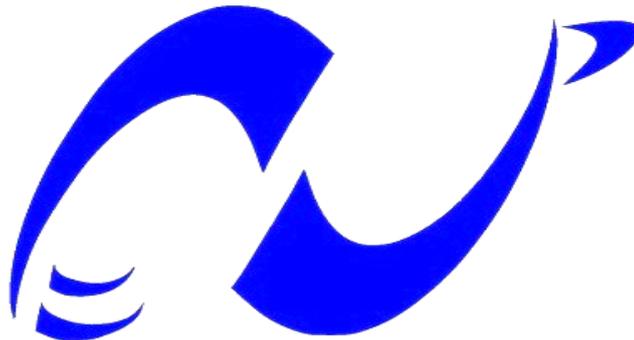


Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

**Projet de Fin d'Études Pour l'Obtention du
Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique.**

**CONCEPTION ET REALISATION
D'UNE MACHINE D'ENROULEMENT
FILAMENTAIRE**

Encadré par :

✚ Prof. M. BOUAZIZ, ENP.
✚ Dr. Dj. KARI.

Réalisé par :

✚ OUAKLI Hanane.

Année 2015

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail à mes chers parents sous le
Regard de Dieu en souhaitant intérieurement qu'il me
Les garde.*

*A mes frères Aïssa, Abd allah, Brahim et en particulier
Abd Essamed.*

A mes chères amies Sarah, Amina, Somia.

A mes chers amis Ferradj Aymen , Elouneg Aflah.

*A tous ceux qui m'ont nourri de Leur amour et de leur
tendresse*

*Pareillement ne sont pas oubliés ceux qui ont de près ou
de loin contribué à notre formation*

Ouakli Hanane

Remerciements

En premier lieu, louange à Dieu, notre Créateur, pour m'avoir appris à lire et écrire et donné force, courage et santé pour avoir accompli ce travail.

Le présent rapport n'aurait pas vu le jour sans la contribution de nombreuses personnes à qui j'aimerais adresser mes vifs remerciements.

Que mon encadreur, le Professeur Mohamed Bouaziz de l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP), trouve ici ma profonde gratitude pour ses précieux conseils, aide, orientation et disponibilité.

J'exprime aussi ma profonde gratitude à mon co-promoteur, le doctorant Djamel Kari de l'université de Boumerdès, pour sa disponibilité et son aimable aide à la réalisation de l'équipement expérimental.

Mes vifs remerciements s'adressent également à toute personne qui a contribué à ma formation ou participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة وانجاز آلة تلفيف الخيوط من اجل إنتاج قطع من المواد المركبة. هذه التقنية تستعمل في عدة مجالات منها المجال الكيميائي، في صناعة السيارات، في الطائرات وفي المجال العسكري. هذه الدراسة تسمح بتحديث خصائص وقياسات مختلف العناصر المستعملة في انجاز الآلة كالسلسلة والمسننات... الخ. الآلة المصنوعة لها القدرة على الإجابة على مختلف الطلبات من طرف المصانع بحيث يمكنها انجاز قطع أسطوانية يصل قطرها إلى 400 مم وطولها إلى 1500 مم

الكلمات المفتاحية : آلة لف الخيوط - انجاز آلة - إنتاج قطع- المواد المركبة - قطع أسطوانية.

Résumé

Ce travail a pour objectif l'étude conceptuelle et la réalisation d'une machine d'enroulement filaire pour la production de pièces en matériaux composite. A noter que cette technique est utilisée dans différents domaines (industrie automobile, aéronautique, aérospatiale, industrie militaire, etc...).

L'étude conceptuelle a permis de dimensionner tous les éléments de la chaîne cinématique (chaîne mécanique, engrenages, arbre de transmission, système vis-écrou) de la machine étudiée.

La machine réalisée est de capacité pouvant répondre à un besoin industriel, En effet, avec cette machine, il est possible de réaliser des pièces de révolution de diamètre allant jusqu'à 400 mm et de longueur pouvant atteindre 1500 mm.

Mots clés : enroulement filaire, réalisation, matériaux composite, dimensionner, pièces de révolution, chaîne cinématique.

Abstract

This work aims to study, the design and implementation of a filament winding machine for the production of composite parts materials. Note that this technique is used in different areas (automotive, aeronautics, aerospace, military industry, etc ...).

The conceptual study allowed resizing all the elements of the kinematic chain (mechanical chain, gears, drive shaft, and nut and bolt system) of the machine studied.

The machine used has a capacity that can meet an industrial need, because with this machine it is possible to produce pieces of revolution of diameter up to 400 mm and length up to 1500 mm.

