHELLE 1 : 2

UNIVERSITE A-MIRA - BEJAIA

Echelle : 1/1



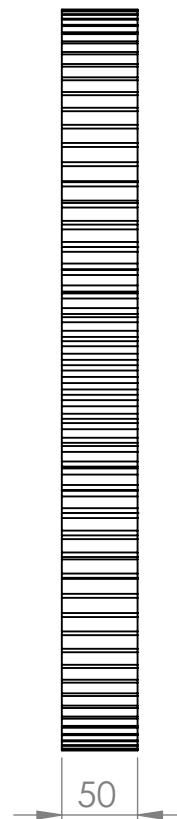
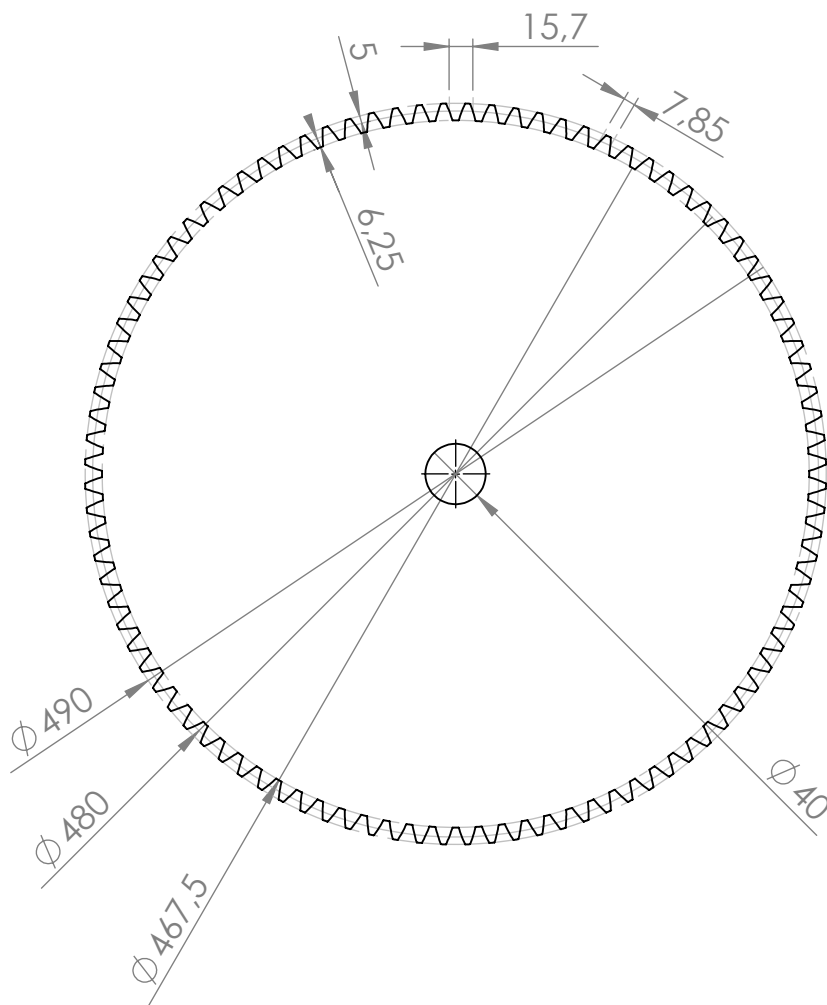
Pignon N°04  
 (système de basculement de la cuve)

HAYA Mustapha et AMAOUZ Salah

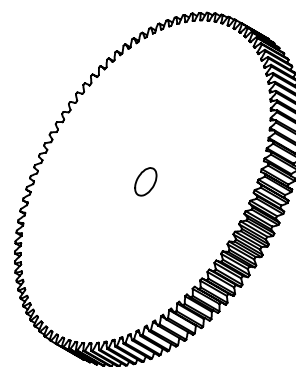
Matériau :  
 Acier S235

Date : 14/06/2015

P.F.E



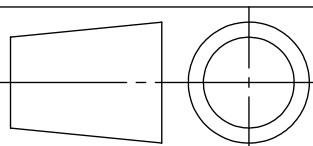
Caractéristiques :  
 Roue à dentures droites  
 Le module  $m = 5$   
 Nombre de dents  $Z = 96$  dents



ECHELLE 1 : 10

UNIVERSITE A-MIRA - BEJAIA

Echelle : 1/5



Roue N°04  
 (système de basculement de la cuve)

HAYA Mustapha et AMAOUZ Salah

Matériau :  
 Acier S235

Date : 14/06/2015

P.F.E

## Résumé :

Dans ce mémoire, notre travail porte sur l'étude et le dimensionnement des éléments de transmission de puissances d'un engin de chantier, qui est la « **Bétonnière B420DE** » de l'UFMATP à la manière d'un bureau d'étude, chose qui nous a permis de présenter un mémoire ordonné de la manière suivante :

- Le cahier de charge : exprimer les besoins et pouvoir planifier le travail,
- Dimensionnement et calcul des différents éléments de transmission de puissances (rotation et basculement de la cuve et le système de levage du godet),
- La modélisation et la simulation avec le logiciel **SolidWorks**, suivant les dimensions calculées précédemment.

## Abstract:

In this memory, our work concerns the study and the dimensioning of the elements of transmission of powers of a machine of building site, which is “**Concrete-mixer B420DE**” of the UFMATP to the manner of a research department, thing which enabled us to present a memory in the following way ordered report:

- Specifications: to express the needs and to be able to plan work,
- Dimensioning and calculation of the various elements of transmission of powers (rotation and swing of the tank and the system of lifting of the cup),
- Modeling and simulation with the **SolidWorks** software, according to dimensions calculated previously.