

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



Ecole Nationale Polytechnique  
Département de génie mécanique

## Projet de fin d'étude

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

**Présenté par :**

**HAMMOUDA Hadj Mohamed**

**Intitulé :**

# Conception d'une enrouleuse d'une gaine électrique

**Dirigé par :**

Lakhdar RIACHE  
Youcef BOUGRINAT

enseignant  
directeur technique

ENP  
IPA Industries

**ENP 2015**

## ملخص:

الهدف من هذا المشروع هو دراسة وتصميم آلة تقوم بطريقة اوتوماتيكية بلف الأغماد الكهربائية وأنابيب المياه ذات الأحجام الصغيرة التي يتراوح قطرها ما بين 9 إلى 20 مم ولا يتعدى طولها 100 متر على شكل لفائف ذات أحجام مختلفة.

تصميم الآلة بواسطة برنامج التصميم عبر الاعلام الآلي: الصوليدووركس.

الكلمات المفتاحية : غمد كهربائي، آلة لفة، الصوليدووركس

## Résumé :

L'objectif de ce travail est d'étudier et de concevoir une enrouleuse automatique d'une gaine électrique qui possède un diamètre varie de 9 à 20 mm et une longueur qui ne dépasse pas 100 m.

La conception de la machine est réalisée par le logiciel de CAO SolidWorks.

**Mots clés :** gaine électrique, enrouleuse, SolidWorks,

## Abstract:

The aim of this project is to study and design a coil tubing machine for electrical gain and water tube with small diameter from 9 to 20 mm and length of 100m.

The machine parts are designed in the end using SolidWorks.

**Key words:** coil tubing machine, electrical gain, SolidWorks.

## Remerciement :

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer mes remerciements envers toutes les personnes qui ont contribué au déroulement de ce PFE.

Je tiens à remercier particulièrement Mr Lakhdar RIACHE pour m'avoir encadré et orienté durant ce mon PFE.

Je remercie également Mr Youcef BOUGRINAT pour m'avoir accueilli au sein de son équipe de travail.

## Dédicace :

A la mémoire de ma très chère mère pour m'avoir donné la vie et encouragé durant toutes mes études, tes conseils et tes bénédictions ont toujours dans mon cœur, que dieu le tout puissant t'accorde son paradis éternel.

A mon cher père pour tous vos efforts qui m'ont aidé à aboutir aujourd'hui à la réalisation de mon PFE.

A mes frères et mes sœurs

A tous mes amis

A tous ceux qui me sont chers

# Table Des Matières :

LISTE DES FIGURES:.....	1
LISTE DES TABLEAUX:.....	2
INTRODUCTION GENERALE :.....	3
GENERALITES :.....	4
1) INTRODUCTION .....	4
2) PRESENTATION DU PROJET.....	4
a. <i>problématique</i> :.....	4
b. <i>objectifs généraux et spécifiques du projet</i> :.....	4
3) ASPECTS TECHNIQUES ET ELEMENTS DE CONCEPTION .....	5
a. <i>metodologie utilisée</i> :.....	5
b. <i>principaux éléments du cahier de charge</i> :.....	5
c. <i>fonctionnement de la machine</i> :.....	6
4) COMPOSANTS PRINCIPAUX.....	7
5) REPRESENTATION DE LA MACHINE.....	7
8) CONCLUSION.....	7

## Partie I : modélisation et conception

ELEMENTS DE LA MACHINE : .....	8
a. <i>Le banc d'enroulement</i> :.....	8
b. <i>Le mécanisme de trancannage (guidage)</i> :.....	9
c. <i>La cisaille à vérin pneumatique</i> :.....	10
SCHEMA CINEMATIQUE : .....	11
<b>I.1. CALCUL LES CARACTERISTIQUE D'ENROULEMENT .....</b>	<b>12</b>
1) INTRODUCTION .....	12
2) LA VITESSE LINEAIRE D'ENROULEMENT.....	12
3) LE DIAMETRE MOYEN D'ENROULEMENT.....	13
4) LE NOMBRE DE NAPPES.....	14
5) LES DIAMETRES MOYENS ET LES FREQUENCES DE ROTATION DU TAMBOUR .....	15
6) L'INERTIE DU TAMBOUR.....	16
7) LE COUPLE D'ENTRAINEMENT.....	18
8) CONCLUSION.....	20
<b>I.2. DIMENSIONNEMENT DE L'ENROULEUR.....</b>	<b>21</b>
1) INTRODUCTION .....	21
2) CALCUL DE L'AXE DE L'ENROULEUR.....	21

a.	<i>Le choix des roulements au niveau B :</i>	22
b.	<i>Vérification du diamètre de l'axe :</i>	23
c.	<i>Calcul la flèche :</i>	28
3)	LE CHOIX DU MOTEUR ET DE SON REDUCTEUR	29
4)	CALCUL DU SYSTEME DE TRANSMISSION POULIE-COURROIE ([8])	32
5)	ASSEMBLAGE DES ACCESSOIRES	34
6)	LA DECHARGE DU ROULEAU	37
7)	CONCLUSION	40
<b>I.3.</b>	<b>MECANISME DE GUIDAGE :</b>	<b>41</b>
1)	INTRODUCTION	41
2)	VITESSE D'AVANCE DU SYSTEME	42
3)	GUIDAGE EN TRANSLATION	43
4)	ÉLÉMENTS DE GUIDAGE	46
5)	SYSTEME DE TRANSFORMATION DE MOUVEMENT	48
a.	<i>Dimensionnement du système pignon crémaillère :</i>	48
b.	<i>Caractéristiques de l'ensemble pignon crémaillère :</i>	50
c.	<i>Choix du moteur :</i>	51
6)	CONCLUSION	52
<b>I.4.</b>	<b>DIMENSIONNEMENT DE LA CISAILLE</b>	<b>53</b>
1)	INTRODUCTION	53
2)	CALCUL L'EFFORT DE CISAILLEMENT	55
3)	LE JEU ENTRE LES LAMES	56
4)	LE CHOIX DU VERIN	57
5)	CALCUL DU RESSORT	59
6)	GUIDAGE LINEAIRE	61
7)	FIXATION DE LA CISAILLE	63
d.	<i>Dimensions d'un boulon :</i>	63
e.	<i>Vérification du boulon :</i>	64
8)	CONCLUSION	65

## Partie II : travaux graphiques

CONCLUSION GENERALE	72
---------------------	----

### BIBLIOGRAPHIE

### ANNEXE (MISES EN PLAN)

# Liste Des figures :

FIGURE I-1: BANC D'ENROULEMENT .....	8
FIGURE I-2: MECANISME DE GUIDAGE .....	9
FIGURE I-3: CISAILLE .....	10
FIGURE I-4: SCHEMA CINEMATIQUE DE L'ENSEMBLE DE LA MACHINE.....	11
FIGURE I-5: CONFIGURATION 1 DE L'ENROULEMENT .....	13
FIGURE I-6: CONFIGURATION 2 DE L'ENROULEMENT .....	13
FIGURE I-7: LES ELEMENTS DU TAMBOUR.....	16
FIGURE I-8 : L'EFFORT DE TRACTION T .....	19
FIGURE I-9:MODELISATION DES EFFORTS SUR L'AXE DU TAMBOUR .....	21
FIGURE I-10:LES DIAGRAMMES DE L'EFFORT TRANCHANT, DU MOMENT FLECHISSANT.....	24
FIGURE I-11:DETERMINATION DES PARAMETRES POUR LE CALCUL DE $\sigma Dp$ (CETIM) ([2] A.DAIDIE 2015) .....	27
FIGURE I-12:DETERMINATION DE $Ks$ (CETIM) ([2] A.DAIDIE 2015) .....	27
FIGURE I-13: REPRESENTATION DE LA FLECHE.....	28
FIGURE I-14: CHAINE DE TRANSMISSION DE PUISSANCE .....	29
FIGURE I-15: SECTION D'UNE COURROIE TRAPEZOÏDALE ([8]).....	32
FIGURE I-16:FIXATION DU FLASQUE ARRIERE.....	34
FIGURE I-17: MANCHON DE BLOCAGE.....	34
FIGURE I-18: MANCHON ([5] A.CHEVALIER 2004) .....	35
FIGURE I-19:ASSEMBLAGE D'UN AIL. ....	35
FIGURE I-20: ASSEMBLAGE AXE/FLASQUE AVANT .....	36
FIGURE I-21: TAMBOUR OUVERT ET TAMBOUR FERME .....	37
FIGURE I-22: VERIN PNEUMATIQUE A DOUBLE EFFETS .....	39
FIGURE I-23: CALCUL COURSE DU VERIN .....	39
FIGURE I-24: ROULEAU AVEC DES SPIRES JOINTIVES. ....	41
FIGURE I-25: MECANISME DE GUIDAGE .....	42
FIGURE I-26: CARACTERISTIQUES DES ACIERS.....	45
FIGURE I-27: DOUILLE A BILLE ([6] H.LONGEOT 1982).....	47
FIGURE I-28: PIGNON CREMAILLERE .....	52
FIGURE I-29: LA GAINÉ ELECTRIQUE ET LE FIL A L'INTERIEUR.....	53
FIGURE I-30: VUE DE FACE DE MECANISME DE CISAILLAGE .....	54
FIGURE I-31: VUE GAUCHE DU MECANISME DU CISAILLAGE.....	54
FIGURE I-32: GRAPHE DE SELECTION DU VERIN ([3] NUMATICS S.D.).....	58
FIGURE I-33: VERIN PNEUMATIQUE POUR ENTRAINER LA CISAILLE .....	59
FIGURE I-34: CALCUL GRAPHIQUE D'UN RESSORT HELICOÏDAL ([1] GR.NICOLET 2006) .....	60
FIGURE I-35: GUIDAGE LINEAIRE DE LA LAME SUPERIEURE.....	62
FIGURE I-36: CARACTERISTIQUES DES NUANCES DU BOULON .....	63
FIGURE I-37: DIAMETRES NORMALISES D'UN BOULON .....	64
FIGURE I-38: EMBLEMMENT DU BOULON DANS UNE CORNIERE .....	65
FIGURE II-1: LA DICTRIBUTION DES CONTRAINTES SUR L'AXE.....	66
FIGURE II-2: LES DEPLACEMENTS DE L'AXE.....	66
FIGURE II-3: LA DICTRIBUTION DES CONTRAINTES SUR LA TIGE .....	67
FIGURE II-4: LES DEPLACEMENTS DE LA TIGE .....	67
FIGURE II-5: ACCESSOIRES DU TAMBOUR .....	68
FIGURE II-6: LA FLASQUE ARRIERE ET LE MANCHON DE BLOCAGE.....	68
FIGURE II-7: VERIN DU SYSTEME DE DECHARGE.....	68
FIGURE II-8 : L'AXE DU TAMBOUR.....	68
FIGURE II-9:CHAINE DE TRANSMISSION DE PUISSANCE .....	68
FIGURE II-10:SYSTEME PIGNON CREMAILLERE.....	69
FIGURE II-11:BARRE AVEC GALETS DE GUIDAGE DE LA GAINÉ .....	69
FIGURE II-12:TIGES DE GUIDAGE.....	69
FIGURE II-13: LA CISAILLE .....	70
FIGURE II-14: VERIN D'ENTRAINEMENT DE LA CISAILLE .....	70
FIGURE II-15: PATTES DE FIXATION DU VERIN .....	70
FIGURE II-16: SCHEMA DE LA MACHINE.....	71

# Liste Des tableaux :

TABLEAU 1: CARACTERISTIQUE DE LA GAINÉ .....	12
TABLEAU 2: LES DIAMETRES ET LA LONGUEUR ACCUMULEE .....	15
TABLEAU 3: LES FREQUENCES DE ROTATION DU TAMBOUR .....	16
TABLEAU 4: PROPRIETE D'ACIER S235 .....	17
TABLEAU 5 : CARACTERISTIQUES DU RESSORT .....	61

# Introduction générale :

Les enrouleuses sont des machines très répandues dans l'industrie, on les trouve dans l'industrie de fabrication de tuyaux, de la gaines électriques, des tubes de PVC, des papiers rouleaux et d'autres produits flexibles.

Ces machines servent à stocker le produit fabriqué en rouleaux pour faciliter son transport et sa distribution.

La première partie de ce travail consiste à concevoir les éléments de la machine enrouleuse en commençant par un calcul cinématique ensuite un calcul dynamique et finalement une étude technologique.

La première partie contient quatre chapitres :

- 1 caractéristiques générales d'enroulement.
- 2 dimensionnement du banc d'enroulement.
- 3 mécanisme de guidage.
- 4 dimensionnement de la cisaille.

La deuxième partie concerne la conception de la machine à l'aide du logiciel de CAO, SolidWorks.

# Généralités

## **I.3. Généralités**

### **1. Présentation du projet**

#### **a. Problématique :**

D'après le diagnostic de l'entreprise IPA Industries, la majorité des producteurs de la gaine électrique font enrouler manuellement leur produit car les modèles moins chers, bien qu'ils aient un avantage économique, présentent un aspect technique et une fonctionnalité des mécanismes très limités ce qui provoque des blocages et des réparations fréquentes ce qui va engendrer des charges supplémentaires techniques et économiques.

Il existe des modèles fonctionnelles très onéreux dans l'amortissement ne justifie pas leurs utilisation.

#### **b. Objectifs généraux et spécifiques du projet :**

L'objectif du projet est de concevoir une enrouleuse semi-automatique de la gaine électrique qui répondra à des contraintes techniques (fonctionnalités simples) et économiques tout en respectant le cahier de charge du client.

Le projet consiste à étudier et concevoir la partie mécanique, la partie électronique est prise en charge par le client.

L'enrouleuse comporte trois mécanismes essentiels : un banc d'enroulement de la gaine, un mécanisme de guidage et un mécanisme complémentaire : une cisaille automatique.

La conception du banc d'enroulement concerne le calcul et la vérification de la tenue des éléments en statique et en dynamiques. Il s'agit de proposer aussi certaines solutions technologiques quant à la liaison des éléments constituant le banc, la

facilité de la décharge du rouleau et le choix d'une chaîne de transmission de puissance pour motoriser le banc.

La conception du mécanisme de guidage concerne le calcul cinématique et dynamique du système de transformation de mouvement ainsi le calcul de l'ensemble des éléments du système.

La conception de la cisaille concerne le calcul des efforts, le choix du système d'entraînement et la détermination de la forme géométrique.

## **2. Aspects techniques et éléments de conception**

Cette section contient l'étude technologique des principaux composants de la machine.

### **a. Méthodologie utilisée :**

On commence par étudier le cahier de charge et les exigences du client. On définira un plan de travail pour atteindre les objectifs fixés.

### **b. Principaux éléments du cahier de charge :**

Le point de départ est l'élaboration d'un cahier de charge en collaboration avec le client.

Les éléments principaux du cahier de charge sont :

La gaine à enrouler est de diamètre 9 à 11mm.

Diamètre d'enroulement variable.

vitesse d'enroulement constante 0,9 m/s.

Deux bancs d'enroulement.

Choix des éléments normalisés.

Matériau des pièces disponibles sur le marché.

Choisir une structure légère.

Eléments de machine simples.

Eléments robustes.

Décharge automatique du rouleau.

La cisaille réalise une coupe automatique.

### **c. Fonctionnement de la machine :**

La gaine issue de la ligne de fabrication arrive avec un flux massique constant ; elle est portée par des galets fixés sur le système de guidage qui servent à minimiser les frottements lors du déplacement de la gaine.

L'enroulement de la gaine est réalisé par la combinaison de deux mouvements : la rotation de tambour (ou le banc d'enroulement) et le déplacement transversal en va-et-vient du mécanisme de guidage.

La rotation du tambour doit être synchronisée avec le flux massique de la gaine produite (vitesse de déplacement linéaire de la gaine).

Une fois la longueur du rouleau atteinte, un système de cisailage coupe automatiquement la gaine.

Le rouleau est attaché et déchargé manuellement par un opérateur.

### **3. Les composants principaux**

La réalisation de la machine est inspirée des prototypes existants sur le marché algériens. On a retenu :

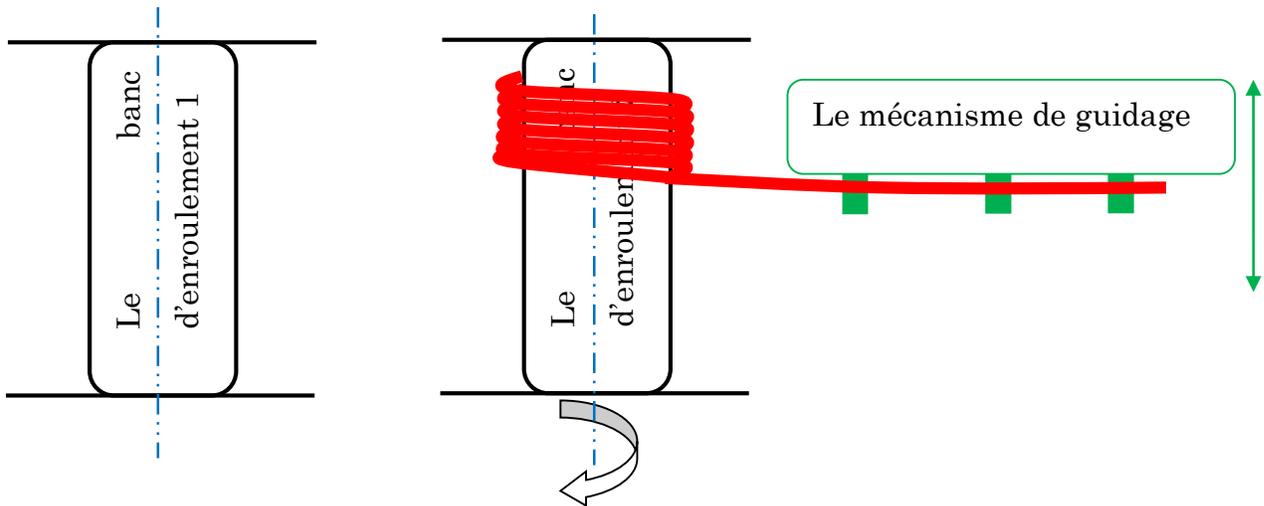
Deux bancs d'enroulement.

Un mécanisme de guidage.

Une cisaille automatique.

#### 4. Représentation de la machine

La machine est constituée de deux bancs d'enroulement 1 et 2, l'un est en marche et l'autre en attente, et d'un mécanisme de guidage qui réalise le mouvement de va-et-vient, la gaine est représentée en rouge.



#### 5. Conclusion

A travers ce chapitre on a présenté le projet à étudier ainsi on a spécifié les objectifs généraux et spécifiques à atteindre. On a donné une description générale sur la machine, son fonctionnement, les différents mécanismes qu'on va aborder dans les chapitres suivants.

# **Partie I :**

Modélisation et conception

## I Modélisation et conception

Dans cette première partie on présentera le calcul cinématique, dynamique et technologique des éléments qui constituent la machine.

Dans la Partie II on présentera les travaux graphiques des différents mécanismes étudiés.

### Eléments de la machine :

#### a. Le banc d'enroulement

C'est un tambour sur lequel s'enroule automatiquement la gaine. Il est constitué d'un axe sur lequel sont montés les autres éléments : le flasque avant et arrière et le mécanisme de décharge.

#### Fonctionnalités :

- Supporter les poids des éléments qu'il contient.
- Fournir un couple de rotation nécessaire à l'enroulement continue de la gaine.
- Réaliser des rouleaux avec un diamètre variable.
- Faciliter le déchargement du rouleau.
- Synchroniser les vitesses de rotation avec le flux de la gaine produite.
- Interchangeabilité aisée des accessoires.

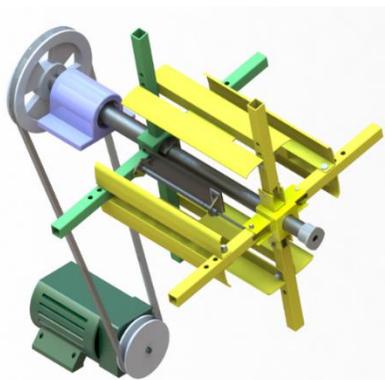


Figure I-1 : banc d'enroulement

**b. Le mécanisme de trancannage (guidage) :**

Le mécanisme est constitué d'une barre en tube rectangulaire dans laquelle sont montés les galets de guidage de la gaine (galet en polymère) et l'ensemble de la cisaille.

Ce mécanisme sert à distribuer régulièrement les spires sur la totalité de la largeur du rouleau d'enroulement. Il se déplace à l'aide d'un système de transformation de mouvement par vis-écrou ou pignon-crémaillère.

**Fonctionnalités :**

- Distribuer une longueur déterminée en des spires adjacentes sur la surface du tambour.
- Pour chaque tour complet, le système s'avance d'un pas égale au diamètre de la gaine.
- Refaire le même travail dans le sens inverse lorsque la largeur du rouleau est pleine.
- Supporter les efforts : poids des éléments ainsi l'effort de cisailage de la gaine.

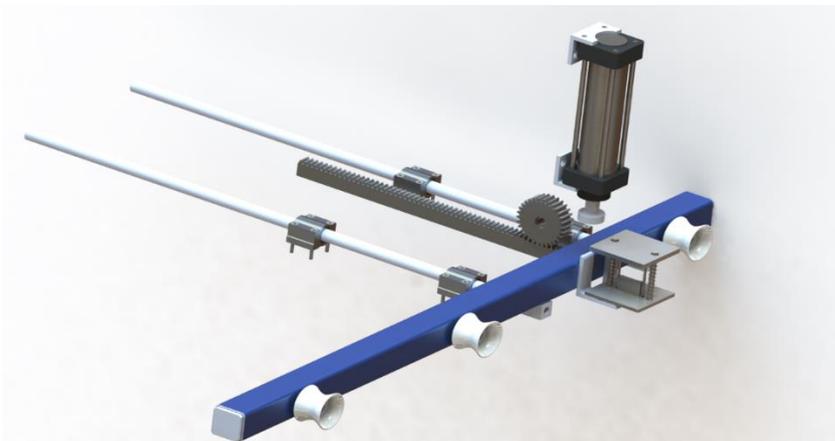


Figure I-2: mécanisme de guidage

**c. La cisaille à vérin pneumatique**

La cisaille est constituée de deux lames dont l'une se déplace par rapport à l'autre. Elle doit réaliser l'opération de cisailage gaine arrêlée.