Keywords : filament winding machine, composite parts materials, kinematic chain, pieces of revolution, implementation.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : L'ENROULEMENT FILAMENTAIRE	
I.1. INTRODUCTION.....	3
I.2. Historique.....	3
I.3. Enroulement filamentaire.....	4
I.3.1. Enroulement hélicoïdal.....	4
I.3.2. Enroulement circonférentiel.....	6
I.3.3. Enroulement polaire.....	7
I.4. Matériels.....	8
I.5. Mandrins.....	10
I.6. Doublure mandrin.....	10
I.7. Applications.....	11
I.8. Avantages.....	11
I.9. Inconvénients.....	11
I.10.CONCLUSION.....	11
CHAPITRE II : ETUDE DE LA MACHINED'ENROULEMENT FILAMENTAIRE	
II.1. INTRODUCTION.....	12
II.2. Chaîne Cinématique De La Machine.....	12
II.2.1. Choix Des Moteurs D'entraînement.....	13
II.2.2. Choix Des Moyens De Transmission.....	14
II.2.2.1. Choix des moyens pour le système de rotation de la barre.....	14
II.2.2.2. Choix des moyens pour le système de translation du dispositif d'enroulement...	15
II.3. Schéma Cinématique Complet.....	17
II.3.1. Schéma cinématique du système de rotation de la barre	17
II.3.2. Schéma cinématique pour le système de translation du dispositif d'enroulement.	18
II.4. CONCLUSION.....	18

Chapitre III : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU SYSTEME DE ROTATION DE LA BARRE

III.1. INTRODUCTION.....	19
III.2. Dimensionnement De La Chaîne.....	19
III.2.1. Rapport de transmission	20
III.2.2. Choix du nombre de dents	20
III.2.3. Calcul la vitesse de rotation	21
III.2.4. choix de la chaîne à rouleau	21
III.2.5. Diamètres primitifs des roues	22
III.2.6. longueur de la chaîne à rouleau.....	23
III.2.7. Calcul de la puissance effective (ou puissance corrigé).....	23
III.2.8. Vérification du choix final	25
III.3. Dimensionnement De L'engrenage	27
III.3.1 Choix du nombre de dents.....	28
III.3.2. Calcul du module.....	30
III.3.3. Calcul les éléments géométriques définissant une denture droite.....	30
III.3.4. Calcul des efforts	32
III.3.5. Calcul du module réel.....	33
III.4.CONCLUSION	35

Chapitre IV : DIMENSIONNEMENT DE LA BARRE, CALCUL DES ROULEMENTS

IV.1. INTRODUCTION.....	36
IV.2. Etude De La Barre	36
IV.2. 1. Choix des dimensions de la barre.....	36
IV.2.2. Schéma descriptif du système	37
IV.2.3. Sollicitations sur la barre	37
IV.2.3.1. Diagrammes des moments fléchissants.....	38
IV.2.3.2. Le moment résultant	46
IV.2.4. Diamètre minimum de l'arbre	46
IV.2.4. 1. Etude de la barre à la résistance	46
IV.2.4. 2. Etude de la barre à la rigidité	47
IV.3. Calcul de Roulements	50
IV.3. 1. Constitution des roulements.....	50
IV.3.2. Types de roulements.....	50
IV.3. 3. Emplacement des roulements	51
IV.3.4. Choix de type des roulements.....	52
IV.3.4.1. Les charges radiales.....	52
IV.3.4.2. Les charges axiales.....	52
IV.3.5. Caractéristiques du roulement.....	53
IV.3.6. Charge dynamique équivalente	53
IV.3.7. Charge statique équivalente	54
IV.3.8. Durées de vie nominales.....	54
IV.3.9. Facteur de sécurité statique.....	55
IV.4. CONCLUSION	55

Chapitre V : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DANS LE SYSTEME DE TRANSLATION

V.1. INTRODUCTION.....	56
V.2. Dimensionnement De La Chaîne.....	56
V.3. Système Vis-Ecrou	58
V.3.1. Couple de serrage	58
V.3.2. Rendement d'une vis.....	60
V.3.3. Eléments géométrique du système	61
V.3.4. Vitesse de déplacement de la vis v_t	63
V.3.5. Calcul du couple de serrage et le rendement	64
V.4.Guidage En Rotation Par Des Roulements	65
V.5.Guidage En Translation.....	66
V.6.CONCLUSION.....	68

Chapitre VI : DESCRIPTION DE LA MACHINE REALISEE, CALCUL L'ANGLE D'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

VI.1. INTRODUCTION.....	69
VI.2.Description De La Machine Filamentaire Réalisée.....	69
VI.2.1. Carcasse.....	69
VI.2.2. Système de rotation de la barre.....	70
VI.2.3. Système de translation du dispositif d'enroulement.....	72
VI.2.4. Bain de la résine.....	74
VI.2.5. Magasin de renfort	74
VI.2.6. Guidage en translation	75
VI.2. 7. Poulie de jumelage du stratifil.....	75
VI.2. 8. Système élévateur.....	76
VI.2.9. Machine réalisée.....	76
VI.3. Angle D'enroulement	77
VI.3. 1. Relation entre les différents paramètres	77
VI.3. 2.Essai sur la machine réalisée	78
VI.4. Vérification Du Moteur D'entraînement	80
VI.4. 1. L'énergie cinétique	80
VI.4.1.1 Calcul le moment d'inertie de la barre	81
VI.4.1.2. Calcul le moment d'inertie du cylindre d'enroulement.....	83
VI.4. 1.3. Calcul du moment d'inertie de la roue réceptrice d'engrenage	83
VI.4.1. 4. Calcul du moment d'inertie des outils de fixation	85
VI.4. 2. Energie cinétique du système.....	86
VI.4. 3. Puissance du moteur d'entraînement	86
VI.5. CONCLUSION	86

CONCLUSION GENERALE

ANNEXE

BIBLIOGRAPHIE

Liste des figures

INTRODUCTION GENERALE

Fig.1 : Principaux procédés.....	2
---	---

CHAPITRE I : L'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

Fig.1 : Principe D'enroulement Hélicoïdal.....	5
Fig.2 : Enroulement Hélicoïdal Continu.....	5
Fig.3 : Enroulement Hélicoïdal	5
Fig.4 : Principe D'enroulement Circonférentiel.....	6
Fig.5 : Enroulement Circonférentielle	6
Fig.6 : Principe d'enroulement polaire.....	7
Fig.7 : Enroulement polaire.....	7

CHAPITRE II : ETUDE DE LA MACHINED'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

Fig.1 :Sous-chaîne cinématique.....	12
Fig.2 : Chaîne cinématique proposée.....	13
Fig.3 : système pignon-crémaillère.....	15
Fig.4 : système vis-écrou.....	16
Fig.5 : Schéma cinématique du système de rotation de la barre.....	17
Fig.6 :Schéma cinématique pour le système de translation du dispositif d'enroulement.	18

Chapitre III : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU SYSTEME DE ROTATION DE LA BARRE

Fig.1 : Transmission de puissance par chaîne.....	19
Fig2 : Les chaînes à rouleaux.....	19
Fig.3 : Diagrammes des puissances transmissibles des chaînes des séries A et B.....	22
Fig.4 : Engrenage cylindrique à denture droit.....	27
Fig.5 : Interférence de fonctionnement.....	29
Fig.6 : Eléments caractéristiques d'une denture cylindrique droite.....	30
Fig.7 : Les efforts dans le cas d'engrenage cylindrique à denture droite.....	32
Fig.8 : Passage d'une denture cylindrique à une poutre rectangulaire encastree.....	33

Chapitre IV : DIMENSIONNEMENT DE LA BARRE, CALCUL DE CLAVETAGE ET DES ROULEMENTS

Fig.1 : Schéma descriptif du système.....	37
Fig.2 : Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoy).....	38
Fig.3 : Roue réceptrice d'engrenage.....	40
Fig.4 : Diagramme de moment fléchissant M_fz	42
Fig.5 : Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoz).....	42
Fig.6 : Schéma illustre les efforts simplifiés sur la barre dans le plan (xoz).....	44
Fig.7 :Diagramme de moment fléchissant M_{fy}	45
Fig.8 : Schéma présente arbre étagé.....	47
Fig.9 : Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoy).....	49
Fig.10 : Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoz).....	49
Fig.11 : Constitution d'un roulement.....	50
Fig.12 : Schéma présente l'emplacement des roulements.....	51

Chapitre V : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DANS LE SYSTEME DE TRANSLATION DU DISPOSITIF D'ENROULEMENT

Fig.1 : caractéristiques de la vis.....	59
Fig.2 : le pas hélicoïdal.....	60
Fig.3 : système vis-écrou trapézoïdale.....	61
Fig.4 : Filetage trapézoïdale symétrique ISO.	63
Fig.5 : (a) guidage de type prismatique ; (b) guidage par arbre.....	66
Fig.6 : (a) Palier lisse monté serré ;(b) Elément à visser.....	66
Fig. 7 : guidage par cages à éléments roulants.....	67
Fig.8 :Guidages par douilles à billes.....	67
Fig. 9 : Guidages par patins.....	67