**Fonctionnalités :**

- Développer l'effort nécessaire de cisaillement
- Réaliser une coupe nette sans bavures.



Figure I-3: cisaille

**Schéma cinématique :**

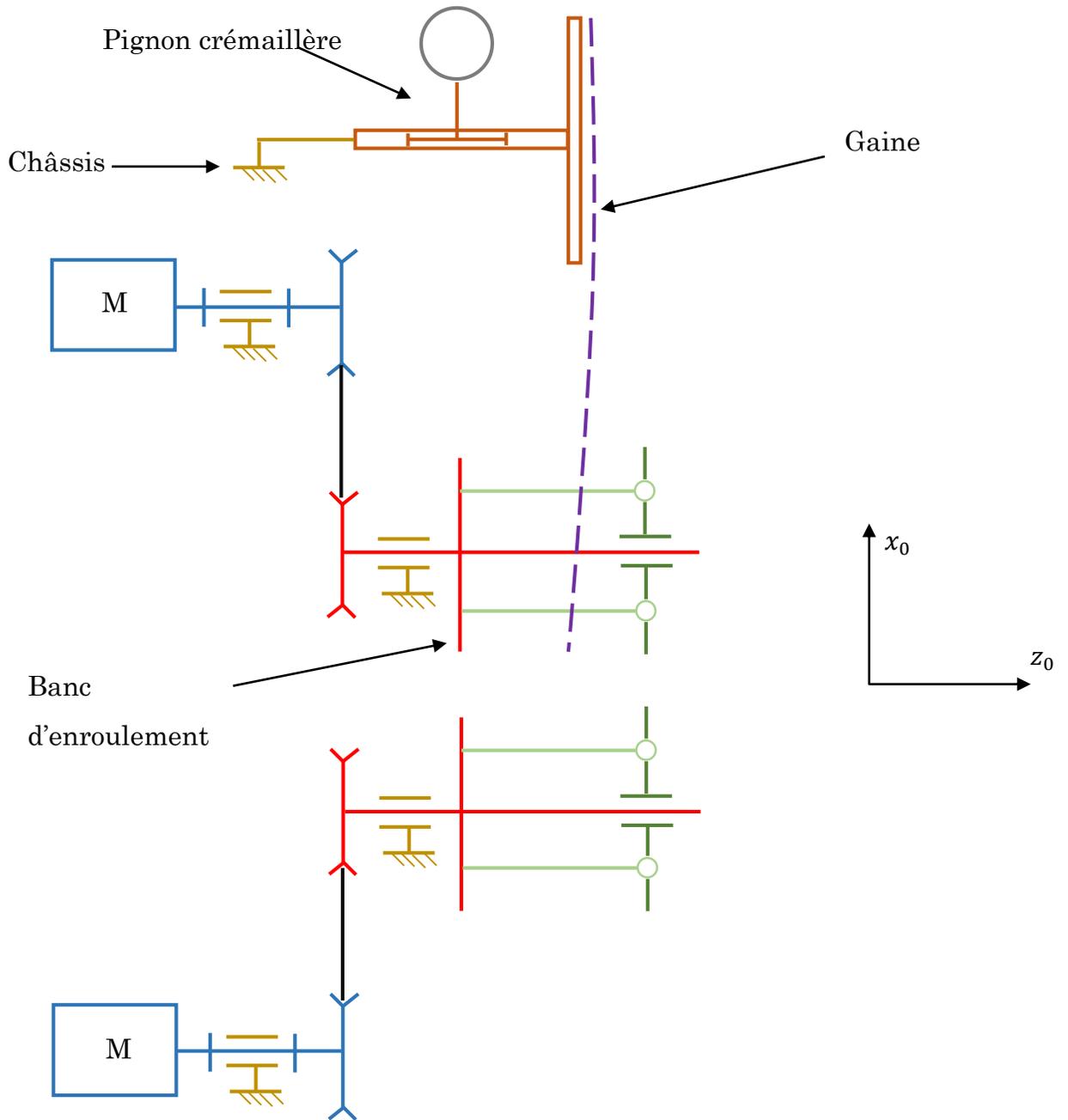


Figure I-4: schéma cinématique de l'ensemble de la machine

## I.1. Calcul les caractéristique d'enroulement

### 1) Introduction

A traves ce chapitre on va calculer les différents paramètres nécessaires qui caractérisent l'enroulement de la gaine, les diamètres d'enroulement, les fréquences de rotation du tambour ainsi le couple nécessaire pour entrainer celui ce en rotation.

On effectue le calcul des caractéristiques d'enroulement pour le rouleau le plus chargé qui possède les caractéristiques suivantes :

Longueur totale de la gaine $L_g$ (m)	100
Diamètre de la gaine $d_g$ (mm)	11
Poids du rouleau (Kg)	4,6
Diamètre de base $d_{base}$ (mm)	220

Tableau 1: caractéristique de la gaine

### 2) La vitesse linéaire d'enroulement

L'extrudeuse qui précède le banc d'enroulement produit la gaine avec un flux massique :  $\dot{m} = 150$  Kg/h

La vitesse linéaire est le rapport entre le flux massique de la gaine  $\dot{m}$  et la masse linéaire  $m_{linéaire}$  :

$$V_l = \dot{m} / m_{linéaire}$$

$$m_{linéaire} = \frac{4,6}{100} = 0,046 \text{ Kg/m}$$

$$V_l = \frac{\dot{m}}{m_{linéaire}} = \frac{150}{3600 * 0,046}$$

$$V_l = 0,9058 \text{ m/s}$$

### 3) Le diamètre moyen d'enroulement

Le calcul des diamètres moyens d'enroulement nous permet de connaître les fréquences de rotation que doit assurer le moteur pour différentes nappes.

On considère les deux configurations de l'enroulement suivantes :

- **Configuration 1 :**

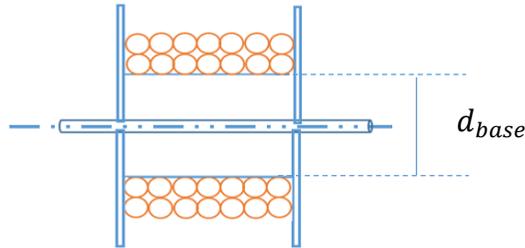


Figure I-5: configuration 1 de l'enroulement

Le diamètre d'enroulement de la 1<sup>ère</sup> nappe est donné  $d_1 = d_{base} + d_g$

$d_{base}$ : Diamètre de base du tambour.

Le diamètre d'enroulement de la 2<sup>ème</sup> nappe est donné par :

$$d_2 = d_1 + 2d_g = d_{base} + (1 + 2 * 1)d_g$$

Finalement le diamètre de i<sup>ème</sup> nappe est donné par :

$$d_i = d_{base} + (1 + 2(i - 1))d_g$$

$$d_i = 220 + 11(1 + 2(i - 1)) \text{ mm}$$

- **Configuration 2 :**

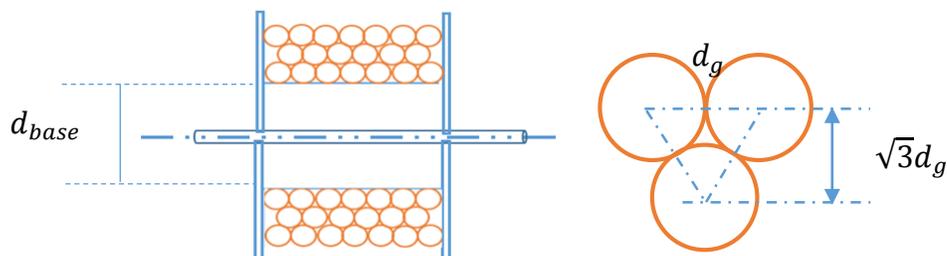


Figure I-6: configuration 2 de l'enroulement

Le diamètre d'enroulement de la 1<sup>ère</sup> nappe est donné par :  $\acute{d}_1 = d_{\text{base}} + d_g$

Le diamètre d'enroulement de la 2<sup>ème</sup> nappe est donné par :

$$\acute{d}_2 = \acute{d}_1 + 2 \left( \frac{\sqrt{3}d_g}{2} \right) = d_{\text{base}} + (1 + \sqrt{3})d_g$$

Finalement le diamètre de i<sup>ème</sup> nappe est donné par :

$$\acute{d}_i = d_{\text{base}} + (1 + \sqrt{3}(i - 1))d_g$$

$$\acute{d}_i = 220 + 11(1 + \sqrt{3}(i - 1)) \text{ mm}$$

Le diamètre moyen d'enroulement peut être considéré comme étant la moyenne entre les diamètres moyens calculés pour les deux configurations :

$$d_{\text{mi}} = \frac{(d_i + \acute{d}_i)}{2}$$

$$d_{\text{mi}} = 220 + 11 \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{3}}{2} + 1 \right) (i - 1) \right) \text{ mm}$$

#### 4) Le nombre de nappes

Le nombre de spires pour une nappe donnée c'est le rapport entre la largeur du rouleau et le diamètre de la gaine:

$$N_{\text{spires}} = \frac{l}{d_g} = \frac{250}{11} = 22 \text{ spires}$$

La longueur de la gaine enroulée dans une nappe i donnée est :

$$L = \sum_1^i (N_{\text{spires}} * \pi * d_{\text{mi}})$$

$$L = \sum_1^i 22 * \pi * \left[ 220 + 11 \left( 1 + \left( \frac{\sqrt{3}}{2} + 1 \right) (i - 1) \right) \right] 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 22 * \pi * \left[ 220i + 11 \left( i + \left( \frac{\sqrt{3}}{2} + 1 \right) (i - 1) i / 2 \right) \right] 10^{-3} \text{ m}$$

Les longueurs accumulées de la gaine suivant les sept premières nappes sont données dans le tableau :

nappe	diamètre (mm)	la longueur accumulée (m)
1	231,0	15,96
2	251,5	33,33
3	272,1	52,13
4	292,6	72,34
5	313,1	93,97
6	333,6	117,01

Tableau 2: les diamètres et la longueur accumulée

D'après le tableau on remarque que pour la nappe 6 la longueur totale qui est 100 m est atteinte.

### 5) Les diamètres moyens et les fréquences de rotation du tambour

La fréquence de rotation du tambour dépend du diamètre moyen d'enroulement, la fréquence est donnée par la relation suivante en fonction de la vitesse linéaire de l'arrivée de la gaine et en fonction du diamètre :

$$\omega_i = \frac{2V_l}{d_{mi}} 10^3 \text{ [rad/s]} = \frac{2V_l * 30}{d_{mi} \pi} 10^3 \text{ [trs/mn]}$$

$$\omega_i = \frac{17299,50}{d_{mi}} \text{ [trs/mn]}$$

nappe	Diamètre (mm)	fréquence de rotation (tr/mn)
1	231,0	74,89
2	251,5	68,78
3	272,1	63,59
4	292,6	59,13

5	313,1	55,25
6	333,6	51,85

Tableau 3:les fréquences de rotation du tambour

## 6) L'inertie du tambour

Le calcul de l'inertie du tambour nous amène à avoir une idée sur le couple nécessaire que doit fournir le moteur pour assurer un enroulement continu de la gaine.

Sur la figure suivante on présente les composants du tambour.

Les accessoires contiennent :

- 8 tubes carrés de dimensions 20 mm×20 mm×300 mm avec une épaisseur de 2 mm
- Un cylindre discontinue de diamètre 22 cm et de longueur 30 cm qui représente la base qui reçoit la première nappe de la gaine.

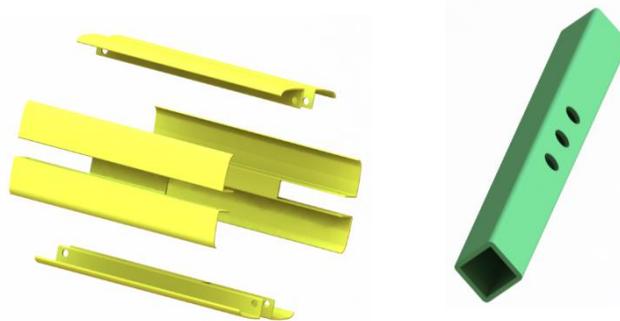


Figure I-7: les éléments du tambour

- L'axe est de longueur 60 cm avec une section circulaire creuse de diamètre 25 mm et 25mm (les dimensions de l'axe sont prises après avoir effectué un calcul RDM).

Les éléments sont en acier de construction S235 qui possède les caractéristiques suivantes :

Module de Young GPa	210
Coefficient de poisson	0,3
Densité (Kg/m <sup>3</sup> ) $\rho$	7800
Limite d'élasticité MPa	185
Limite à la rupture MPa	340

Tableau 4: propriété d'acier S235

La masse des tubes carrés :

On ajoute à cette masse la masse des différentes pièces de liaison : fixation des tubes, la glissière, vérin.

On estime cette masse supplémentaire par une valeur :  $m_{liaison} = 1,5 \text{ Kg}$

$$m_t = 8 \times s_{\text{tube}} \times L_{\text{tube}} \times \rho + 1,5$$

$$m_{\text{tube}} = 8 \times (20^2 - 16^2)10^{-6} * 30 * 10^{-2} * 7800 + 1,5 = 4,2 \text{ Kg}$$

La masse du cylindre de base : on considère que la surface latérale est égale à la moitié de la surface du cylindre complet

$$m_{\text{cylindre}} = 0,5 \times s_{\text{ail}} \times L_{\text{ail}} \times \rho$$

$$m_{\text{cylindre}} = 0,5 \times \pi \times (0,11^2 - 0,108^2) \times 10^{-3} \times 30 \times 10^{-2} \times 7800 = 1,6 \text{ Kg}$$

La masse de l'axe du tambour :

$$m_{\text{axe}} = \pi(R_{\text{axe,ext}}^2 - R_{\text{axe,int}}^2) \times L_{\text{axe}} \times \rho$$

$$m_{\text{axe}} = \pi 0,015^2 \times 0,6 \times 7800 = 0,82 \text{ Kg}$$

Le moment d'inertie du tambour est la sommation des trois moments d'inertie :  $I_{\text{axe}}$  l'inertie de l'axe du tambour,  $I_{\text{tube}}$  et  $I_{\text{cylindre}}$  l'inertie des tubes et du cylindre mince de base :

$$I = I_{\text{axe}} + 8I_{\text{tube}} + I_{\text{cylindre}}$$

Avec :

$$I_{\text{axe}} = \frac{m_{\text{axe}} * (R_{\text{axe,ext}}^2 - R_{\text{axe,int}}^2)}{2} = \frac{0,82 * 5,62 * 10^{-5}}{2} = 0,23 * 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{\text{tube}} = \frac{m_{\text{tube}} * L_{\text{tube}}^2}{12} + m_{\text{tube}} * d^2 = 4,2 * \left( \frac{0,3^2}{12} + 0,15 \right) = 0,661 \text{ Kgm}^2$$

$$I_{\text{cylindre}} = \frac{m_{\text{cylindre}} * (R_{\text{ext}}^2 - R_{\text{int}}^2)}{2} = \frac{1,6 * 2(0,11^2 - 0,108^2)}{2} = 3,48 * 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$I = 0,662 \text{ Kgm}^2$

## 7) Le couple d'entraînement

Le calcul de vérification de l'axe nécessite la connaissance du couple d'entraînement du tambour ou bien le couple de sortie réducteur.

Dans un premier temps on calcule le couple nécessaire pour faire tourner le tambour dans le cas statique et dans le cas dynamique.

$$C_e = C_{\text{dyn}} + C_t$$

- Le premier terme c'est le couple dynamique qui apparait dans le cas de la variation de la fréquence de rotation, ça formule est donnée par :

$$C_{\text{dyn}} = I * \frac{d\omega}{dt}$$

Si on calcul ce couple en fonction des accélérations angulaires et en fonction les moments d'inerties qui changent d'un étage à un autre, on trouve la valeur du couple maximum pour l'accélération max au niveau du démarrage, et on a :

Si on suppose une accélération entre les fréquences de rotations se fait dans une période de 0,15 seconds alors l'accélération maximale aura comme valeur :

$$\frac{d\omega}{dt}_{\text{max}} = \frac{|\omega_i - \omega_{i-1}|_{\text{max}}}{\Delta t} * \frac{2\pi}{60}$$

Au démarrage on a un écart maximum de 75 tr/mn :

D'où :

$$\frac{d\omega}{dt}_{max} = \frac{75 \times 2\pi}{0,15 * 60} = 52,35 \text{ rad/s}^2$$

Ce qui donne :

$$C_{dyn} = 0,662 \times 52,35 = 34,66 \text{ Nm}$$

Le deuxième terme  $C_t$  c'est le couple de la force qu'il faut exercer dans le cas permanent. En effet, l'enrouleuse se situe à une distance de 6 à 8 mètre à partir de ligne de production, cette distance provoque sous l'effet du poids de la gaine une force de traction dans les deux extrémités, donc le tambour doit exercer un effort T qui est égal :

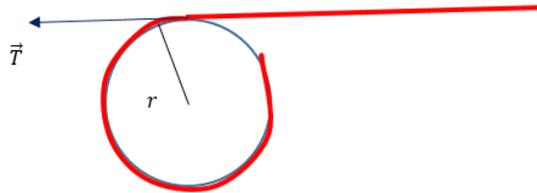


Figure I-8 : l'effort de traction T

$$T = 0,5 \times \frac{8}{100} \times 4,6 \times 9,81 = 1,8 \text{ N}$$

On considère dans la suite de calcul une force T de 3 Newton.

$$C_t = T \times \frac{d_m}{2}$$

Le couple de traction sera maximal dans la dernière nappe i.e. pour un diamètre de rouleau qui est égal à 333,6 mm.

Donc :

$$C_t = 3 \times \frac{0,3336}{2} = 0,5 \text{ Nm}$$

Finalement le couple d'entraînement est :

$$C_e = 34,66 + 0,5 \text{ Nm}$$

$$C_e = 35,16 \text{ Nm}$$

## 8) Conclusion

À travers ce chapitre on a effectué un calcul théorique des caractéristiques d'enroulement dans le but de savoir les conditions à respecter dans le chapitre suivant lors du dimensionnement de l'enrouleur ainsi le choix de la motorisation.

## I.2. Dimensionnement de l'enrouleur

### 1) Introduction

Dans ce chapitre on présentera une étude cinématique, dynamique et technologique du banc d'enroulement.

Les travaux graphiques sont réalisés dans la Partie II.

### 2) Calcul de l'axe de l'enrouleur

L'axe est soumis au poids des éléments constituant du tambour (le poids des tubes carrés et le poids du cylindre de base), on schématise ces efforts par deux forces identiques appliquées au niveau des extrémités du tambour.

On ajoute aussi le poids du rouleau chargé, on le schématise sous forme d'une charge répartie :

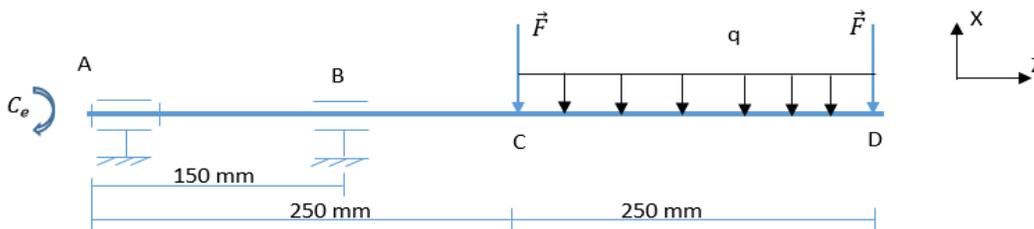


Figure I-9 : modélisation des efforts sur l'axe du tambour

Le point A représente la fixation de l'axe du tambour avec la sortie du réducteur.

Le point B : un guidage en rotation à l'aide d'un palier roulement.

On a :  $F = P/2$

$P$ : Le poids des éléments du tambour.

$$P = (m_{tube} + m_{cylindre}) \times g = (4,2 + 1,6) \times g = 56,9 \text{ N}$$

$$F = \frac{P}{2} = 28,5 \text{ N}$$

La charge répartie du poids du rouleau  $q$  :

$$q = \frac{m_{\text{rouleau}} \times 9,81}{0,25} = \frac{m_{\text{rouleau}} \times 9,81}{0,25} = 180,504 \text{ N/m}$$

- **Les réactions au point B :**

En applique le principe des équilibres des moments par rapport à A, on trouve :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,5 + 0,25 \end{pmatrix} \times \vec{F} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,5 + \frac{0,25}{2} \end{pmatrix} \times 0,25\vec{q} - \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,15 \end{pmatrix} \times \vec{F}_B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ C_e \end{pmatrix}$$

Avec :

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} -28,5 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ et } \vec{R}_B = \begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$X_B = \frac{28,5 \times 0,75 + 45,126 \times 0,625}{0,15} = 330,525 \text{ N}$$

$$Y_B = 0$$

$$Z_B = 0$$

- **Les réactions au point A :**

En appliquant le deuxième principe de la dynamique, on trouve :

$$X_A + X_B - 2F - q \times 0,25 = 0$$

$$X_A = -(X_B - 2F) = -(330,525 - 56,9 - 45,126) = -228,499 \text{ N}$$

- a. **Le choix des roulements au niveau B :**

On choisit une durée de vie de  $DV = 20000 \text{ h}$  ([2] Alain.D, 2015)

On détermine la charge dynamique de base équivalente suivant la relation :

$$C_{\acute{e}q} = F_{\acute{e}q} * L_{10}^{\frac{1}{p}}$$

$L_{10}$ : Durée nominale atteinte par 90% des roulements en millions de tours.

$$L_{10} = \frac{N * 60 * DV}{10^6}$$

$N$ : La fréquence de rotation maximale de l'axe, on la prend égale à  $75 \frac{trs}{mn}$  et on trouve :

$$L_{10} = 90 \text{ millions de tours}$$

$F_{\acute{e}q}$ : La charge dynamique équivalente, dans notre cas l'axe est soumis à un effort radial de  $X_B = 330,525N$ .