Chapitre VI : DESCRIPTION DE LA MACHINE REALISEE, CALCUL L'ANGLE D'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

Fig.1 : Tubes de liaison des faces latérales.....	69
Fig.2 : Ensemble des pièces vues du côté face latérale du bâti.....	69
Fig.3 : variateur de fréquence.....	70
Fig.4 : Motoréducteur pour la rotation de la barre d'enroulement.....	70
Fig.5 : Chaîne d'entraînement de la barre d'enroulement.....	71
Fig.6 : deux roues d'engrenage.....	71
Fig.7 : Barre liée au cylindre d'enroulement.....	71
Fig.8 : Variateur de fréquence du système de translation.....	72
Fig.9 : Moteur pour la rotation de la vis.....	72
Fig.10 : Chaîne d'entraînement du dispositif de translation.....	73
Fig.11 : Système vis- écrou.....	73
Fig.12 : Bain de résine.....	74
Fig.13 : Magasin de renfort.....	74
Fig.14 : Barre de guidage.....	75
Fig.15 : Roulement à douilles.....	75
Fig.16 : poulie de guidage.....	75
Fig.17 : Système élévateur.....	76
Fig.18 : Machine d'enroulement filamenteaire réalisée.....	76
Fig.19 : Les 4 solides : barre- mandrin-roue-outil de fixation.....	81
Fig.20 : Cylindre d'enroulement.....	81
Fig.21 : Roue réceptrice d'engrenage.....	83
Fig.22 :Outil de fixation.....	85

Liste des Tableaux

Chapitre III : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU SYSTEME DE ROTATION DE LA BARRE

Tableau.1 : coefficient de service.....	24
Tableau.2 : caractéristiques du matériau de la roue motrice.....	34
Tableau.3 : Composition chimique de C35 (XC 38) en %.....	35
Tableau.4 : Caractéristiques mécaniques moyennes.....	35

Chapitre IV : DIMENSIONNEMENT DE LA BARRE, CALCUL DES ROULEMENTS

Tableau.1 : Caractéristiques mécaniques principales des fibres de renfort.....	42
Tableau.2 : Caractéristiques du roulement SKF N° 6013.....	53
Tableau.3 : Valeurs du coefficient de sécurité statique s_0	55

Chapitre V : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DANS LE SYSTEME DE TRANSLATION DU DISPOSITIF D'ENROULEMENT

Tableau.1 : Caractéristique d'un filet trapézoïdale série EHA.....	61
Tableau.2 : Rayon moyen en fonction du diamètre nominal.....	62
Tableau.3 : Caractéristiques du roulement SKF N° 6005.....	65
Tableau.4 : Caractéristique de chaque famille de guidage en translation.....	68

Chapitre VI : DESCRIPTION DE LA MACHINE REALISEE, CALCUL L'ANGLE D'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

Tableau.1 : Vitesse de rotation du mandrin en fonction de la fréquence.....	78
Tableau.2 : Vitesse de rotation de la vis pour D=70 mm.....	79
Tableau.3 : Fréquence de la vis pour D=70 mm.....	79
Tableau.4 : Vitesse de rotation de la vis pour D= 165 mm.....	79
Tableau.5 : Fréquence de la vis pour D=165 mm.....	80

Notation

P_i : Puissance.

N_i : Vitesse de rotation.

Z_i : Nombre de dents.

m_i : Masse

d_i : Diamètre

r_i : Rayon

F_i : Force

M_i : Moment

R_i : Réaction

L, l : Longueur

σ_i : Contrainte

I : Moment quadratique

ϑ : Coefficient de poisson

g : Accélération gravitationnelle

α : Angle

θ : Déformation angulaire

Y : Flèche

C : Charge dynamique de base

C_0 : Charge statique

P_0 : Limite de fatigue

L_{10} : Durée de vie

s_i : Coefficient de sécurité

Z_i : Nombre de dents

E : Entraxe.

C_i : Couple.

β : Angle d'hélice.

r_{moy}, ρ_{moy} : Rayon moyen.

ω : Vitesse angulaire.

η : Rendement.

V : Vitesse.

L, l : Longueur.

P_i : Pas.
 f : Frottement.
 f_m :Fréquence.
 T, E_i : Energie cinétique.
 I_{i0x} : Moment d'inertie total.
 I_i : Moment d'inertie.
 ρ_i : Densité volumique.
 T_d : Temps de démarrage.
 x : Distance entre le point A et le point d'application de la force.
 V_i : Volume.
 S_i : Surface.
 h : Hauteur.
 b : Larguer.
 R_e :Limite d'élasticité à la traction.
 d_{fi} : Diamètre de pied.
 d_{ai} :Diamètre de tête
 P_s : Pression de contact dans les articulations des maillons.
 P_{eff} : Puissance effective
 K_1 :Coefficient du nombre de dents
 K_2 : Coefficient du nombre de rangs
 K_3 : Coefficient du nombre maillons.
 K_4 :Coefficient de service.
 K_5 : Coefficient de durée de vie
 i_i :Rapport de transmission
 R : Charge de rupture minimale à la traction.
 m : Module
 a : Distance entre deux roue d'engrenage

Abréviations

SKF : Svenska Kullager Fabriken

INTRODUCTION GENERALE

De nos jours, les matériaux composites ont connu une évolution très remarquable. Ils ne cessent d'évoluer et gagner en importance, d'ailleurs, ils s'imposent dans beaucoup de domaines, par exemple, l'industrie automobile, l'aéronautique, l'industrie militaire, etc. ...

Vu les exigences toujours croissantes du consommateur, le domaine des matériaux composites se trouve immédiatement concerné, d'où la nécessité de développer des machines qui répondent à ces exigences.

L'objectif d'un matériau composite est de combiner deux ou plusieurs matériaux tout en créant une synergie entre ces différents matériaux afin qu'il en résulte un composite plus performant que chacune des composantes prises individuellement.

Le choix du procédé de transformation est guidé à la fois par la nature du matériau (thermoplastique ou thermodurcissable), la forme de la pièce à réaliser, les performances visées, et les impératifs de production en termes de quantité et de qualité.

La réalisation de pièces en composites destinées aux marchés de grande diffusion (automobile, aéronautique, électricité, bâtiment) nécessite la mise en œuvre de procédés de transformation fortement automatisés, à productivité élevée.

D'où une réflexion sur la conception et la réalisation d'un équipement ou machine pouvant répondre au besoin du consommateur en terme de matériaux composites. La machine d'enroulement filamenteuse apporte une solution. En effet, elle permet de réaliser des pièces en composite à partir de fibres enroulées sur un cylindre. Cette machine n'est pas encore fabriquée dans notre pays.

Pour projeter l'importance de cette réflexion étant donné qu'aucune université algérienne ne dispose de cet équipement pour la pédagogie ou la recherche scientifique, nous nous sommes fixés comme objectif dans le cadre de ce Projet de Fin d'Etudes la réalisation d'un modèle industriel dont le cylindre d'enroulement est de dimensions 400×1500 mm (diamètre × longueur).

L'importance du procédé d'enroulement filamenteux par rapport aux autres procédés de mise en œuvre des matériaux composite est mentionnée dans la figure ci-dessous. Cette figure propose un comparatif entre les différents procédés où deux critères sont étudiés: la qualité des pièces (qui va de pair avec les coûts de fabrication) et la vitesse de production (que l'on adapte à la taille des séries). Donc l'enroulement filamenteux est un bon procédé en termes de vitesse de production et qualité des pièces par rapport à d'autres procédés.

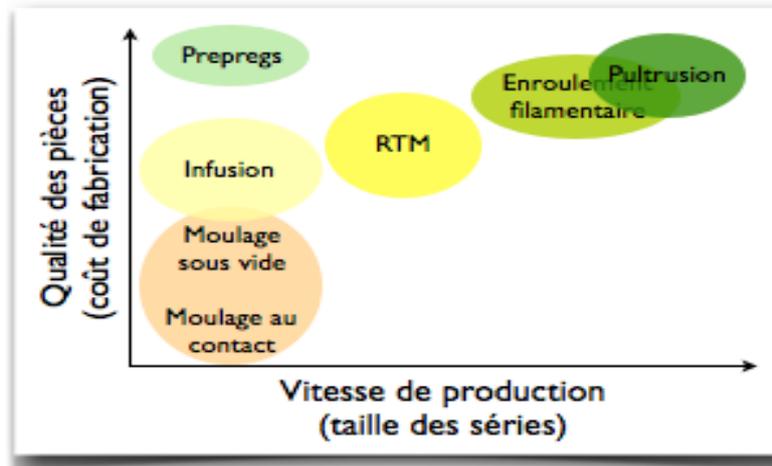


Fig.1: principaux procédés.

L'étude présentée est subdivisée en six chapitres :

Le premier chapitre est réservé aux généralités sur l'enroulement filamentaire, les différents modèles d'enroulement, les différentes applications de ce procédé et aussi les différents types de fibres et leurs propriétés mécaniques.