$p$ : Coefficient dépend du type de roulement, pour un roulement à bille il est égal à 3.

Donc :

$$c_{\acute{e}q} = 330,525 * 90^{\frac{1}{3}} = 148,12 \text{ daN}$$

Après avoir effectué la vérification RDM de l'axe, on choisit un roulement à bille à une rangée de bille de diamètre intérieur 25 mm série 18 qui possède les caractéristiques suivantes :

$$d = 25 \text{ mm}, D = 37 \text{ mm}, r = 0,5 \text{ mm}, d_1 = 29 \text{ mm}, D_1 = 33 \text{ mm}$$

## **b. Vérification du diamètre de l'axe :**

### **• Vérification en statique :**

Les diagrammes de l'effort tranchant, du moment fléchissant et du moment de torsion :

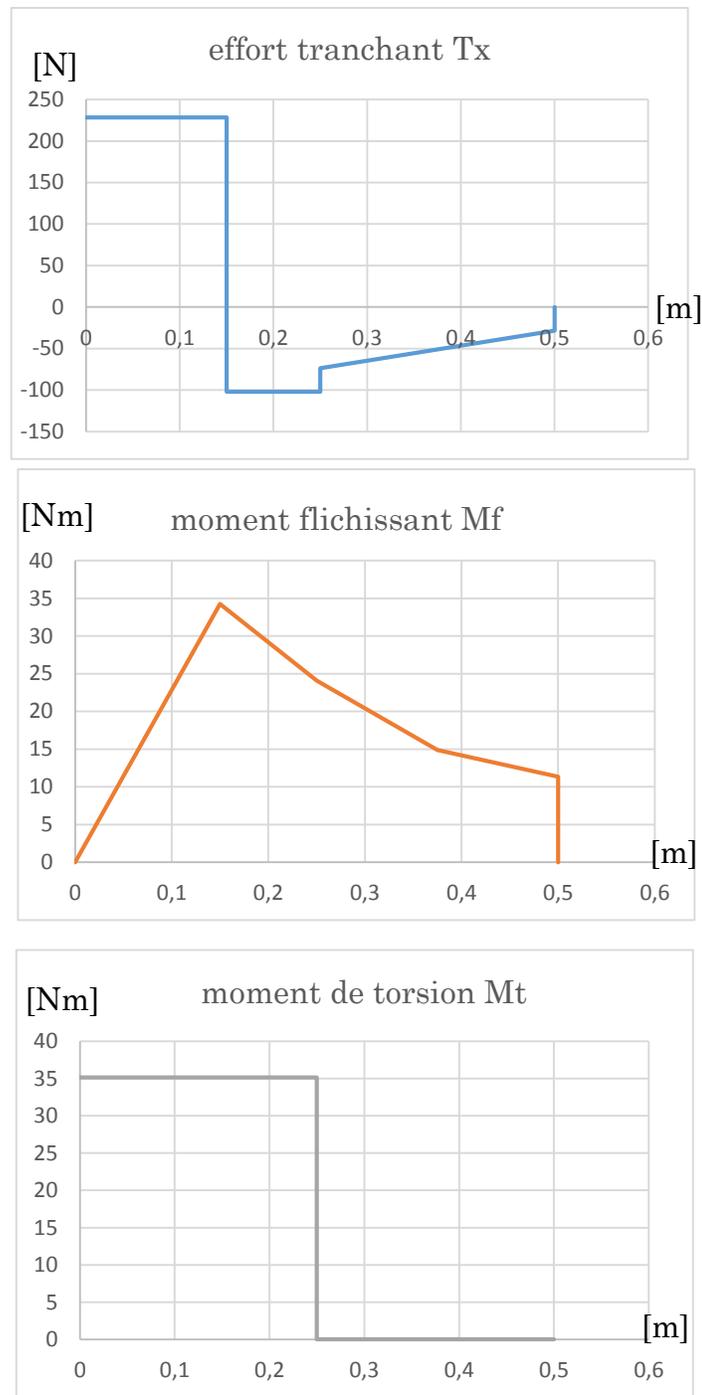


Figure I-10 : Les diagrammes de l'effort tranchant, du moment fléchissant et du moment de torsion

D'après les diagrammes de l'effort et des moments, on remarque que la section la plus sollicitée c'est la section au niveau du palier B, cette section est soumise à :

$$T = 330,525 \text{ N}$$

$$M_x = 34,27 \text{ Nm}$$

$$M_t = 35,16 \text{ Nm}$$

Les contraintes nominales associées sont :

La contrainte nominale en flexion :

$$\sigma_f = \frac{32M_f D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{32 \times 34,27 \times 0,025}{\pi(0,025^4 - 0,02^4)} = 37,84 \text{ MPa}$$

La contrainte tangentielle de torsion :

$$\tau_t = \frac{16M_t D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{16 \times 35,16 \times 0,025}{\pi(0,025^4 - 0,02^4)} = 19,41 \text{ MPa}$$

La contrainte tangentielle de cisaillement :

$$\tau_c = \frac{4T}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \times 330,525}{\pi(0,025^2 - 0,02^2)} = 1,9 \text{ MPa}$$

La contrainte nominale équivalente :

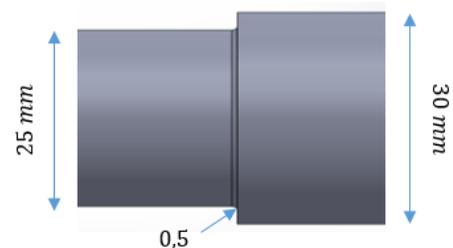
Au niveau de la section B il y a un changement de section pour des raisons de l'emplacement des roulements, donc on doit tenir compte l'effet de la concentration de contrainte :

La contrainte de Von Mises :

$$\sigma_e = \sqrt{(K_{tt}\sigma_t + K_{tf}\sigma_f)^2 + 3(K_{to}\tau_t + \tau_c)^2}$$

$r = 0,5, t = 2,5, d = 25 \text{ mm}, D = 30 \text{ mm}$  D'où  $K_p = 4,09$

et  $K_q = 2,236$



On trouve les coefficients :

$$K_{tf} = 2,43, K_{to} = 1,93$$

$$\sigma_e = \sqrt{(2,43 \times 37,84)^2 + 3(1,93 \times 19,41 + 1,9)^2} = 114,46 \text{ MPa}$$

La limite élastique de l'acier est de 185 MPa, le coefficient de sécurité est de :

$$\frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{185}{114,46} = 1,62$$

Le coefficient de sécurité en statique est bon.

• **Vérification en fatigue :**

$$\sigma_{fm} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tm} = 19,06 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cm} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fa} = 37,84 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ta} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ca} = 1,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{me} = \sqrt{(\sigma_{tm} + \sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2} = 33,01 \text{ MPas}$$

$$\sigma_{ae} = \sqrt{(K_{tt}\sigma_{ta} + K_{tf}\sigma_{fa})^2 + 3(K_{to}\tau_{ta} + \tau_{ca})^2} = 92,01 \text{ MPas}$$

Pour une section épaulée avec : r=0,5 mm, d=25mm, D=30 mm

$$\chi_t = 4, \chi_f = 4,07, \chi_0 = 2,07$$

$$\chi_{me} = \sqrt{\frac{(\chi_t\sigma_{tm} + \chi_f\sigma_{fm})^2 + 3(\chi_0\tau_{tm} + \tau_{cm})^2}{(\sigma_{tm} + \sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2}} = 2,07$$

Pour un acier S235, on a  $R_m = 340 \text{ MPas}$

$$R_{mp} = R_m(0,25\text{Log}(\chi_{me}) + 1,4) = 502,857 \text{ MPas}$$

Pour un nombre de cycle supérieur à  $10^7$  :

$$\sigma_{Dp} = K_s(a \times \log \chi_{me} + b)$$

Le coefficient  $K_s$  est obtenu à partir de l'abaque en tenant compte de la rugosité totale  $R_t$  et de la limite de rupture  $R_m$ , pour un état de surface passable on a  $R_t = 20 \mu m$  avec  $R_m = 340 MPas$  on trouve :  $K_s = 0,89$

Pour  $R_m = 340 MPas$ , on a  $a=140/3$ ,  $b=180$  (tableau)

$$\sigma_{Dp} = 0,89 \times \left( \frac{140}{3} \times \log 2,07 + 180 \right) = 173,32 MPas$$

Classe acier ( $R_m$ en $N.mm^{-2}$ )	$a$	$b$
$R_m \geq 1400$	100/3	655
$1200 \leq R_m < 1400$	110/3	585
$1000 \leq R_m < 1200$	120/3	520
$900 \leq R_m < 1000$	130/3	465
$800 \leq R_m < 900$	130/3	430
$700 \leq R_m < 800$	135/3	390
$600 \leq R_m < 700$	135/3	335
$500 \leq R_m < 600$	140/3	295
$400 \leq R_m < 500$	140/3	245
$R_m < 400$	140/3	195
<b>Classe acier moulé</b> ( $R_m$ en $N.mm^{-2}$ )		
$350 \leq R_m < 500$	140/3	180
$R_m < 350$	140/3	135

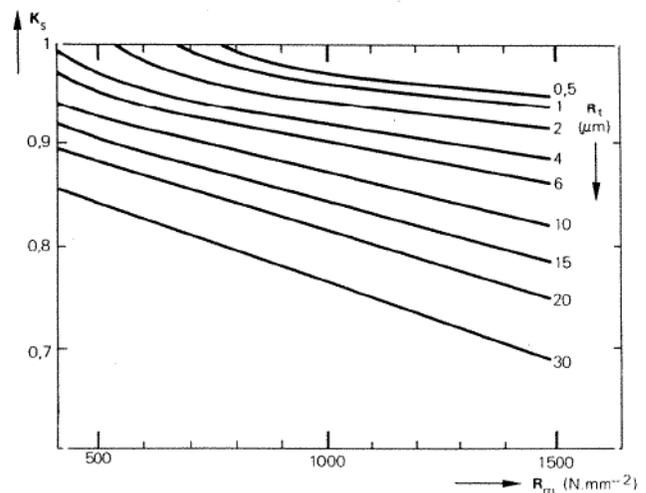


Figure I-12 : détermination de  $K_s$  (CETIM) ([2] A.DAIDIE 2015)

Figure I-11 : détermination des paramètres pour le calcul de  $\sigma_{Dp}$  (CETIM) ([2] A.DAIDIE 2015)

Les coefficients de sécurité en fatigue :

$$\alpha_{FAB} = \frac{1}{\frac{\sigma_{ae}}{\sigma_{Dp}} + \frac{\sigma_{me}}{2R_{mp} + \sigma_{Dp}}} = \frac{1}{\frac{92,01}{173,32} + \frac{2,17}{2 \times 502,857 + 173,32}} = 1,78$$

$$\alpha_{FBC} = \frac{R_{mp}}{\sigma_{ae} + \sigma_{me}} = \frac{502,857}{92,01 + 2,17} = 5,33$$

$$\alpha_F = \text{Min}(\alpha_{FAB}, \alpha_{FBC}) = 1,78$$

Le coefficient de sécurité en fatigue est acceptable.

**c. Calcul la flèche :**

Le calcul de la flèche maximale de l'axe nous permet de vérifier la condition de tolérance pour qu'elle ne dépasse pas une certaine limite  $L/300$  de la longueur de l'axe libre.

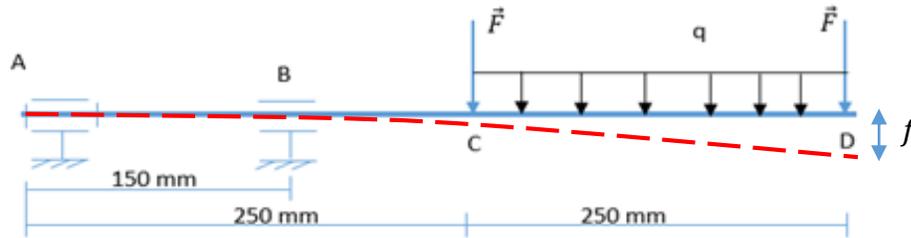


Figure I-13 : représentation de la flèche

La flèche maximale de l'axe se situe au niveau de la section D, pour calculer la flèche on a une flèche due à deux forces  $\vec{F}$  et une flèche due à une charge répartie  $q$ , l'expression de la flèche totale est donnée par.

$$f_{max} = \frac{FL_1^3}{EI} + \frac{FL_2^3}{EI} + \frac{5qL^4}{384EI}$$

$E$ : Le module d'élasticité pour l'acier  $E = 210 \text{ GPa}$

$I$ : Le moment d'inertie de la section de l'axe, dans notre cas l'axe est creux

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} = \frac{\pi(0,025^4 - 0,02^4)}{32} = 2,263 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$f_{max} = \frac{28,5 \times 0,1^3}{210 \times 22,63} + \frac{28,5 \times 0,35^3}{210 \times 22,63} + \frac{5 \times 180,504 \times 0,25^4}{384 \times 210 \times 22,63} = 0,262 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La flèche calculée ne doit pas dépasser la limite admissible  $L/300$  avec  $L$  la longueur de l'axe.

$$\text{On a: } f_{limite} = \frac{L}{300} = \frac{0,5}{300} = 1,667 \times 10^{-3} \text{ m} > f_{max}$$

Donc le critère est vérifié.

### 3) Le choix du moteur et de son réducteur

La transmission de puissance du moteur vers l'axe du tambour passe par deux étapes (par un réducteur de vitesse à engrenages et puis par un système poulie courroie), dans cette partie on va calculer les éléments nécessaires pour réaliser cette transmission.

Le schéma suivant présente la chaîne de transmission du moteur vers l'axe du tambour

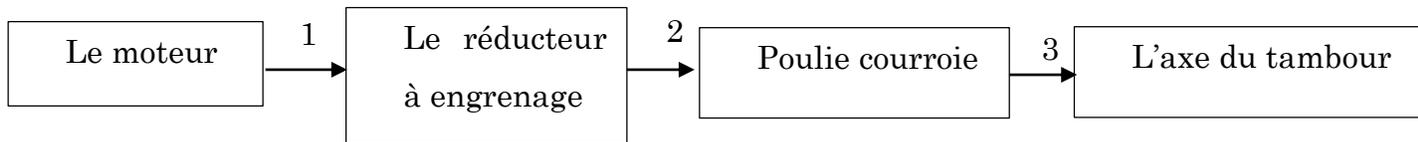


Figure I-14 : chaîne de transmission de puissance

La raison d'ajouter une transmission par poulie et courroie c'est de déplacer le centre d'inertie de la machine vers la base pour avoir plus de stabilité.

Dans un premier temps on démarre par les paramètres calculés au niveau 3 (l'axe du tambour) et puis on calcule ces paramètres pour les ramener au niveau de l'arbre moteur 1.

Une fois les paramètres sont définis on effectue un choix d'un moteur et puis on revient pour recalculer les autres paramètres jusqu'à l'axe du tambour.

- **Au niveau 3 :**

Le couple d'entraînement calculée :  $C_3 = 35,16 \text{ Nm}$

La fréquence de rotation :  $N_3 \in [48,85; 75] \text{ trs/mn}$ , soit  $N_3 = 75 \text{ trs/mn}$ .

La puissance :  $P_3 = C_3 \times N_3 \times \frac{2\pi}{60} = 276,14 \text{ W}$  si on estime les pertes de puissance toute au long de l'axe du tambour à une valeur de  $0,15P_3$ , on trouve  $P_3 = 317,56 \text{ W}$ .

- **Au niveau 2 :**

On considère une transmission par poulie et courroie trapézoïdale avec un rapport normalisé  $r_p = 2$  et un rendement de  $\eta_p = 0,8$ .

La puissance:  $P_2 = 317,56/\eta_p = 396,95 \text{ W}$ .

La fréquence de rotation:  $N_2 = N_3 \times r_p = 150 \text{ trs/mn}$ .

$$C_2 = \frac{35,16}{\eta_p r_p} = 21,975 \text{ Nm}$$

- **Au niveau 1 :**

Le passage de 2 à 1 exige un réducteur de vitesse qui a un rapport de :

$$\frac{1}{r_{\text{réd}}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{150}{900} = \frac{1}{6}$$

Ce rapport de réduction peut être obtenu avec un réducteur parallèle à engrenages cylindriques qui possède généralement un meilleur rendement, soit  $\eta_{\text{réd}} = 0,98$ .

D'où on a les paramètres suivants :

$$P_1 = P_2/\eta_{\text{réd}} = 405,05 \text{ W}.$$

$$C_1 = \frac{C_2}{\eta_{\text{réd}} r_{\text{réd}}} = 3,737 \text{ Nm}.$$

Le moteur triphasé va être choisi suivant les paramètres de puissance, couple et fréquence du système ramené à l'axe moteur soit les paramètres :

$$P_m = 405,05 \text{ W}, C_m = 3,737 \text{ Nm}, N_m = 900 \text{ trs/mn (6 pôles)}$$

D'après le catalogue du constructeur *LZLEROY SOMER*, le moteur qui reprend à ces critères est:

$$LS 80L: P = 0,55 \text{ KW}, C = 5,5 \text{ Nm}, N = 950 \frac{\text{trs}}{\text{mn}}, m = 11 \text{ Kg}$$

Désignation: 6P LS 80L 0,55KW IM2101(IMB 35)400VΔ, ([7] LEROY-SOMER)

Après avoir sélectionné un moteur électrique triphasé, on recalcule les paramètres (puissance, couple et fréquence de rotation) dans chaque niveau de la transmission.

Pour adapter les autres éléments à ce choix on va considérer un réducteur à engrenages parallèles avec un rapport de  $r_{red} = 6$  et un rendement de  $\eta_{red} = 0,98$ .

Avec ce rapport de réduction, on trouve la fréquence de rotation à la sortie du réducteur 143,33 tr/mn.

Le rapport corrigé de la transmission par poulie et courroie sera donc :

$$r_p = \frac{158,33}{75} = 2,11$$

Le rapport normalisé le plus proche est de 2,12.

Remarque : (le dimensionnement de la transmission poulie et courroie sera abordé dans la partie suivante)

Les résultats de calcul sont résumés dans le tableau suivant :

	puissance (KW)	couple (N.m)	fréquence de rotation (tr/mn)	rapport de réduction	Rendement
1	0,55	5,5	950	/	/
2	0,539	32,34	158,33	6	0,98
3	0,43	54,84	74,68	1,9	0,9

#### 4) Calcul du système de transmission poulie-courroie ([8])

La transmission de la puissance entre le moteur et l'axe du tambour se fait à l'aide d'un système poulie-courroie.

Cette transmission nous permet d'avoir plusieurs avantages tel que :

Transmission bonne.

Facilité d'entretien.

En plus ça permet d'avoir une transmission à distance, dans notre cas l'axe du tambour est situé à une hauteur de 1,2m donc il est préférable de placer le moteur proche de la terre pour déplacer le centre d'inertie de la machine plus bas.

- **Dimensionnement de la courroie :**

Calcul de la puissance corrigée:  $P = P \times S$ , avec :  $S = S_1 \times S_2 \times S_3$

$S_1 = 1$  Pour une utilisation journalière de 8 h.

$S_2 = 1,25$  Pour un couple transmis très variable.

$S_3 = 1,3$  Dépend de la nature du moteur, des démarrages fréquents.

$$P = P \times S = 0,044 \times 1,625 = 0,071 \text{ KW}$$

A partir du graphe suivant on choisit le type de la section de la courroie : On choisit donc une courroie avec une section de type SPZ qui possède les caractéristiques suivantes :

$l_p$ (mm)	8,5
$M$ (mm)	10
$N$ (mm)	8
$\alpha$ °	34

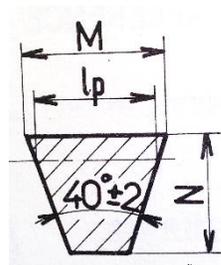


Figure I-15 :  
section d'une  
courroie  
trapézoïdale  
([8])

- **Les diamètres des poulies:**

Le rapport de transmission est donné par la relation :

$$R = \frac{D_p}{d_p}$$

Dans les diamètres normalisés des poulies, les deux diamètres qui nous permettent d'avoir ce rapport sont :

Poulie menant $d_p(mm)$	75
Poulie menée $D_p(mm)$	140

- **L'arc d'enroulement :**

$$\beta = 180^\circ - 2\alpha = 112^\circ$$

- **La longueur de la courroie :**

On utilise la formule approchée suivante :

On considère un entraxe  $E = 600 \text{ mm}$ .

$$L_p = 2E + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4E}$$

$$L_p = 2(600) + \frac{\pi(160 + 85)}{2} + \frac{(160 - 85)^2}{4(600)} = 1587,18 \text{ mm}$$

Si on choisit un constructeur LUFRA, on trouve la longueur normalisée la plus proche est :  $L_p = 1587 \text{ mm}$ .