Le deuxième chapitre est dédié à l'étude de la machine d'enroulement filamentaire. On y trouve le choix des éléments nécessaires (organes de transmission de puissance) et un schéma cinématique complet du mécanisme.

Le troisième chapitre est consacré au dimensionnement des organes de transmission de puissance du système de rotation de la barre liée au cylindre d'enroulement, à savoir la transmission par engrenages et par chaîne mécanique.

Le quatrième chapitre porte sur le dimensionnement de la barre. Celle-ci est dimensionnée pour résister aux différentes sollicitations auxquelles est soumise (flexion, torsion) et satisfaire les conditions de rigidité à ces sollicitations.

Dans le cinquième chapitre, on présente le calcul de la transmission de puissance par chaîne et du système vis-écrou. Ce dernier permet la translation du dispositif d'enroulement.

Le dernier chapitre est réservé à la description de la machine réalisée et au calcul de l'angle d'enroulement qui est obtenu par asservissement entre les mouvements de rotation de la barre et translation du dispositif d'enroulement.

CHAPITRE I

L'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

I.1. INTRODUCTION

Un matériau composite est constitué de l'assemblage d'au moins de deux matériaux de nature différente permettant d'aboutir à un matériau dont les performances sont globalement supérieures à celles des composants pris séparément. Parmi les processus de mise en œuvre des matériaux composites on s'intéresse à l'enroulement filamentaire. Ce type est bien adapté aux surfaces cylindriques et sphériques, et permet une conception avancée des pièces.

I.2. HISTORIQUE

L'enroulement filamentaire est l'une des plus anciennes méthodes de traitement de composites. Il reste aujourd'hui l'une des méthodes les plus rentables pour la production de masse. Le concept de processus enroulement filamentaire avait été introduit au début des années 40. L'équipement qui a été conçu en 1950 était très basique; il effectue les tâches les plus simples en utilisant seulement deux axes de mouvement (rotation de la broche et de transport horizontal).

Le rythme de développement des composites a été accéléré au cours de la Seconde Guerre mondiale. La poussée de l'aérospatiale qui a commencé dans les années 1950 et a pris de la vitesse dans les années 1960 c'était un nouvel élan pour le développement des composites.

La société Kellogg .W. M. a été la première qui a commencé à utiliser l'enroulement filamentaire pour fabriquer des petits moteurs de fusées. Cette technologie a été rachetée par Hercules.

L'enroulement filamentaire des récipients sous pression a évolué à partir d'un projet de démonstration Hercules Powder Corporation en 1948. En 1955, l'aviation nord-américaine (Rock et dyne) a engagé Hercules dans un autre projet de démonstration, enveloppant le carter du moteur avec la fibre de verre.

Au cours du milieu des années 1950 jusqu'au début des années 1960, la recherche était en cours avec les force de l'air, la marine, les militaires et les laboratoires privés financés pour la recherche sur les armes. Le développement et essais de matériaux composites a été réalisé en collaboration avec la conception et la construction des récipients sous pression, les carter de moteurs fusés, et les tubes de lancement, Ces développements ont été réalisés par les principaux sous-traitants industriels. Parmi eux se trouvaient Brunswick Corp., Aerojet General Corp., Rock et dyne, Thiokol, Owens-Corning et beaucoup d'autres.

En 1961, les techniques d'enroulement pré-imprégné assisté par ordinateur sont introduites. En 1962, la nécessité d'une machine enroulement filamentaire de haute précision est devenue évidente pour Ashton L, ingénieur chez Hercules, qui a fondé une technologie du génie pour produire ces machines.

Finalement, grâce à des innovations techniques, les ingénieurs ont pu concevoir des machines de photo-optiques avec des systèmes hydrauliques. Pendant ce temps-là, la machine à enroulement filamenteuse est devenue de plus en plus sophistiquée dans la conception ; l'addition d'un troisième axe de mouvement (ou chariot transversal radial d'alimentation), des rails profilés et des arbres à billes en combinaison avec des réducteurs conduit à une amélioration de l'enroulement filamenteux lisse et plus précis. En milieu des années 70, l'avancement de la technologie et l'introduction des servo-moteurs est entré dans le domaine de la conception de ces machines, utilisant des ordinateurs pour le traitement rapide des données résultant en un mouvement plus facile et une plus grande précision de placement de fibres. Les années 80 et 90 ont vu l'utilisation accrue de la technologie informatique. Les ordinateurs et les cartes de contrôle de mouvement sont devenus des pièces essentielles de matériel qui ont été incluses dans presque chaque machine. Le contrôle de la vitesse de la machine a été grandement amélioré, un certain nombre d'entreprises ont commencé d'utiliser le développement de logiciels, et produire des configurations plus complexes, comme les arbres coniques, des pièces non-axisymétriques par l'enroulement filamenteux.

I.3. ENROULEMENT FILAMENTAIRE

Le procédé d'enroulement filamenteux permet d'obtenir des pièces en matériau composite, par enroulement de fibres sur un mandrin (pièce). Il consiste à enrouler, par l'intermédiaire d'un guide-fil, des fibres imprégnées de résine sur le mandrin et à faire polymériser la structure. Ce procédé permet de donner des pièces de très bonne caractéristique mécanique.

En procédé d'enroulement filamenteux, selon la coordination entre le mouvement de rotation et le mouvement axial, trois types de configurations d'enroulement peuvent être obtenues : polaire, hélicoïdale, et le circonférentielle. Le choix est basé sur la forme de la pièce et les orientations de renforcement nécessaires.

I.3.1. Enroulement hélicoïdal

a. Enroulement discontinu

La direction d'enroulement des fils est inclinée par rapport à l'axe du mandrin d'un angle dont la valeur est déterminée par le mouvement relatif du guide-fil par rapport à la rotation du mandrin. La valeur de l'angle est choisie en fonction du rapport souhaité entre la résistance tangentielle et la résistance transversale. La nappe de fils est régulièrement répartie et stratifiée sur toute la surface du mandrin par des mouvements alternatifs du guide-fils parallèlement à l'axe du mandrin. Ce type d'enroulement donne une grande liberté pour la disposition angulaire des fils. Il permet en particulier de réaliser des couches successives avec des angles différents.

Ce procédé d'enroulement a de nombreuses applications pour la fabrication de pièces de grandes dimensions comme des conteneurs, la fabrication d'enveloppes de fusées, de torpilles, de tube de forage pétrolier, de bouteilles de gaz, etc.

La figure 1 illustre le principe du modèle d'enroulement hélicoïdal.

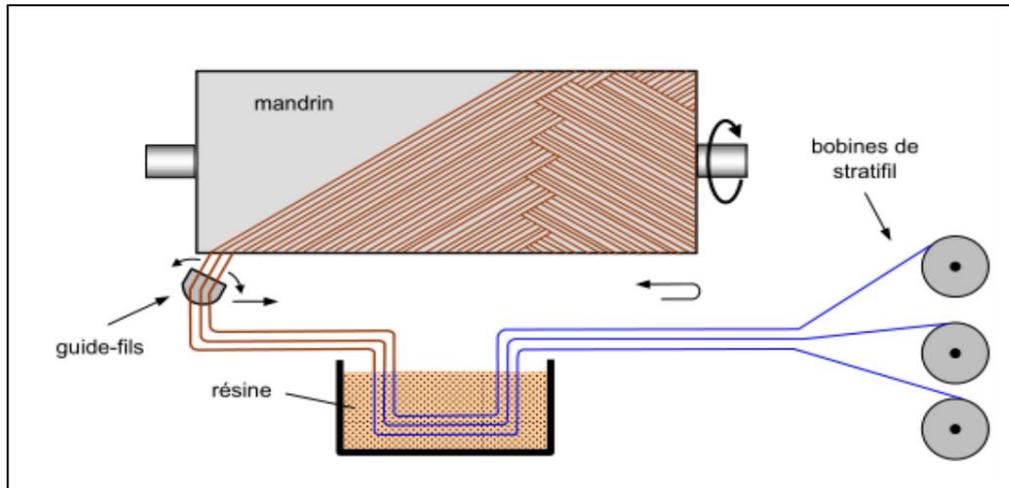


Fig. 1: Principe d'enroulement hélicoïdal [1].

b. Enroulement continu

L'enroulement continu permet la fabrication industrielle de tubes et tuyaux hautes performances de divers diamètres et grandes longueurs. La figure 2 montre ce type d'enroulement :