On corrige l'entraxe de la courroie:  $\Delta E = \frac{1587 - 1587,15}{2\cos\alpha} = -0,1 \text{ mm}$ .

## 5) Assemblage des accessoires

- **Le flasque arrière :**

La liaison entre les tubes du flasque arrière et l'axe du tambour est une liaison d'encastrement, cette liaison ne doit pas permettre aucun mouvement relatif.

La liaison d'encastrement peut être réalisée par plusieurs solutions : (une clavette, une goupille, une vis de pression ...), or ces solutions bien qu'elle nous permet une liaison complète mais ça risque d'affaiblir l'axe par enlèvement de la matière et comme l'axe est creux ça va subir plus de contraintes qui peuvent engendrer une usure.

Une meilleure solution pour cela peut être obtenue par l'utilisation d'un manchon de blocage, ce dernier nous assure une bonne liaison d'encastrement démontable.

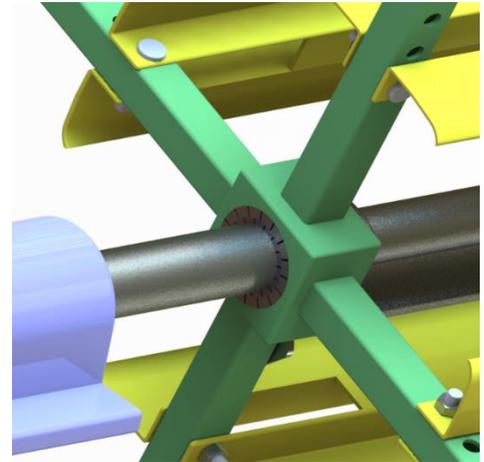


Figure I-16 : fixation du flasque arrière

Le choix d'une liaison d'encastrement démontable permet une interchangeabilité des accessoires.

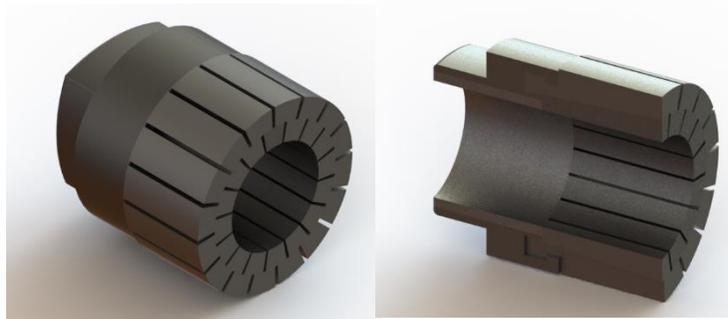


Figure I-17 : manchon de blocage

On choisit un manchon de blocage type trantorque normalisé :  $d = 25\text{mm}$  (diamètre de l'axe)

$$D = 44,5\text{ mm}, L_1 = 47,5\text{mm}, L_2 = 21,5\text{mm}, A = 38\text{mm}, B = 11\text{mm}$$

Le couple de serrage est de :  $C = 170\text{ Nm}$

Le couple maximum est de :  $C_{max} = 339\text{ Nm}$

Le manchon choisit va tenir bien.

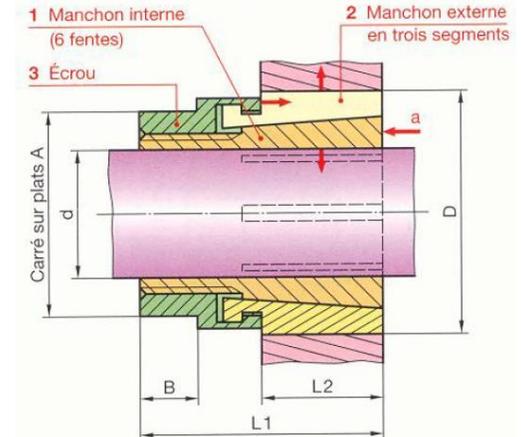


Figure I-18 : manchon ([5] A.CHEVALIER 2004)

- **Les ailes :**

Les quatre ailes sont lié avec une liaison pivot de part et d'autres des tubes, la liaison n'est pas soumise à des efforts importants, on utilise des axes normalisés pour ce type de liaison.

Axe fileté de 6.35

Ecrou à tête hexagonale : ISO – 4032 – M5,0,8 – W – C

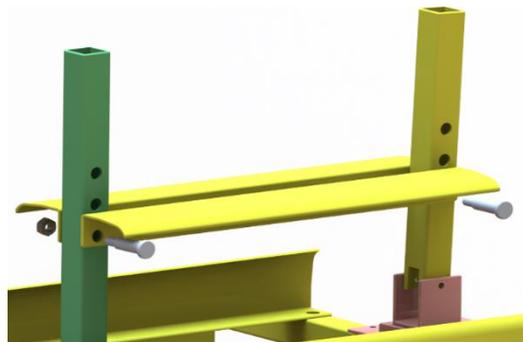


Figure I-19 : assemblage d'un ail.

- **Le flasque avant :**

La liaison entre le flasque avant et l'axe du tambour est une liaison glissière, cette liaison sert pour décharger le rouleau.

Comme le mouvement de la glissière est fréquent, on utilise des éléments roulants pour minimiser le frottement entre les deux pièces ainsi pour éviter tous blocage qui peut se produit sous l'effet de l'arc-boutement.

On adopte une simple douille fermée KH2540 (SKF).

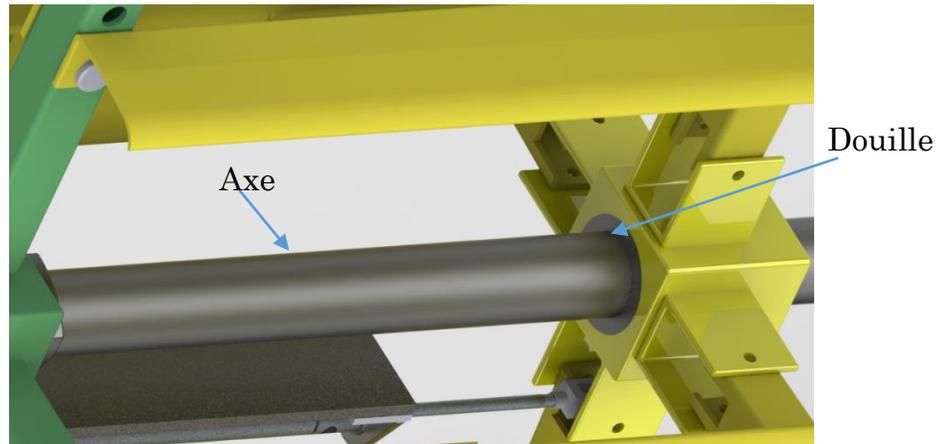


Figure I-20: assemblage axe/flasque avant

Le mouvement de la glissière est assuré par un vérin pneumatique qui sert à déplacer automatiquement en va et vient le flasque avant.

Le dimensionnement du système sera abordé dans le prochain paragraphe.

## 6) La décharge du rouleau

Lors du fonctionnement du tambour le flasque avant doit prendre une position précise sur l'axe du tambour pour donner la largeur du rouleau.

Une fois le rouleau est chargé (la longueur de la gaine enroulée est atteinte), l'opérateur agit sur le flasque avant pour récupérer le rouleau.

Pour faciliter l'opération de la récupération on propose ici une solution simple et fiable, c'est d'installer en fait un vérin pneumatique.

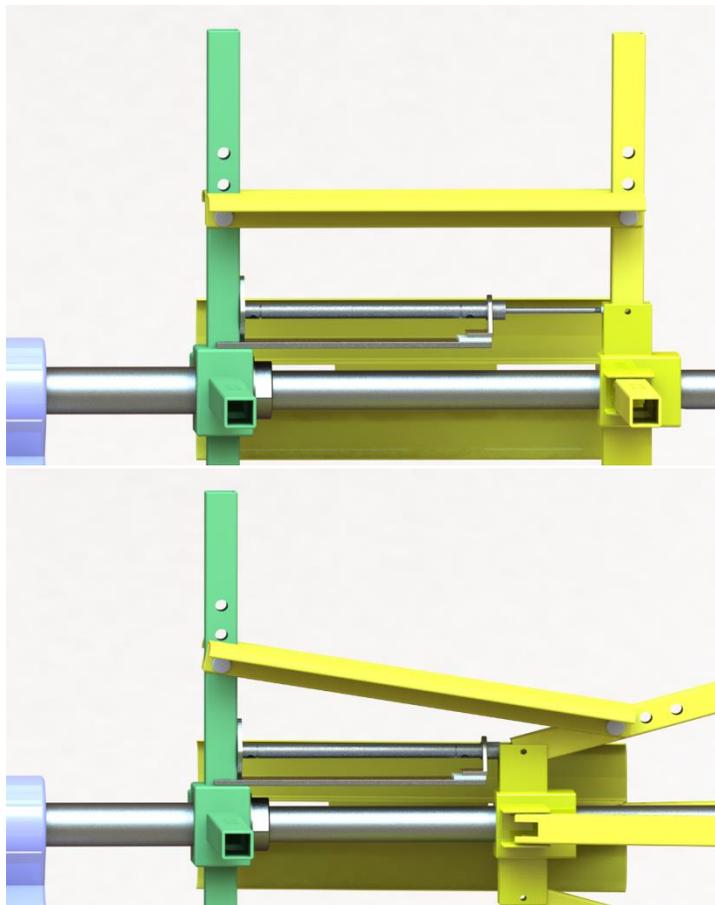


Figure I-21 : tambour ouvert et tambour fermé

Pour commencer l'enroulement de la gaine, l'opérateur appuie sur le boulon d'alimentation du vérin alors l'air comprimé est envoyé à l'intérieur du cylindre et la tige sort.

Le choix des éléments qui correspondent mieux à cette solution nécessite la connaissance de la distance à parcourir et l'effort  $F$  qu'il faut appliquer sur la glissière pour faire plier les tubes du flasque.

- **Calcul de la force  $F$  :**

La force  $F$  est donnée par la relation :

$$F = F_1 + F_2$$

$F_1 = Mg\mu$ , force qui vaincre les frottements entre la glissière et l'axe,  $M$  étant la masse à déplacer.

Le coefficient de résistance au roulement  $\mu$  varie de 0,008 à 0,01 au démarrage et de 0,004 à 0,008 au mouvement ([6] H.longeot, 1982).

$F_2 = M\alpha$ , force dû à l'accélération.

$M = 0,500 \text{ Kg}$ ,  $g = 9,81$ .

Le calcul de la force  $F$  nous donne une valeur de quelques Newtons, pour cela on admet une valeur de  $F=10\text{N}$  pour tenir compte des frottements que peuvent apparaitre au niveau des liaisons pivots (tube/ail et tube/glissière).

- **Le choix du vérin :**

Le vérin pneumatique est un actionneur qui réalise un mouvement de translation (ou de rotation pour certains types) à partir d'une source d'énergie pneumatique. A chaque vérin (ou actionneur), est associé un distributeur, ou pré actionneur, qui assure la commutation des circuits. (A.CHEVALIER 2004)

Dans notre cas l'effort qu'on veut assurer est de 10N, pour cela on choisit un micro vérin pneumatique.

On distingue aussi un autre critère de choix selon le sens d'application de l'effort, s'il s'agit seulement d'un seul sens en sortie de la tige (force de poussée) on parle

d'un vérin simple effet, dans le cas où le vérin travaille dans les deux sens (force de poussée et force de tirage) on parle d'un vérin double effet.

On choisit un vérin à double effet qui développe une force de poussée 40N et une force de tirage 32N, le diamètre de son alésage est de 10 mm:



Figure I-22 : vérin pneumatique à double effets

La course du vérin est calculer à partir la distance que doit parcourir par la glissière pour réaliser la décharge du rouleau :

On considère le schéma de la figure et soit les longueurs suivantes :

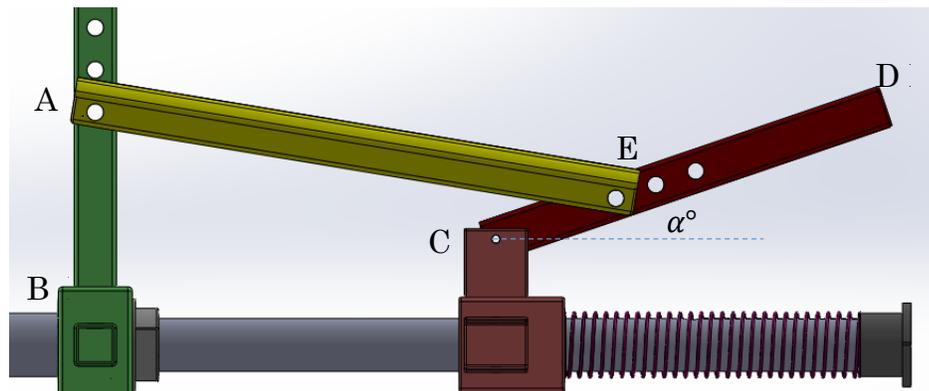


Figure I-23 : calcul course du vérin

$$AB = 82,5 \text{ mm}, CE = 60, CD = 200 \text{ mm}, AE = 250 \text{ mm}.$$

Dans un premier temps on cherche l'angle  $\alpha$  pour avoir la condition  $CD \times \sin(\alpha) \leq AB$ , on trouve  $\alpha = 35^\circ$ .

On calcule maintenant la déformée  $f$  en suivant les relations géométriques et on trouve :

$$f = CE \cos(\alpha) + AE - \sqrt{AE^2 - (AB - AB \sin 36) ^2}$$

$$f = 51,63 \text{ mm}$$

Donc on choisit une course  $> 51,63 \text{ mm}$ , soit une course  $80 \text{ mm}$

Vérin double effet *ISO 6432* –  $10 \times 80$ .

### 7) Conclusion

Dans ce chapitre on a dimensionné le tambour pour qu'il supporte les efforts et les moments en régime statique et dynamique ensuite on a vérifié les résultats par une simulation sur SolidWorks.

Ainsi on a adopté des solutions technologiques pour la liaison des éléments d'une manière à accomplir l'exigence de la fiabilité.

Dans un dernier temps on a proposé et développé une solution qui permet un déchargement facile du rouleau et ça à travers l'utilisation d'un vérin à double effet.

## I.4. Mécanisme de guidage :

### 1) Introduction

Le mécanisme de guidage en translation permet de déplacer transversalement en va et vient la gaine en fur et à mesure que cette dernière s'enroule sur le tambour. Ceci pour avoir un enroulement en spires jointives de la gaine électrique.

Le mouvement de translation est obtenu à l'aide d'un système de transformation de mouvement tel que : une vis – écrou, un pignon crémaillère.



Figure I-24 : rouleau avec des spires jointives.

Le système fonctionne de la manière suivante :

- Pour chaque tour complet du tambour, le système s'avance d'un pas égale au diamètre de la gaine  $d_g$ .
- En rapprochant de l'extrémité du rouleau le système s'arrête pour réaliser la dernière spire de la nappe en suite sur le même endroit il réalise la première spire de la nappe suivante et il change le sens pour balayer le rouleau suivant la nouvelle nappe.

La gaine électrique est guidée par trois galets de guidage en polymère, ces trois galets sont montés sur une barre qui est entraînée par un système de pignon crémaillère.

La barre de guidage est posée sur deux tiges de guidage en translation, ces dernières sont portées par quatre paliers douilles à billes.

La figure suivante représente le mécanisme, la gaine est dessinée en rouge.

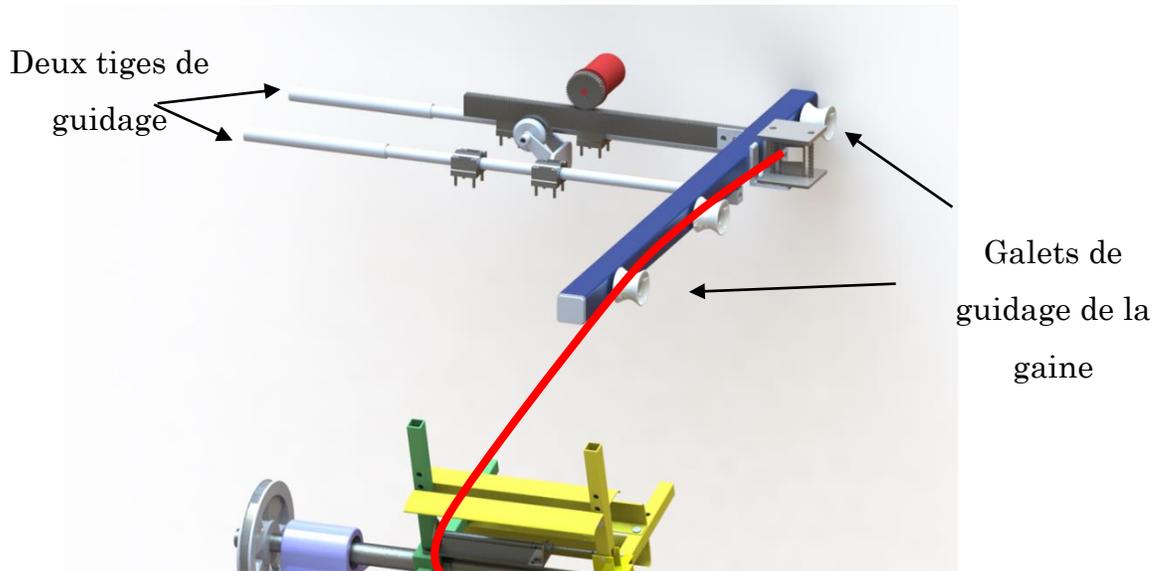


Figure I-25 : mécanisme de guidage

Dans cette partie on s'intéresse à l'étude du système de transformation de mouvement, ainsi le dimensionnement des tiges de guidage et le choix des éléments de guidage en translation appropriés.

### 2) vitesse d'avance du système

Pour assurer un enroulement en spires jointives, le système doit s'avancer d'une distance égale au diamètre de la gaine pour chaque tour du tambour.

La fréquence de rotation du tambour est donnée par la relation :

$$\omega_i = \frac{2V_l * 30}{d_{mi} \pi} 10^3 = \frac{V_l * 60}{d_{mi} \pi} 10^3 \text{ trs/mn}$$

La durée nécessaire pour réaliser une spire complète:

$$T_i = \frac{D_i[m]}{V_i[m/s]} = \frac{\pi d_{mi} \times 10^{-3} \times 60 \times 10^3}{\pi \omega_i d_{mi}} = \frac{60}{\omega_i} [s]$$

$D_i$ : Périmètre d'une spire pour une nappe  $i$  donné.

La vitesse d'avance est donnée donc par la relation :

$$V_i = \frac{d_g}{T_i} = \frac{0,011\omega_i}{60} [m/s]$$

On remarque d'après la dernière expression que la vitesse d'avance  $V_i$  est proportionnelle avec la fréquence de rotation  $\omega_i$ .

Les valeurs des vitesses d'avance sont données dans le tableau suivant:

napp e	diamètre (mm)	fréquence de rotation (tr/mn)	vitesse d'avance (m/mn)
1	231,0	74,89	0,824203822
2	251,5	68,78	0,756943104
3	272,1	63,59	0,699831987
4	292,6	59,13	0,650734291
5	313,1	55,25	0,608074005
6	333,6	51,85	0,570662966
7	354,2	48,85	0,537588468

### 3) Guidage en translation

Pour faciliter le mouvement de translation de la barre de guidage, on pose le système sur deux tiges qui servent à guider mieux la gaine dans la direction transversale et à supporter le poids de la barre.

La charge à déplacer est composée de plusieurs éléments : la barre de guidage et le bloc de la cisaille qui fixée sur la barre.

Dans un premier temps on doit vérifier par un calcul RDM les dimensions des deux tiges pour qu'elles supportent les charges exercées sur la barre de guidage.

- **Vérification RDM :**

On considère au départ que la tige est de section circulaire creuse : le diamètre extérieur et intérieur sont respectivement 16 mm et 10 mm.

La section la plus sollicitée est située au niveau de la douille de guidage, on calcule donc les contraintes dans cette section :

Le poids de l'ensemble barre et cisaille peut être estimé par le calcul suivant :

$$P_{barre} = (m_{cisaille} + m_{barre}) \times 9,81$$

$m_{cisaille}$ : La masse de la cisaille.

$$P_{barre} = 4 \times 9,81 = 39,24 N$$

On suppose que chaque tige support la moitié de ce poids i.e. : 19,62 N

Le moment de flexion  $M_f = (20) \times L_{tige} = 20 \times 0,4 = 8 Nm$

$$\sigma_{fc} = \frac{32M_{fc}D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{32 \times 4 \times 0,016}{\pi(0,016^4 - 0,01^4)} = 23,47 MPa$$

Si on suppose que le matériau de la tige est en acier S235(E24), la limite élastique est de 185 MPa, on calcule le coefficient de sécurité et on trouve :

$$\frac{R_e}{\sigma_{fc}} = \frac{185}{23,47} = 7,88$$

La condition de la limité élastique est vérifiée.

On doit aussi vérifier la résistance de la tige à la position où le cisailage de la gaine est effectué, en fait à la fin de l'enroulement le système de guidage se déplace pour atteindre une position au-dessous du vérin et le vérin exercera un effort de cisailage de 600N, alors de même, on calcule la contrainte de flexion à ce niveau

qui est la somme de la contrainte calculée précédemment dû au poids du système de guidage plus la contrainte du au effort de cisailage de la gaine :

$$\sigma_{ft} = \sigma_{fc} + \sigma_{fcisa}$$

$$\sigma_{fcisa} = \frac{32M_{fcisa}D}{\pi(D^4 - d^4)}$$

Avec  $M_{fcisa} = F_{cisa} \times l = 600/2 \times 0,1 = 30 \text{ Nm}$

$$\sigma_{fcisa} = \frac{32 \times 30 \times 0,016}{\pi(0,016^4 - 0,014^4)} = 88,037 \text{ MPas}$$

$$\sigma_{ft} = 88,037 + 23,47 = 111,84 \text{ MPas}$$

Le coefficient de sécurité :

$$\frac{R_e}{\sigma_{fc}} = \frac{185}{111,84} = 1,65$$

Pour un coefficient de sécurité plus pratique on peut choisir un acier plus résistant soit un acier E335 (A60) avec  $R_e = 335 \text{ MPas}$ , on recalcule le coefficient de sécurité dans ce cas pour la contrainte de flexion totale et on trouve :

$$\frac{R_e}{\sigma_{fc}} = \frac{335}{111,84} = 2,99$$

Le coefficient de sécurité trouvé est bon.

<b>ACIERS (steel)</b>			
Nom + TTh	Rm (MPa)	Re (MPa)	E (GPa)
S 235 (E24)	340	185	205
E 335 (A60)	570	335	205
C35 (XC38) recuit	585	340	205
34 CrMo4 (35 CD4) trempé revenu	920	550	205
36 NiCrMo16 (35 NCD16) trempé revenu	1200	900	205

Figure I-26 : caractéristiques des aciers

- **Vérification de la flèche :**

$f_{1max}$ : Flèche de la tige due au poids de la barre de guidage  $P_{barre}$ .

$f_{2max}$ : Flèche de la tige due à l'effort de cisailage de la gaine  $F_{cisa}$ .

$f_{limite}$ : La limite de la flèche.

$EI$ : Rigidité de la tige, (pour l'acier  $E=205MPa$ )

$$f_{1max} = \frac{P_{barre} L_{tige}^3}{EI}$$

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} = \frac{\pi(0,016^4 - 0,01^4)}{32} = 0,55 \times 10^{-8} m^4$$

$$f_{1max} = \frac{20 \times 0,4^3}{205 \times 5,5} = 1,13 \times 10^{-3} m$$

$$f_{2max} = \frac{F_{cisa} \times l^3}{EI}$$

$$f_{2max} = \frac{300 \times 0,1^3}{205 \times 5,5} = 0,266 \times 10^{-3} m$$

La flèche calculée ne doit pas dépasser  $L/300$  avec  $L$  la longueur de la tige.

On a  $f_{limite} = \frac{L}{300} = \frac{0,4}{300} = 1,33 \times 10^{-3} m > (f_{1max}, f_{2max})$ .

#### 4) Éléments de guidage

Les deux tiges supportant la barre de guidage sont posées sur des paliers douille à billes, ces dernières servent comme éléments de guidage linéaire, elles possèdent des caractéristique permettant d'avoir un guidage parfait :

Elle n'est utilisable que pour des mouvements rectilignes.

Elle peut supporter une accélération jusqu'à  $40m/s^2$ (ce qui est largement suffisant pour notre application).

La cage de guidage des billes est en matière de plastique, la température ne doit pas dépasser  $100 C^\circ$ .

Capacité de charge et durée des douilles à billes :

On veut calculer la durée en heure  $L_h$ , pour cela on calcul la durée en  $10^5 m$  de la longueur totale de la glissière donnée par la relation suivante :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot 10^5 m, \quad k = 3 \text{ pour les douilles à billes}$$

$C$ : charge de base pour une douille de diamètre 16 mm, pour un mouvement long on prend

$$C = C_0 = 65 \text{ daN.}$$

$P = F_r$  charge dynamique équivalente (= charge radiale).

Si on considère que chaque tige est guidée par deux douilles, alors chaque douille va subir une charge radiale de 5 N, mais on doit tenir compte de l'effort développé par le vérin lors du cisailage de la gaine qui est de 600N.

Pour calculer la charge dynamique équivalente, on considère le cas défavorable où l'effort de cisaillement est transmis totalement à la tige :

$$P = (10 + 300)/2 = 15,5 \text{ daN.}$$

$$L = \left(\frac{65}{15,5}\right)^3 \cdot 10^5 m = 73 \cdot 10^5 m$$

La durée en heure  $L_h$  est donnée par la relation :

$$L_h = \frac{833}{Hn} L$$

$H$ : course pour notre cas  $H = 0,4m$

$n$ : fréquence aller/ retour mn,  $n = 0,25 \left(\frac{1}{0,53} + \frac{1}{0,57}\right)$

$$= 0,91 \text{ mn}$$

$$L_h = \frac{833}{0,4 \times 0,91} \times 73 \cdot 10^5 = 167057,69 \text{ h}$$

On choisit des douilles qui possèdent les caractéristiques suivantes :

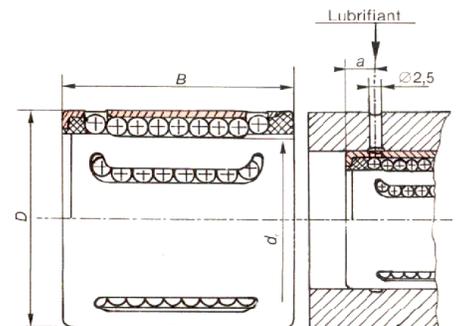


Figure I-27 : douille à bille ([6] H.LONGEOT 1982)

*SKF reference KH 1630*

$$d_r = 16 \text{ mm}, D = 24 \text{ mm}, B = 30 \text{ mm}, a = 7 \text{ mm}$$

## 5) Système de transformation de mouvement

Il existe plusieurs systèmes de transformation de mouvement (de rotation en translation ou l'inverse)

Le système proposé ici c'est l'ensemble pignon crémaillère, il présente certains avantages par rapport au système de vis écrou car ce dernier se bloque facilement pour une simple erreur d'alignement et cause un glissement entre la vis et l'écrou.

### a. Dimensionnement du système pignon crémaillère :

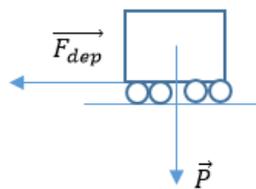
Pour choisir le système approprié on doit d'abord calculer la force nécessaire pour déplacer la charge et connaître les vitesses linéaires voulues.

La force nécessaire pour déplacer la charge :

Le système de guidage se déplace en translation à l'aide des deux tiges guidées par quatre douilles à bille, pour évaluer la force nécessaire pour déplacer la charge, on considère les hypothèses suivantes :

Le coefficient de frottement des billes est de 0,01.

Le temps d'accélération est de 0,15 seconds puis la vitesse du système se stabilise.



$$F_{dep} = F_1 + F_2$$

Avec :

$F_1$ : La force pour vaincre les frottements.

$m_{charge}$ : La masse de la barre plus la masse de la cisaille, elle est égale à 4 Kg.

$$F_1 = m_{charge} \times g \times 0,01 = 4 \times 9,81 \times 0,01 = 0,39 \text{ N}$$

$F_2$ : La force pour accélérer la charge lors du démarrage.

$$F_2 = m_{charge} \times a, a = \frac{V_1 - V_0}{0,15}, F_2 = m_{charge} \times a = 4 \times 0,09 = 0,36 \text{ N}$$

$$F_{dep} = 0,75 \text{ N}$$

Le système de pignon crémaillère doit déplacer une charge de 10N à une vitesse qui varie de 0,53 à 0,82 m/mn, en utilisant la formule de Willis simplifié pour déterminer le module d'engrènement :

$$m \geq 2,35 \sqrt{\frac{F_{dep}}{k \times \sigma_p}}$$

Dans la formule précédente  $\sigma_p$  en  $N/mm^2$  c'est la contrainte admissible à la traction su matériau,  $k$  c'est le rapport longueur de la dent sur le module (valeur courante 10 à 12).

Si on considère le matériau de l'inox, on a  $\sigma_p = 300 \text{ N/mm}^2$

$$m \geq 2,35 \sqrt{\frac{10}{10 \times 300}} \approx 0,135 \text{ mm}$$

On remarque que le module trouvé est très petit, pour cela on va adopter dans la suite de calcul une valeur de 1mm.

Pour un nombre de dents du pignon égal à 50, on aura un diamètre moyen  $d_{m,pignon} = 50 \text{ mm}$ .

La vitesse de rotation du pignon est calculée par la formule suivant :

$$\omega_p = \frac{2V_i}{d_{m,pignon}}$$

$V_i$ [m/mn]	$\omega_p$ [tr/mn]
0,823785714	5,247043
0,756559117	4,818848
0,699476972	4,455267
0,650404182	4,142702
0,607765537	3,871118
0,570373477	3,632952
0,537315757	3,422393

Avec  $V_i$  vitesse d'avance du mécanisme de guidage (valeur calculée précédemment).

On peut calculer pour chaque nappe l'angle de rotation du moteur par la relation suivante :

Un tour du pignon correspond à une distance parcourue par la crémaillère de  $\pi d_m$  (mm), donc par une simple règle de trois on aura :

$$\theta = \frac{1 \text{ tour} \times 250 \text{ mm}}{\pi d_m} \times 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{tour}} = 10 \text{ rad}$$

**b. Caractéristiques de l'ensemble pignon crémaillère :**

	pignon
Module (mm)	1
Diamètre (mm)	50
Nombre de dents	50
Larguer (mm)	12
Pas primitif (mm)	$\pi$
Angle de pression °	20

	Crémaillère
Module (mm)	2

Longueur (mm)	500
Larguer (mm)	12

**c. Choix du moteur :**

On calcule les paramètres d'entraînement ramenés à l'axe du moteur,

La puissance disponible sur le pignon (supposé accouplé directement avec le moteur) est donnée par :

$$P_p = C \times \omega_p$$

La puissance disponible sur la crémaillère est donnée par :

$$P_{cré} = \eta_{pc} \times P_p$$

Avec  $\eta_{pc}$  le rendement de la transmission pignon-crémaillère, ( $\eta_{pc} \approx 0,95 \dots 0,98$ .)

Cette puissance peut être calculée aussi en fonction de la vitesse de la crémaillère comme suit :

$$P_{cré} = F_{dep} \times V_i$$

Le couple que doit fournir le moteur :

$$C = \frac{F_{dep} \times V_i}{\eta_{pc} \times \omega_p} = \frac{10}{0,9} \times \frac{0,05}{2} = 0,27 \text{ Nm}$$

On choisit un servomoteur synchrone CMP40S du constructeur SEW usocome.

Tension système : 400 V

$n_N$ [min <sup>-1</sup> ]	Moteur	$M_0$	$I_0$	$M_{pk}$	$I_{max}$	$M_{0VR}$	$I_{0VR}$	$m$ [kg]	$J_{Mot}$ [10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> ]
		[Nm]	[A]	[Nm]	[A]	[Nm]	[A]		
3000	<b>CMP40S</b>	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1
	CMP40M	0.8	0.95	3.8	6.0	-	-	1.6	0.15
	CMP50S	1.3	0.96	5.2	5.1	1.7	1.25	2.3	0.42
	CMP50M	2.4	1.68	10.3	9.6	3.5	2.45	3.3	0.67
	CMP50L	3.3	2.2	15.4	13.6	4.8	3.2	4.1	0.92
	CMP63S	2.9	2.15	11.1	12.9	4	3	4.0	1.15
	CMP63M	5.3	3.6	21.4	21.6	7.5	5.1	5.7	1.92
	CMP63L	7.1	4.95	30.4	29.7	10.3	7.2	7.5	2.69
	CMP71S	6.4	4.9	19.2	25	8.7	6.7	7	3.04
	CMP71M	9.4	7.5	30.8	39	13.7	10.9	8.4	4.08
	CMP71L	13.1	9.4	46.9	58	21	15.1	11.4	6.18
CMP80S	13.4	10	42.1	47	18.5	13.8	12.8	8.78	

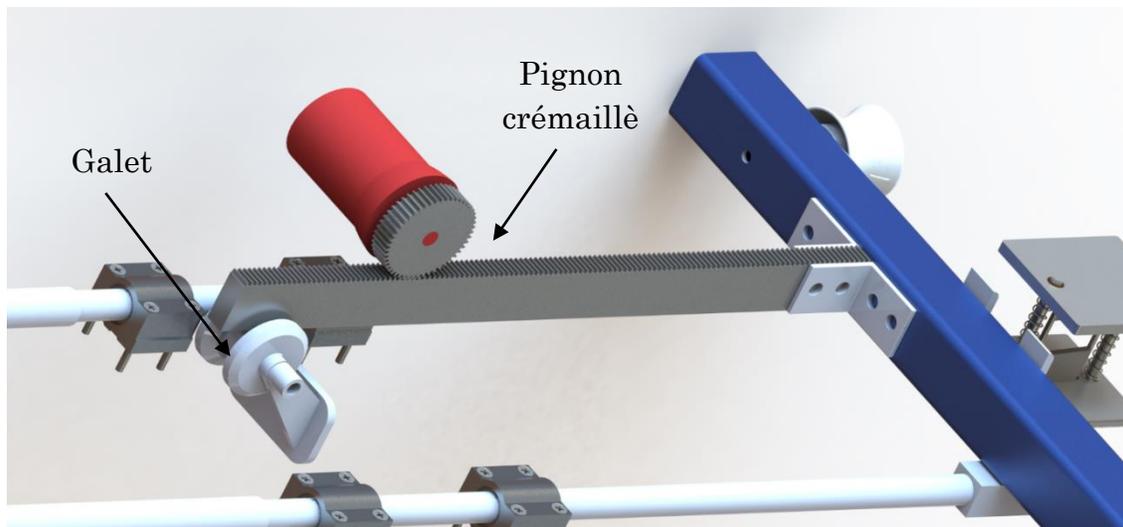


Figure I-28 : pignon crémaillère

## 6) Conclusion

A travers ce chapitre on a calculé les paramètres de guidage : la vitesse, la force que doit développer le système de transformation de mouvement ensuite on a adopté des éléments de guidage : tiges et douilles en respectant les critères de vérification RDM pour supporter les différentes charges.

## I.5. Dimensionnement de la cisaille

### 1) Introduction

La cisaille est constituée de deux lames, une lame supérieure mobile actionnée par un vérin pneumatique et une lame inférieure fixée dans la barre de guidage.

La cisaille sert à couper automatiquement la gaine une fois la longueur totale du rouleau est atteinte, la commande de la cisaille est assurée par un système automatique lié avec un compteur de position métrique.

Dans cette partie on s'intéresse au dimensionnement de la cisaille, le choix du vérin pneumatique.

La gaine électrique et un tube en plastique de diamètre  $11\text{mm}$  et d'une épaisseur de  $1,5\text{mm}$ , le tube est traversé à l'intérieur par un fil d'acier de diamètre  $1\text{mm}$ , ce dernier sert pour le guidage du câble électrique lors d'une installation électrique.



Figure I-29 : la gaine électrique et le fil à l'intérieur

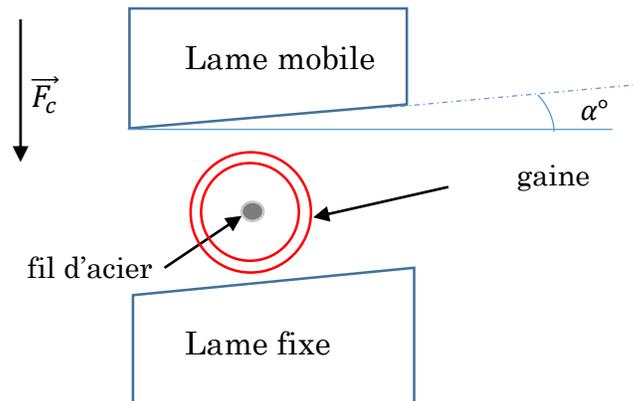


Figure I-30 : vue de face de mécanisme de cisailage

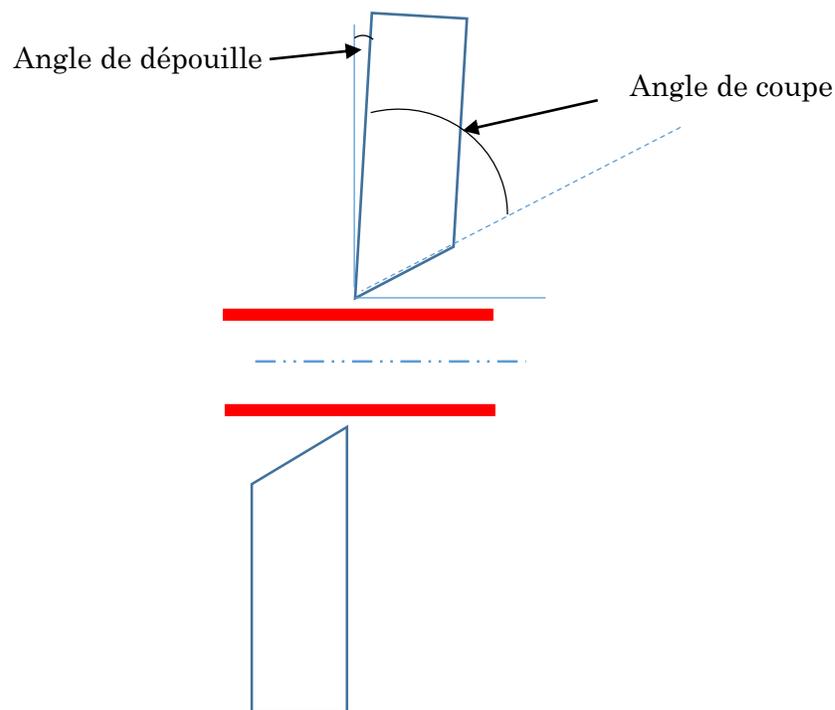


Figure I-31 : vue gauche du mécanisme du cisailage

L'angle de coupe est formé par les surfaces frontale et latérale de la lame. Il est, selon la matière à cisailier, (papier, acier, métaux non ferreux, etc.) de  $75^\circ$  à  $85^\circ$ .

La lame de cisailage doit avoir une épaisseur suffisante pour être assurée contre une flexion de la lame.

L'angle de dépouille est d'environ  $1,5^\circ$  à  $3^\circ$  pour toutes les lames à cisailier. Son but est de diminuer le frottement entre matière et lame. ([4] Dieter pfpnzal 1999)

## 2) Calcul l'effort de cisaillement

$F_{c1}$ : L'effort de coupe exercé sur le fil d'acier.

$S_1$ : La surface du fil d'acier soumise au cisaillement.

$F_{c2}$ : L'effort de coupe exercé sur la gaine.

$S_2$ : La surface soumise au cisaillement, on suppose ici la surface d'un cylindre mince.

$F_c$ : L'effort de coupe.

$\alpha$ : Angle d'inclinaison de la lame.

Pour réaliser le cisaillement on doit évaluer la contrainte de cisaillement des deux matériaux ainsi on calcul l'effort de coupe correspondant suivant la condition suivante :

$$\tau_{\text{cisaillement}} = \frac{F_c}{S_1 + S_2} > R_p$$

$R_p$ : La limite à la rupture en cisaillement.

### • Effort de coupe de l'acier :

Pour l'acier doux on a :  $R_{p,acier} = 0,5R_{e,acier} = 135 \text{ MPas}$

Pour un fil de 1mm de diamètre on trouve :

$$\tau_1 = \frac{F_{c1}}{S_1} > R_{p,acier}$$

$$F_{c1} > 135 \times 10^6 \times \pi(5 \times 10^{-4})^2$$

$$F_{c1} > 106,02 \text{ N}$$

- **Effort de coupe de la gaine :**

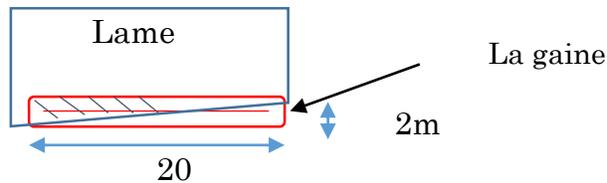
Pour le tube de diamètre 11 mm, on considère le cas où le tuyau est aplati donc le problème revient à cisailier une plaque d'une épaisseur deux fois l'épaisseur du tube.

La formule de calcul de la force de cisaillement est donnée par :

$$\frac{F_{c2}}{S_2} > R_{p,gaine}$$

$F_{c2}$ : L'effort de coupe exercé sur la gaine.

$S_2$ : La surface soumise au cisaillement, on suppose ici la surface d'un cylindre mince aplati:



$$S_2 = \left(2 \times \frac{2}{\text{tg}10}\right) \times 0,5 = 11,34 \text{ mm}^2.$$

$R_p$ : La limite à la rupture en cisaillement,  $R_{p,gaine} = 30 \text{ MPas}$

$$F_{c2} > 16,5 \times 10^{-6} \times 30 \times 10^6 = 340,2 \text{ N}$$

La cisaille doit donc développer une force supérieure à  $F_{c1} + F_{c2} = 446,22 \text{ N}$ ,

Soit donc  $F_c = 45 \text{ daN}$ .

### 3) Le jeu entre les lames

Le jeu entre les lames supérieure et inférieure doit être pris en considération. En effet, un jeu important entre les lames va provoquer des bavures à l'extrémité de

coupe aussi il peut causer l'échappement du fil d'acier. Par contre un jeu nul va provoquer l'usure de la lame.

Pour cela on va adopter une limite du jeu qui peut varier de 0,1 à 0,06 de l'épaisseur à découper ([4] Dieter pfpenzel 1999) par la formule suivante :

$$j = \frac{e}{10}$$

Avec :  $e$  : l'épaisseur de la tôle à cisailer (diamètre du fil).

$e = 1mm$ , donc on choisit un jeu entre les lames de 0,1mm.

#### 4) Le choix du vérin

Après avoir évalué l'effort nécessaire à exercer pour cisailer la gaine, on choisit le moyen qui va développer cet effort.

Dans notre cas il s'agit d'une cisaille entraînée par un vérin pneumatique, ce dernier est caractérisé par plusieurs paramètres de choix :

La section du piston, la course et la pression de fonctionnement.

Généralement lors du choix du vérin on considère une pression de fonctionnement et puis à partir des tableaux (ou abaques) du constructeur on choisit un vérin selon l'effort et la course voulues.

La démarche de la sélection suivante est obtenue à partir du catalogue d'un constructeur NUMATICS :

On calcule d'abord l'effort dynamique équivalent :

$$Ef = \frac{\text{charge réelle}}{\text{taux de charge}}$$

La charge réelle est la charge qu'on veut obtenir pour cisailer la gaine, c'est l'effort calculé dans la section précédente, il est égal à 45 daN.

Le taux de charge est un facteur qui définit le rapport entre la charge réelle et l'effort dynamique disponible en bout de la tige, pour un fonctionnement optimal du vérin, il est recommandé de prendre ce facteur inférieur ou égal à 0,75.

Prenant un facteur de 0,75, on trouve :

$$Ef = \frac{45}{0,75} = 60 \text{ daN}$$

Dans l'abaque "sortie tige", on définit le point de rencontre entre l'effort dynamique calculé et la pression d'alimentation. Le diamètre du vérin nécessaire sera celui dont la courbe passe par ce point ou celui développant un effort immédiatement supérieur.

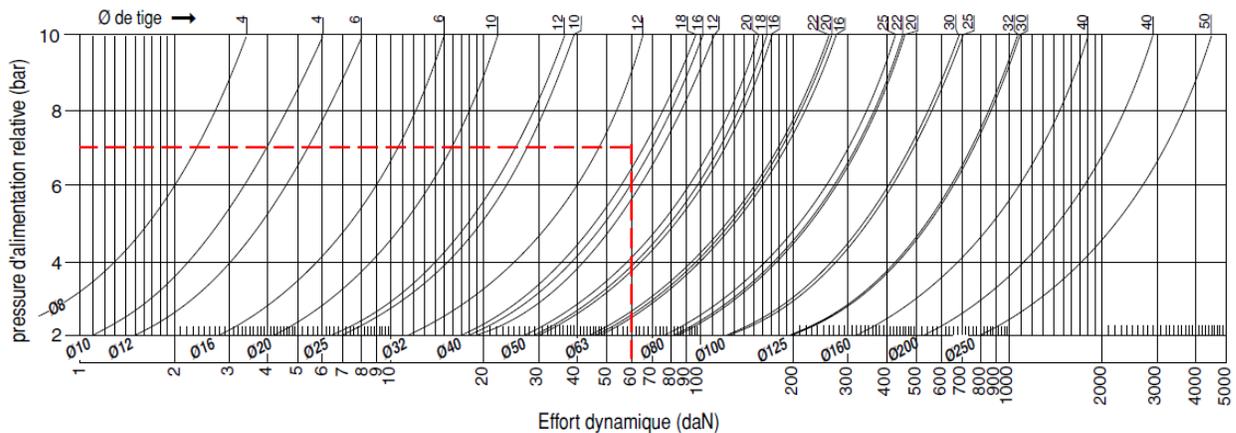


Figure I-32 : graphe de sélection du vérin ([3] NUMATICS s.d.)

Pour un effort développé de 60 daN et sous une pression de 7 bar le point d'intersection sur l'abaque se trouve entre deux valeurs de diamètres 40 mm et 32 mm, on prend alors le diamètre de 40 mm.

Pour un diamètre du vérin de 40mm on choisit une tige de diamètre 16mm, l'effort développé pour une pression d'alimentation de 6 bars est de 70 daN. ([3] NUMATICS s.d.)

Donc le vérin choisit c'est un vérin ronds simple effet, la rentrée de la tige se fait au repos à l'aide d'un ressort :

*ISO 6432 Ø40 Øtige 16 la course à spécifier jusqu'à 400mm*

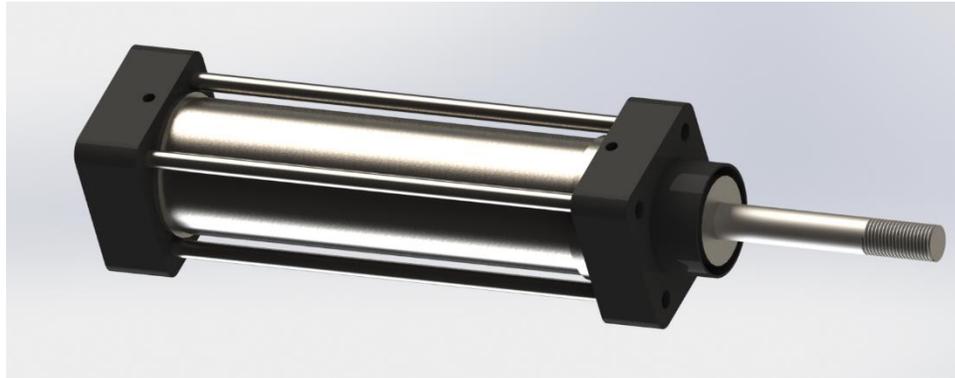
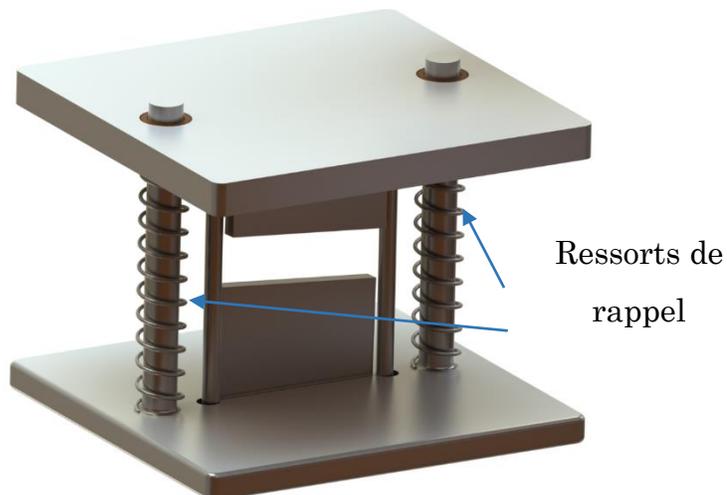


Figure I-33 : vérin pneumatique pour entrainer la cisaille

## 5) Calcul du ressort

Après l'opération de cisailage, la lame supérieure est posée directement sur la lame inférieure donc il faut adopter un élément élastique pour déplacer la lame vers sa position initiale.

On utilise comme solution simple deux ressorts hélicoïdaux de compression montés entre les deux lames comme la montre la figure suivante :



Pour choisir le ressort avec des dimensions appropriés, on doit spécifier la force que doit développer le ressort pour ramener la lame supérieure dans sa position initiale ainsi on doit connaître la flèche qui corresponde.

Soit une force de 20N à développer par les deux ressorts avec une flèche  $f = 35mm$ .

D'après le graphe on tire les dimensions du ressort :

$$D = 7mm, d = 0,7, w = 10$$

$$k_t = \frac{10 + 0,5}{10 - 0,75} = 1,135$$

Pour un fil en acier DH, le diamètre normalisé est  $d = 0,7 mm$  ([2] Alain.D 2015).

On vérifie la résistance du ressort en torsion :

$$\tau_{max} = k_t \frac{8FD}{\pi d^3} < 0,5 R_m \text{ ([1] Nicolet 2006)}$$

Avec :  $R_m = 2230 - \ln(d) = 2356,95$ . ([2]

Alain.D 2015)

$$\tau_{max} = 590 \frac{N}{mm^2} < 0,5 R_m$$

Le nombre total de spires  $i_g$  :

$$i_g = i_f + 2 = 26,95 \text{ spire}$$

$$i_f = f \frac{Gd^4}{8FD^3} = 24,95$$

$$G: 81500 \frac{N}{mm^2} \text{ (acier)}$$

La longueur totale :

$$L_0 = i_g d + x d i_f + f_n = 68,72 \text{ mm}$$

$$f_n = 35 \frac{10}{8} = 43,75 \text{ mm et } x(d, w) = 0,35 \text{ [1]}$$

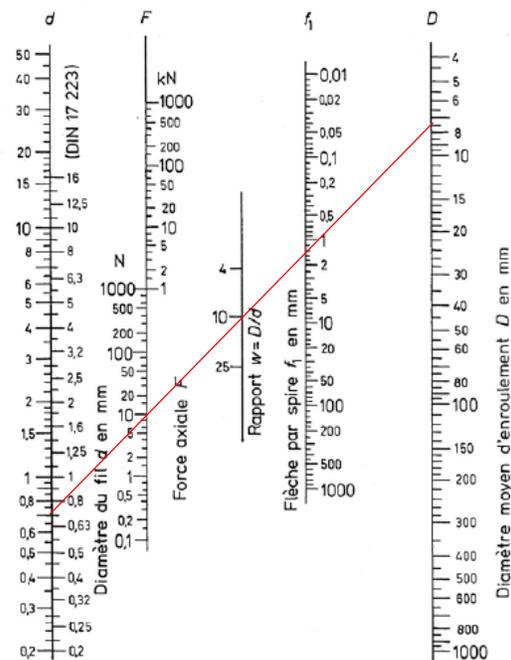


Figure I-34 : calcul graphique d'un ressort hélicoïdal ([1] GR.NICOLET 2006)

La raideur du ressort :

$$k = \frac{10}{68,72} = 0,145 \text{ N/mm}$$

D (mm)	Diamètre moyen des spires	7
D <sub>e</sub> (mm)	Diamètre extérieur des spires	7,7
D <sub>i</sub> (mm)	Diamètre inférieur des spires	6,3
d (mm)	Diamètre du fil	0,7
G (N/mm <sup>2</sup> )	Module de cisaillement	81500 (acier DH)
w	Le rapport d'enroulement	10
m (mm)	Pas du ressort	
i <sub>g</sub>	Nombre de spire utiles	26,95
R	Raideur du ressort	0,145 N/mm
τ <sub>maxl</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	La contrainte maximale de torsion	590
L <sub>0</sub>	La longueur du ressort	68,72

Tableau 5 : caractéristiques du ressort

## 6) Guidage linéaire

La lame supérieure de la cisaille se déplace en mouvement de translation lors du cisailage de la gaine.

La lame supérieure est en contact avec les deux tiges de guidage, pour avoir un bon guidage linéaire on utilise des coussinets autolubrifiants sans collerette.

Les coussinets autolubrifiants sont fabriqués à base de métal fritté (bronze poreux) avec incorporation de lubrifiant (huile ou graphite) dans les propriétés. La structure, comparable à une éponge, restitue l'huile en fonctionnement et l'absorbe à l'arrêt.

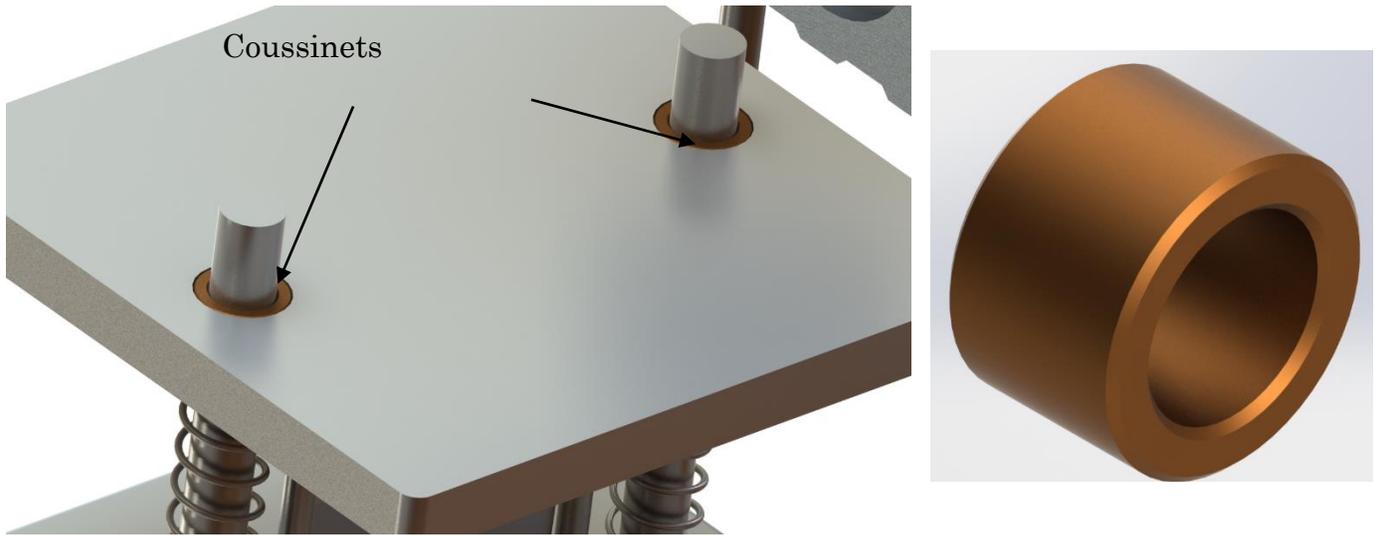


Figure I-35 : guidage linéaire de la lame supérieure

## 7) Fixation de la cisaille

Dans cette partie on calcul les éléments de la fixation de la cisaille, une attention particulière en fait doit être prise en compte lors du cisailage de la gaine car la cisaille subira un effort développé par le vérin de 600N.

On choisit une cornière fixé avec des boulons avec la barre de guidage

### d. Dimensions d'un boulon :

Les dimensions des boulons sont désignées par la lettre m suivi par un nombre multiplié par un autre nombre  $M20 \times 60$ .

La nuance du boulon est désignée par deux nombres. Les nuances les plus habituellement utilisé sont les suivant : 4.6, 5.6, 6.5, 6.8, 8.8 et 10.9.

Les deux chiffres qui définissent la classe de qualité d'un boulon nous permettent de connaitre deux caractéristiques nécessaires du boulon :

$f_{yb}$ : Limite d'élasticité

$f_{ub}$ : Résistance à la traction

Classe	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	6.6
$f_{yb}$ (Mpa)	240	320	300	400	480	640	900	360
$f_{ub}$ (Mpa)	400	400	500	500	600	800	1000	600

Figure I-36 : caractéristiques des nuances du boulon

Pour une classe XY donnée,  $f_{yb} = 10XY$  [MPas] et  $f_{ub} = 100X$  [MPas].

Le diamètre du boulon est normalisé, le tableau suivant nous donne les diamètres ainsi les sections correspondantes :

Diamètre nominal $d_b$ (mm)	Aire nominale A (mm <sup>2</sup> )	Aire résistante A <sub>S</sub> (mm <sup>2</sup> )
8	50,3	36,6
10	78,5	58,0
12	113	84,3
14	154	115
16	201	157
18	254	192
20	314	245
22	380	303
24	452	353
27	573	459
30	707	561

Figure I-37 : diamètres normalisés d'un boulon

**e. Vérification du boulon :**

Le boulon est soumis à un effort de cisaillement, c'est l'effort exercé sur la cisaille lors du cisailage de la gaine,  $F_{cisa} = 600N$

Les boulons de nuances 8.8 sont les plus couramment utilisés.

Si on choisit un boulon de diamètre M8 de qualité 8.8, la résistance de calcul en cisaillement d'un boulon c'est l'effort maximal que peut supporter le boulon avant sa déformation en cisaillement, elle est calculée à partir de la formule suivante :

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6f_{ub}A_s}{\gamma_{Mb}}$$

$$f_{ub} = 800MPas$$

$$A_s = 36,6 mm^2$$

$\gamma_{Mb}$ : (coefficient de sécurité partiel sur l'acier) = 1,25 en cisaillement

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \times 800 \times 36,6}{1,25} = 14054,4 N$$

Soit un coefficient de sécurité :

$$\frac{F_{v,Rd}}{F_c} = \frac{14054,4}{600} = 23,4$$

• **positionnement des boulons :**

Lors de positionnement des boulons dans une cornière on doit respecter l'emplacement par rapport aux extrémités :

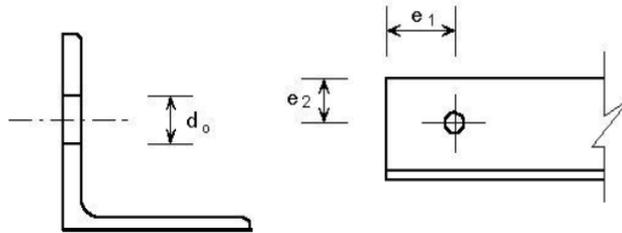


Figure I-38 : emplacement du boulon dans une cornière

$$e_1 > 1,2 d_0$$

$$e_2 > 1,5 d_0$$

$e_1$  et  $e_2$  les distances du trou par rapport aux extrémités de la cornière.

$d_0$ : Diamètre de trou, il est calculé à partir du diamètre du boulon avec un certain jeu de 0,5 mm.

Soit :  $d_0 = 8,5$

$$e_1 = 11 \text{ mm}$$

$$e_2 = 13 \text{ mm}$$

## 8) Conclusion

A travers ce chapitre on a étudié le mécanisme de cisailage de la gaine, on a calculé l'effort nécessaire de cisailage et on a choisi un vérin pneumatique qui va développer cet effort.

Ensuite on a adopté des ressorts de rappel entre les deux lames et finalement on a calculé les boulons de fixation du support de la cisaille.

# **Partie II :**

Travaux graphiques

## II. travaux graphiques

Dans cette partie on va présenter la vérification RDM sur le logiciel SolidWorks des pièces qui subissent des charges importantes l'axe du tambour et la tige de guidage. Ainsi on va présenter les dessins réalisés dans ce projet

- **La vérification de l'axe du tambour :**

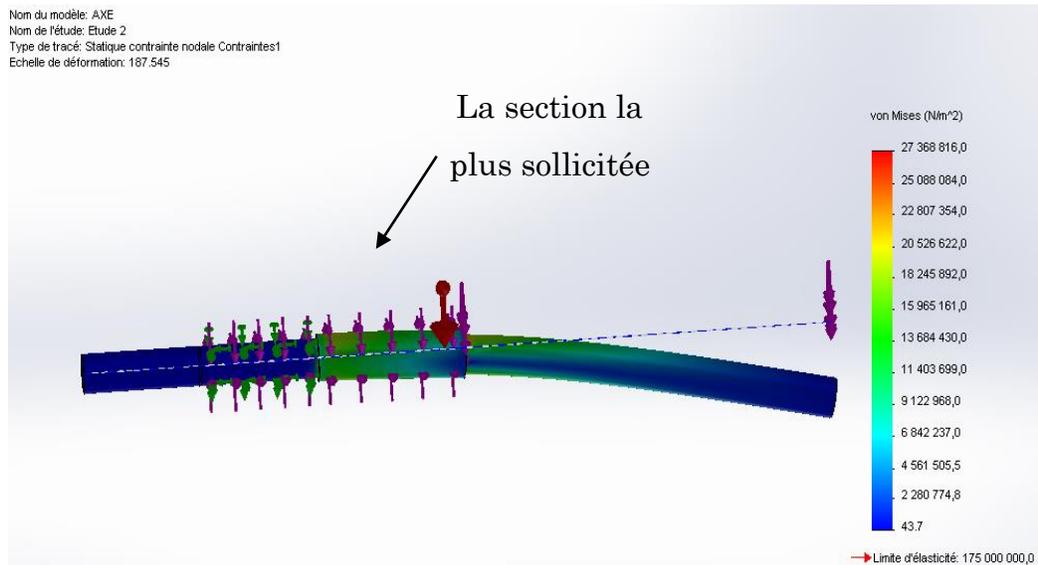


Figure II.1: distribution de contrainte sur l'axe

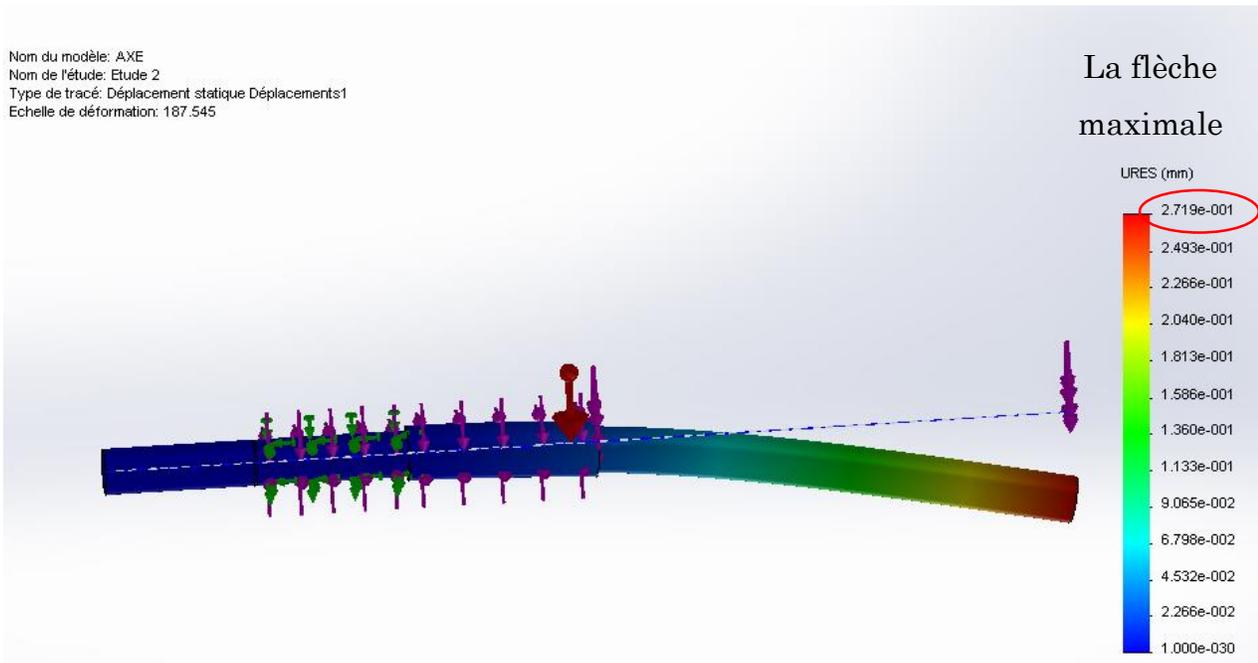


Figure II.2: les déplacements de l'axe

- **Vérification de la tige de guidage (mécanisme de guidage) :**

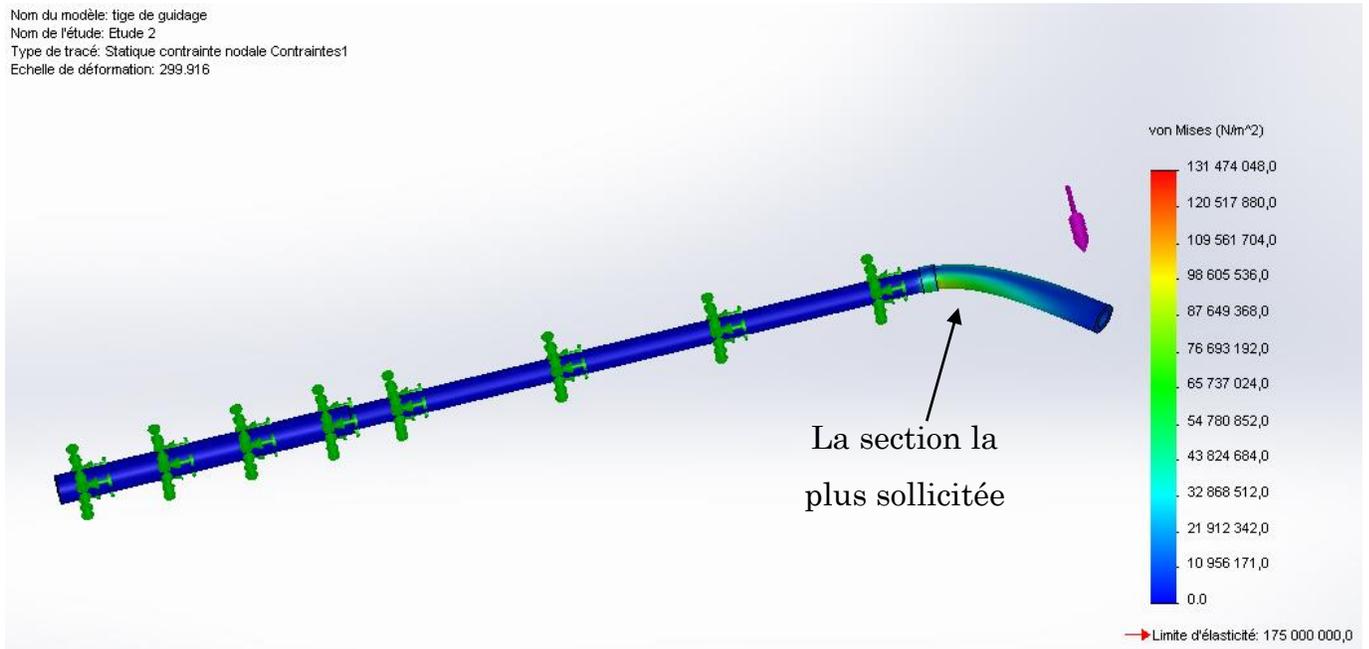


Figure II.3: la distribution des contraintes sur la tige

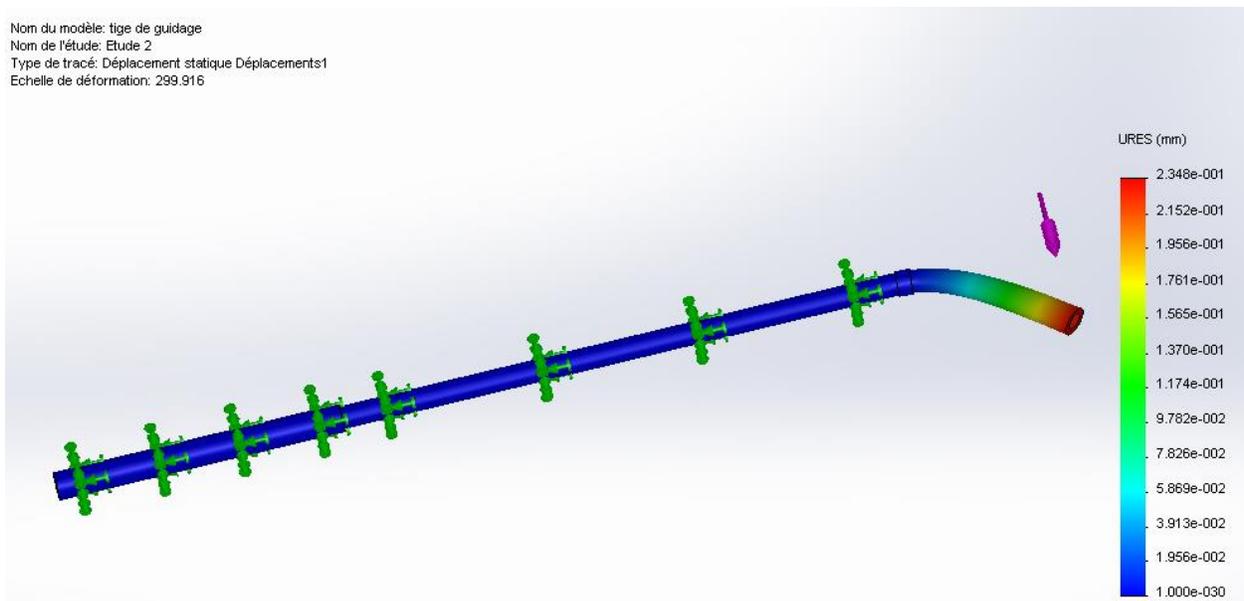


Figure II.4: les déplacements de la tige

On va donner un aperçu sur les pièces dessinées :

- **Le banc d'enroulement :**

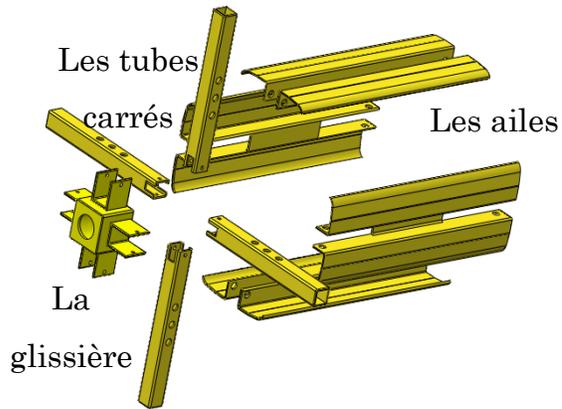


Figure II.5: accessoires du tambour

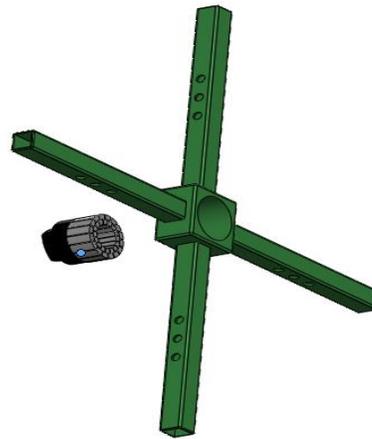


Figure II.6: la flasque arrière et le manchon de blocage



Figure II.7: vérin du système de décharge



Figure II.8: l'axe du tambour



Figure II.9: chaîne de transmission de puissance

- Le mécanisme de guidage :

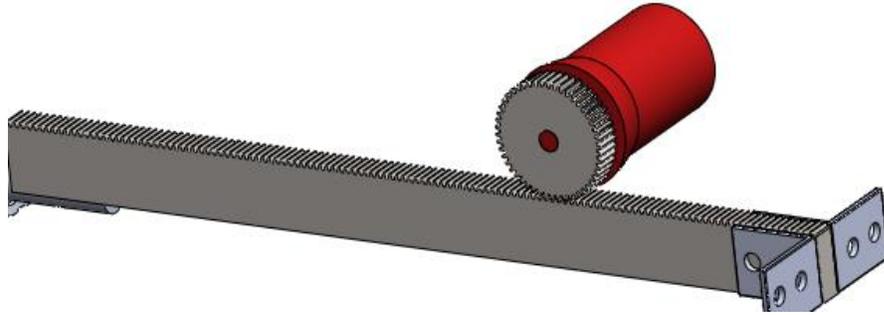


Figure II.10: système pignon crémaillère



Figure II.11: barre avec galets de guidage de la gaine

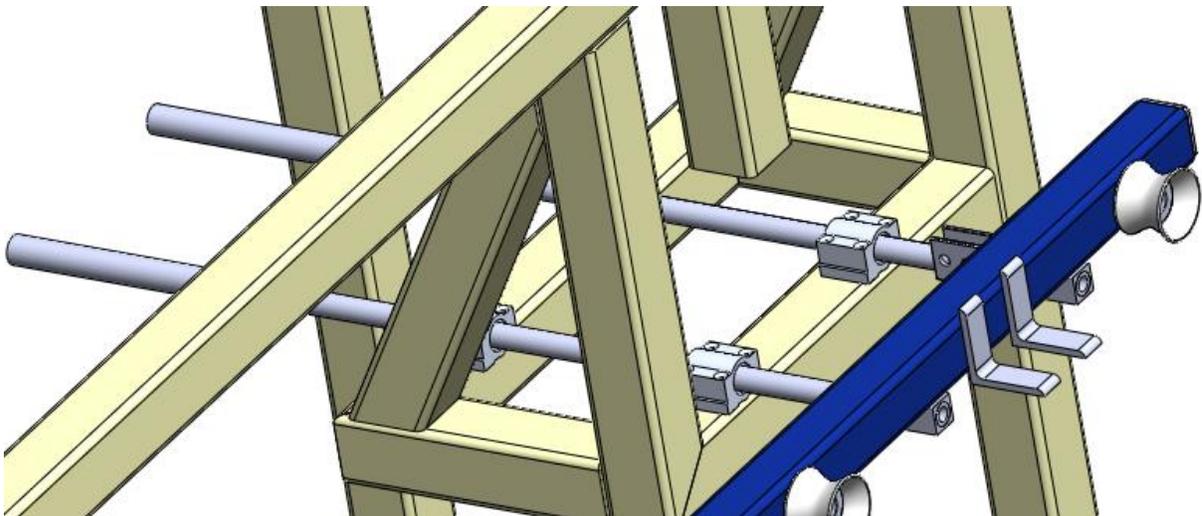


Figure II.12: tiges de guidage

- La cisaille automatique :

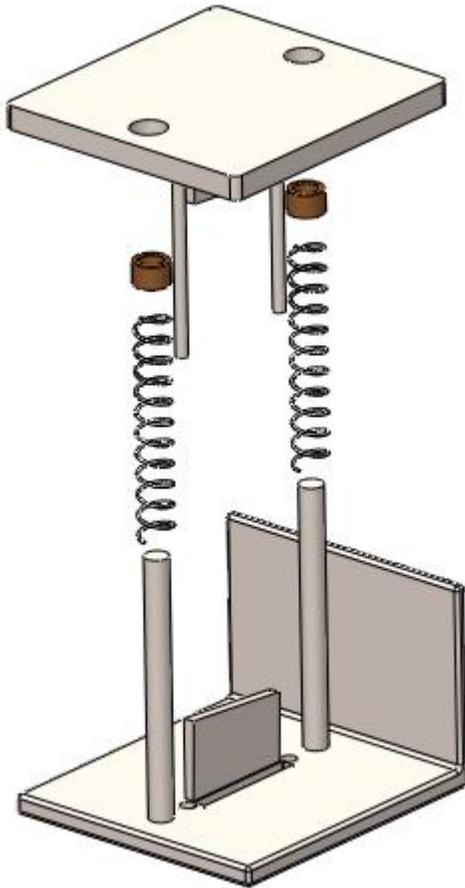


Figure II.13: la cisaille



Figure II.14: vérin d'entraînement de la cisaille

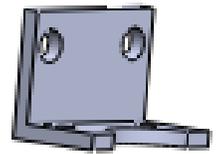
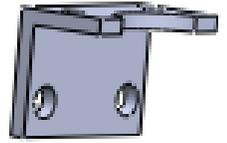


Figure II.15: pattes de fixation du vérin

## II. travaux graphiques

---

L'image suivante présente un schéma de la machine, on présente ici un seul banc d'enroulement avec un mécanisme de guidage et une cisaille automatique.



Figure II.16 : schéma de la machine

## **Conclusion générale :**

Le projet qui a été proposé par IPA Industries et qui concerne la conception d'une enrouleuse de la gaine électrique nous a permis d'acquérir certaines notions dans le domaine pratique à savoir l'élaboration d'un cahier de charge, discussion de fonctionnalité des solutions techniques proposées, décortication du problème et planification d'une méthodologie de travail.

On a essayé à travers ce projet d'optimiser la conception des éléments de l'enrouleuse en respectant les principes fondamentaux de la conception tel que la fiabilité, la disponibilité des éléments et la simplicité.

Ce travail qui a été fait sera la base d'une prochaine réalisation de la machine or la modélisation et les calculs présentés dans ce projet ne couvrent pas tous les détails nécessaires pour la réalisation d'un prototype.

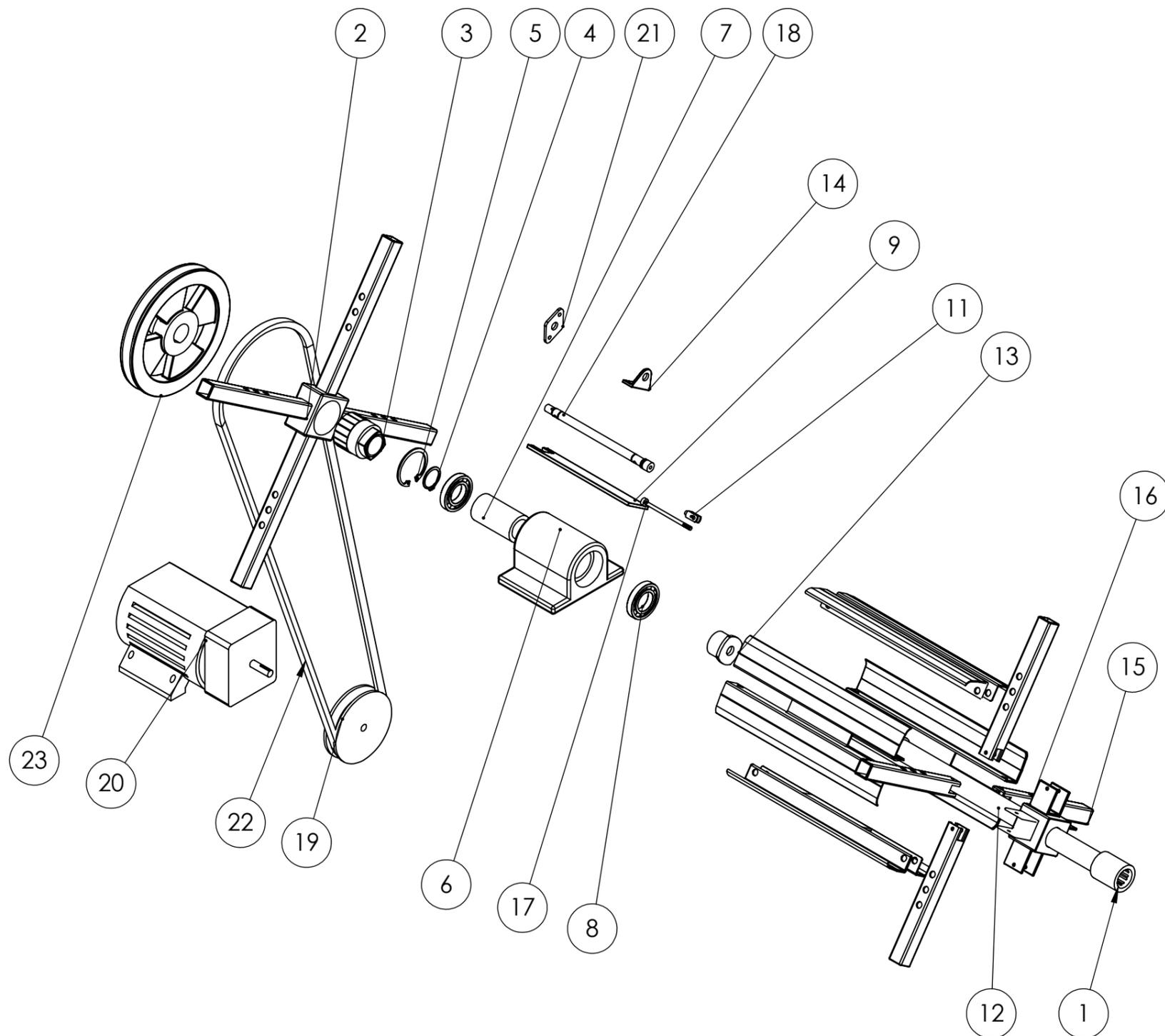
# Bibliographie :

- [1] GR.NICOLET. *conception et calcul des éléments de machine, volume 1*. 2006.
- [2] A.DAIDIE, M.PAREDES. *modélisation mécanique avancée*. 2015.
- [3] NUMATICS. *catalogue vérin pneumatique*. s.d.
- [4] Dieter pfpenzel. *technologie professionnelle pour construction métallique, tome 2*. 1999.
- [5] A.CHEVALIER. *guide du dessinateur industriel*. 2004.
- [6] H.LONGEOT, L.JOURDAN. *construction industrielle*. 1982.
- [7] LEROY-SOMER. *catalogue du moteur asynchrone triphasé*. s.d.
- [8]. *memento de construction mécanique*. Paris, 1975.
- [9] M.BOUAZIZ. *transmission de puissance par engrenages*. département de génie mécanique, ENP alger, 2014.
- [10] M.A BOUTRICHE. *conception d'une cisaille guillotine hydraulique*. juin 2008.
- [11] SABRINA BINTI SHAFIE. *coil winding machine*. UNIVERSITY MALAYSIA PAHANG, june 2013.
- [12] J.FRANKE, A.DOBROSCHKE. *Robot-based winding-precess for flexible coil production*. 2009.
- [13] J.F.DEBONGIE. *conception et calcul des éléments de machines*. 2013.

# **Annexe**

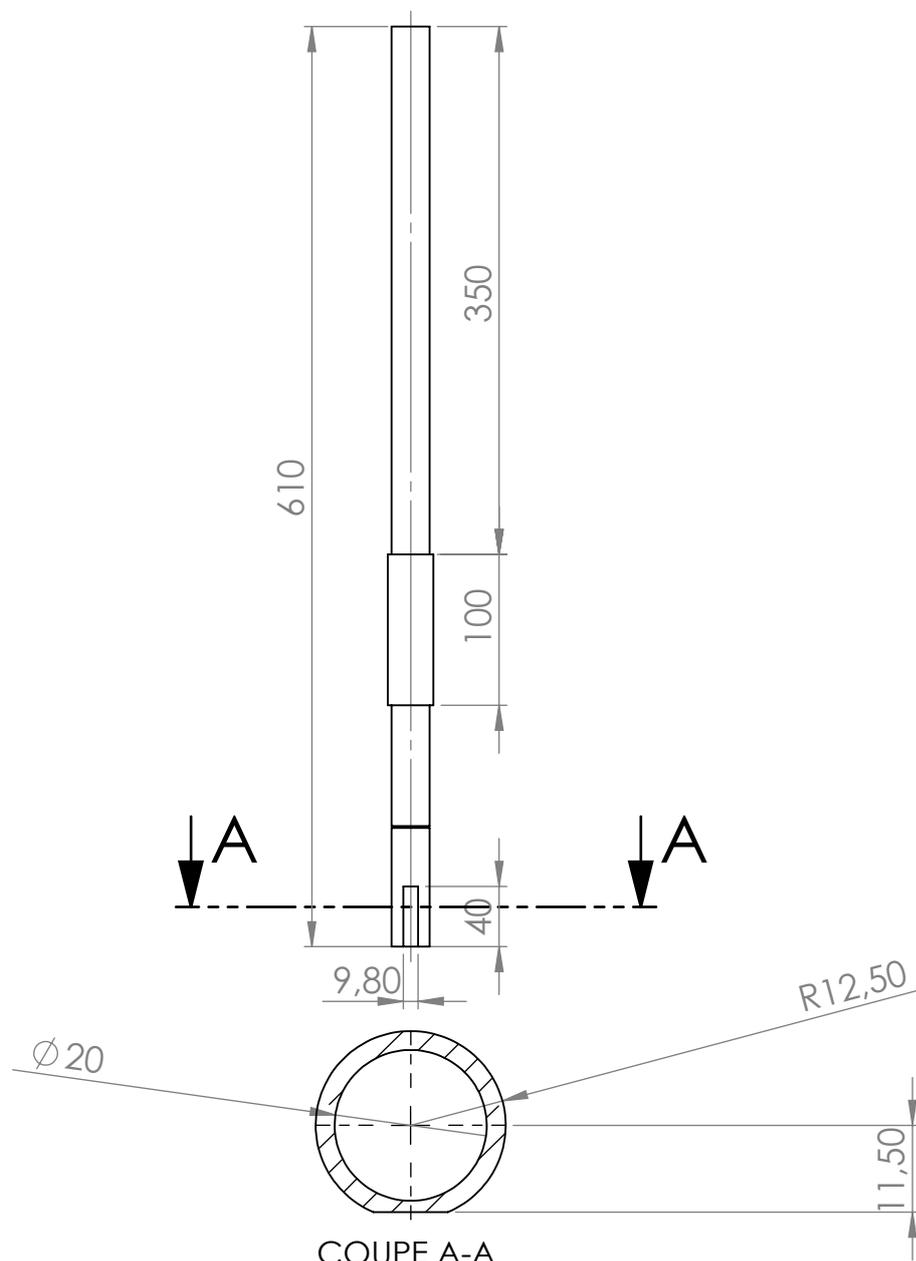
(Mises en plan)

Cette annexe contient les mises en plan de  
certaines pièces à titre descriptif non  
détaillé

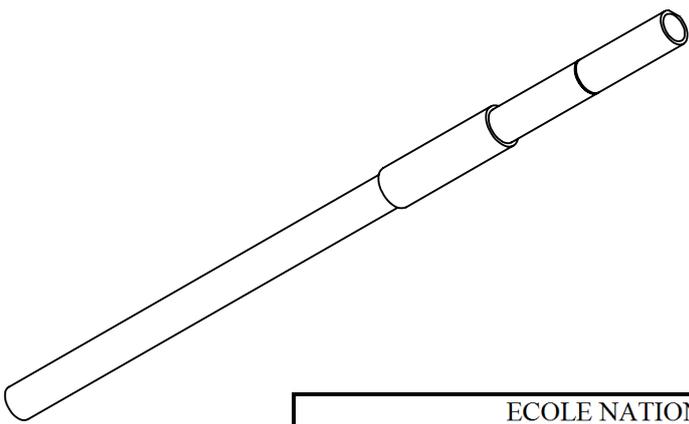


No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1		douille à bille	1
2		Assemblage TUBE	1
3		manchon	1
4		Circlip DIN 471 - 25 x 1.2	1
5		Circlip DIN 472 - 47 x 1.75	1
6		support roulement	1
7		ebtotoise	1
8		SKF - 16005 - 14,DE,NC,14 68	2
9		support vérin pneum	1
11		chape de tige	1
12		AXE	1
13		AIL	4
14		patte de fixation du vérin	1
15		GLISS TUBE	4
16		ASSEM GLISS 1	1
17		tige du vérin	1
18		vérin pneumatique	1
19		poulie	1
20		motoreducteur	1
21		patte de fixation 1	1
22		Courroie 1-3^Assemblage de la machine	1
23		POULIE MENEES	1
27		support de la barre	2

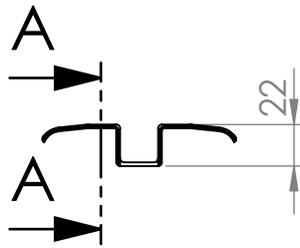
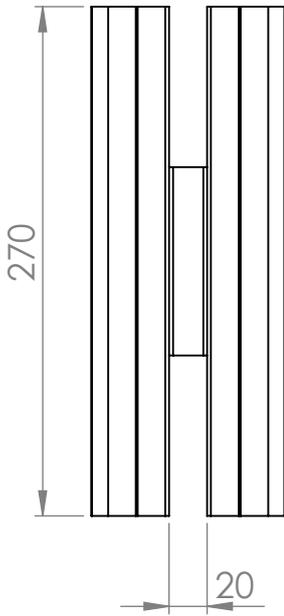
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECHELLE		Assemblage du banc d'enroulement	E.N.P G.MECANIQUE
1 : 6			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



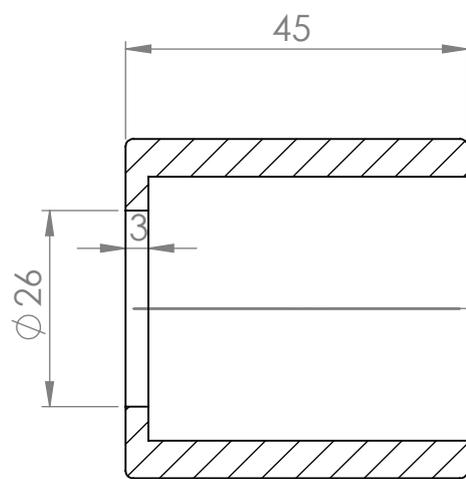
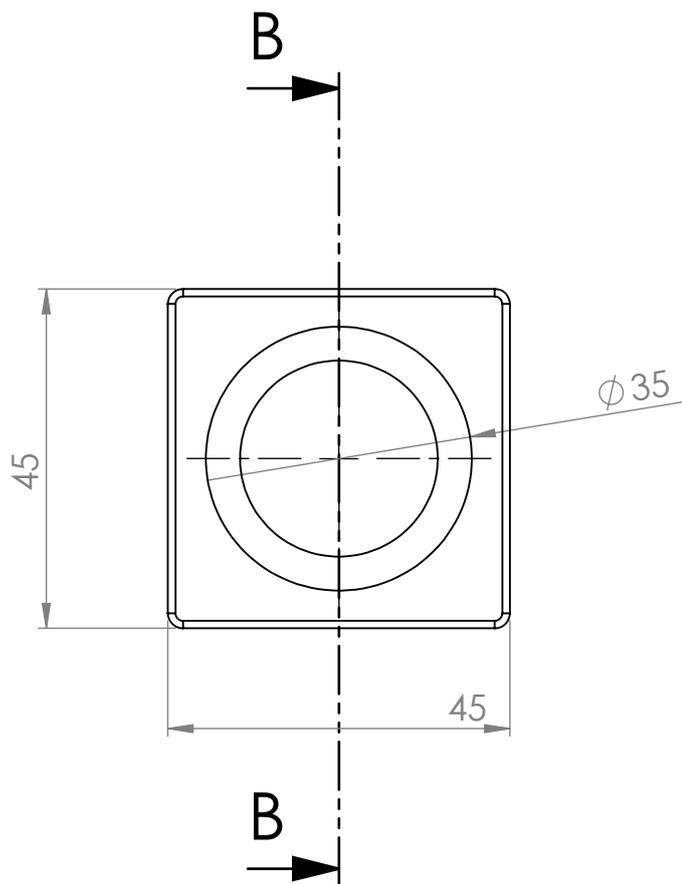
COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 1



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		Axe du tambour	
1 : 5			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		

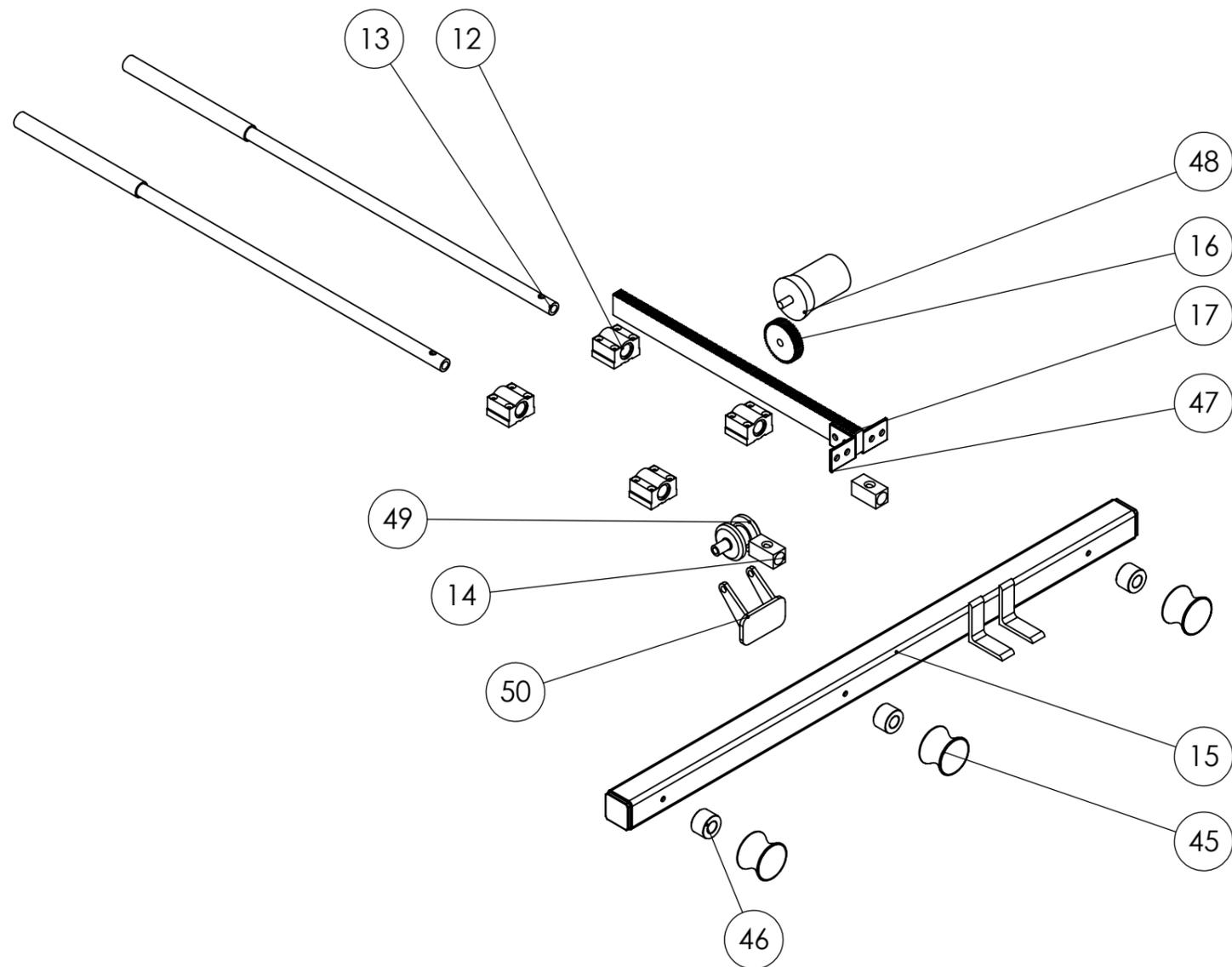


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		ail	
1 : 4			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



COUPE B-B

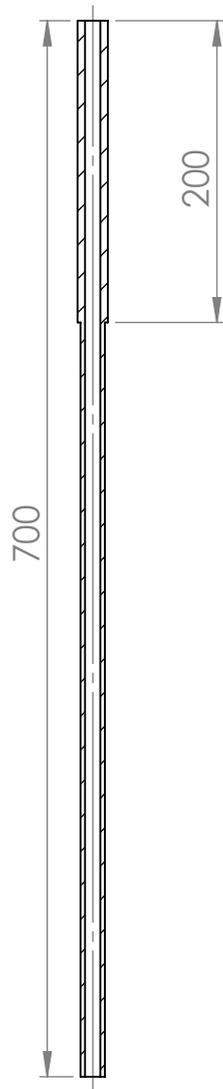
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		glissière	
1 : 1			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



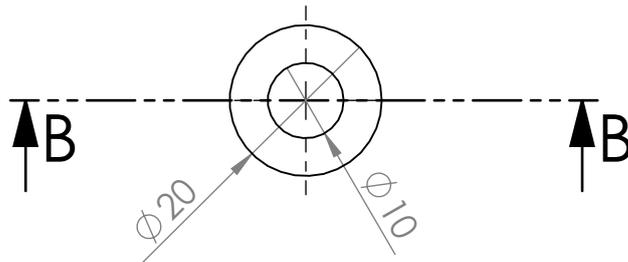
No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
12	SCS12UU		4
13	tige de guidage		2
14	support de la barre		2
15	barre de guidage		1
16	DIN - Spur gear 1M 50T 20PA 12FW --- S50A75H50L9N		1
17	DIN - Rack-spur - rectangular 1M 20PA 12FW 30PH 400L---SAll		1
42	assemblage vérin de la cisaille		1
45	galet plastique		3
46	galet plastique 1		3
47	pièce de fixation de la crémaillère		2
48	servomoteur		1
49	galet crémaillère		1
50	chape galet crémaillère		1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

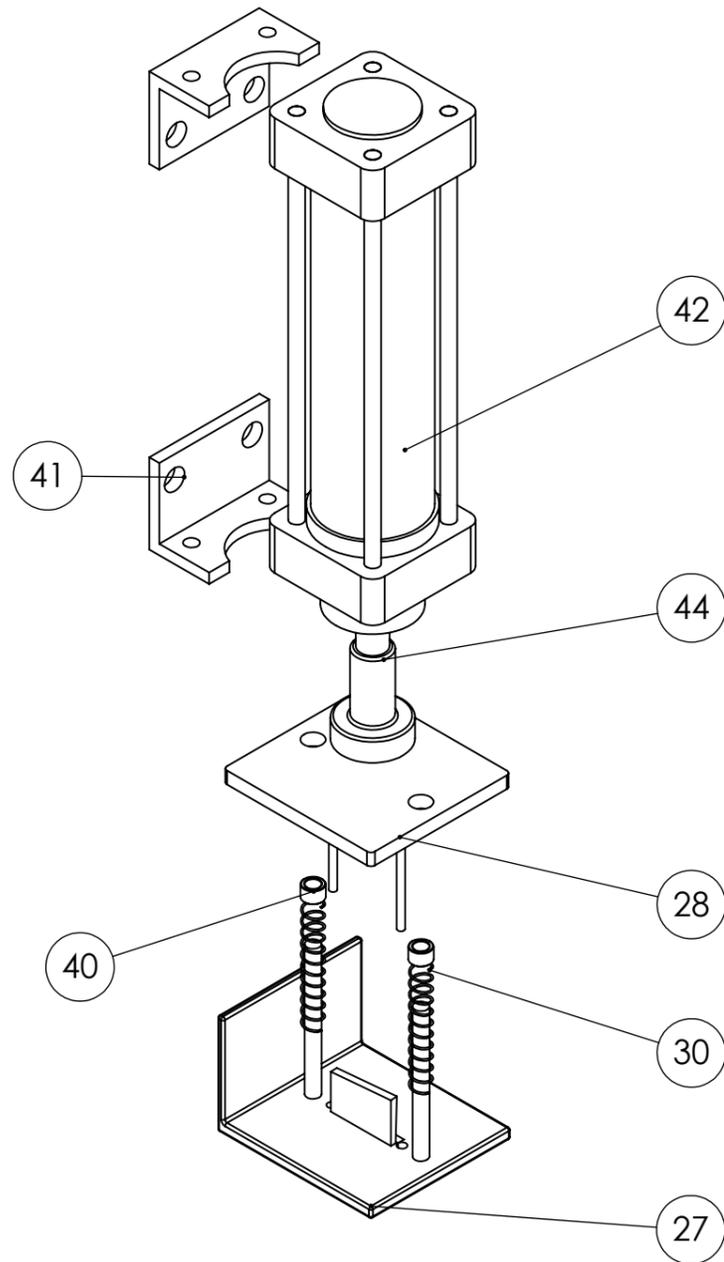
ECHELLE		Mécanisme de guidage	E.N.P G.MECANIQUE
1 : 7			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



COUPE B-B  
ECHELLE 1 : 5



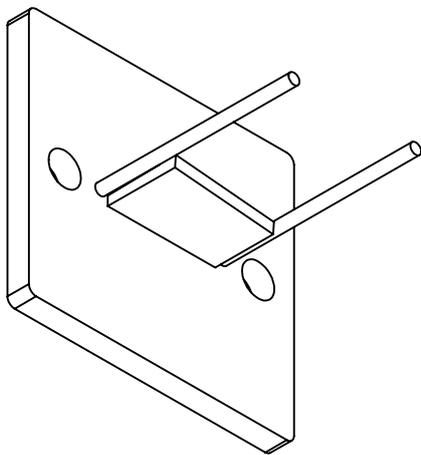
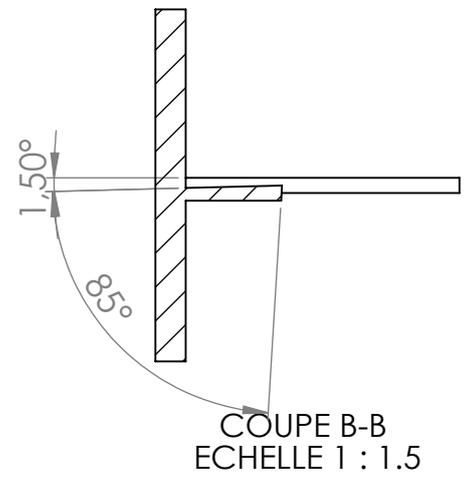
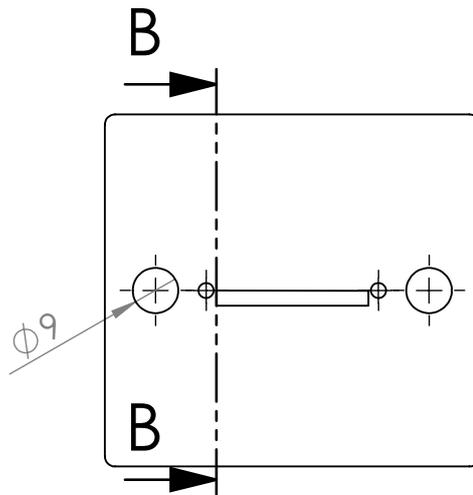
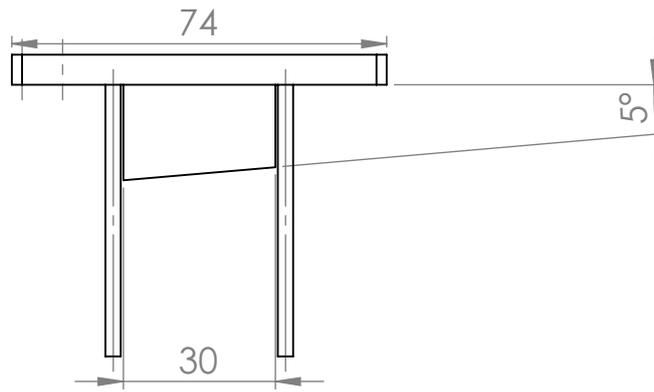
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		Tige de guidage	
1 : 1			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



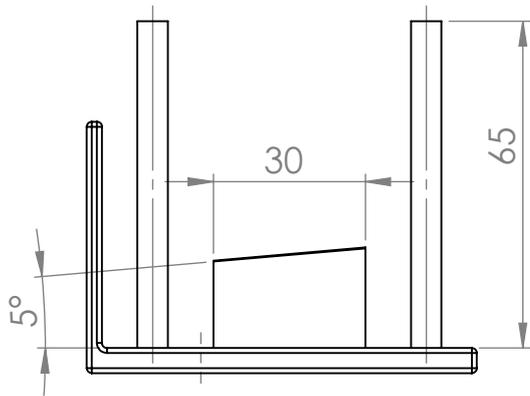
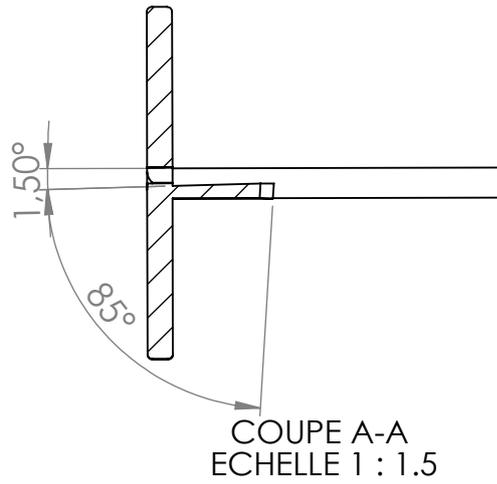
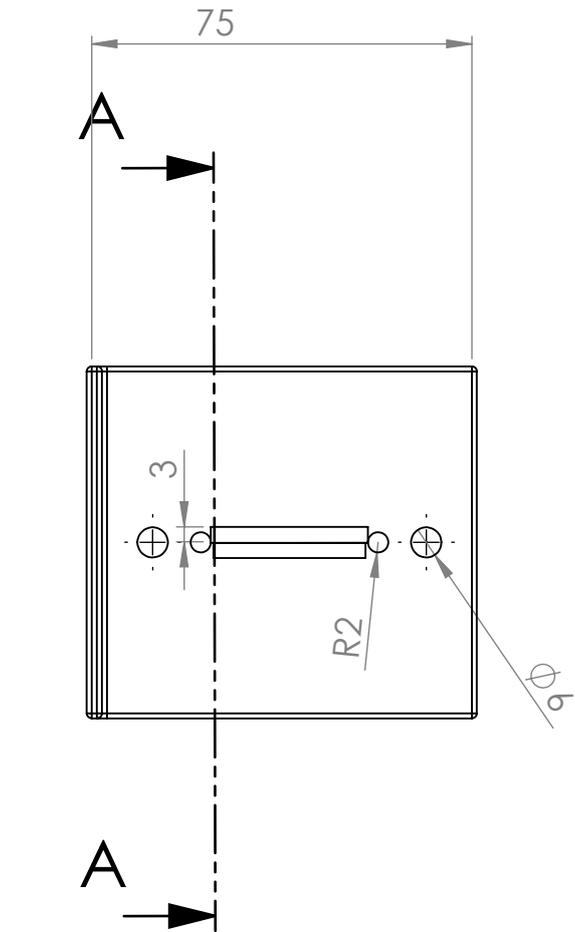
No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
27	Lame inférieure		1
28	Lame supérieure		1
30	ressort		2
40	coussinet auto-lub		2
41	pattes vérin		2
42	assemblage vérin de la cisaille		1
44	bout de tige du vérin cisaille		1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE		La cisaille	E.N.P G.MECANIQUE
1 : 2,5			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		Lame supérieure	
1 : 1,5			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			E.N.P G.MECANIQUE
ECHELLE		Lame inférieure	
1 : 1,5			
ETUDIANT	HAMMOUDA		
PROMOTEUR	Mr RIACHE		
PROMOTEUR	Mr BOUGRINAT		