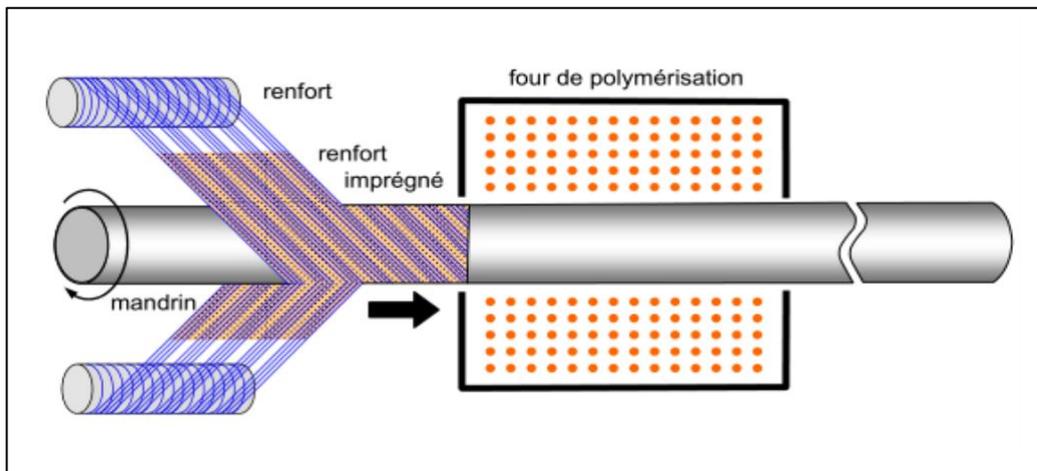


Fig. 2 : Enroulement hélicoïdal continu [1].

Dans l'enroulement hélicoïdal, l'angle α est de 5° à 80° par rapport à l'axe longitudinal comme le montre la figure 3.

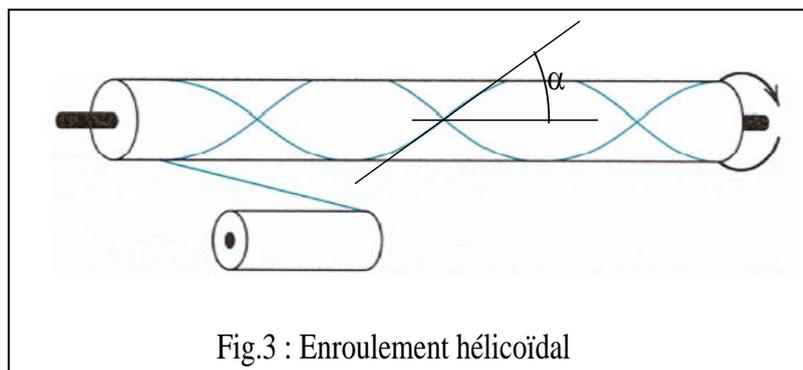


Fig.3 : Enroulement hélicoïdal

I.3.2. Enroulement circonférentiel

Le bobinage est effectué à 90° par rapport à l'axe du mandrin et confère une résistance tangentielle élevée. Pour obtenir une résistance longitudinale satisfaisante, il est nécessaire d'intercaler des couches de tissus unidirectionnels dans le sens axial du mandrin.

Ce type d'enroulement est assez peu utilisé. La figure 4 illustre le principe de l'enroulement circonférentiel.

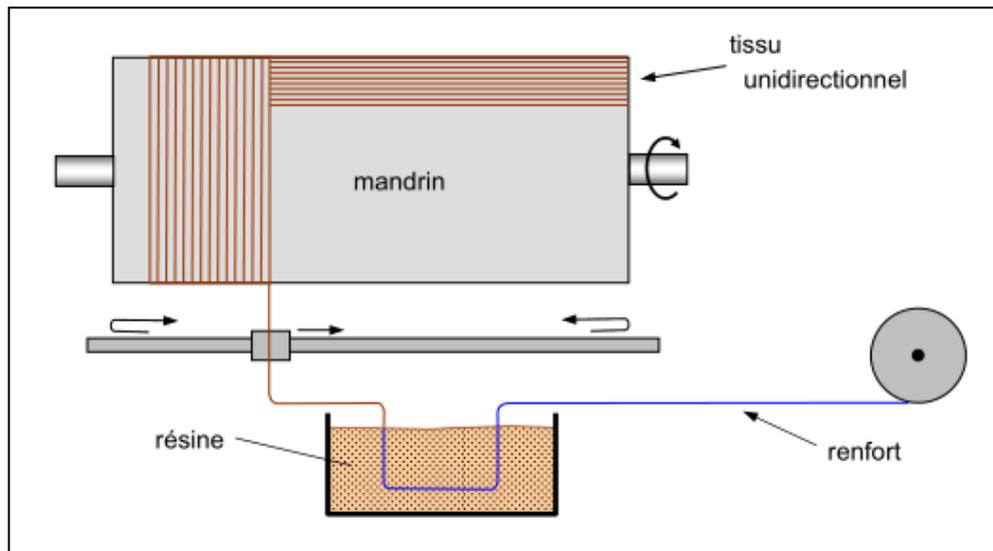


Fig. 4 : Principe d'enroulement circonférentiel [1].

Il est connu comme la sangle ou d'enroulement cerceau, c'est une forme particulière d'enroulement hélicoïdal et est utilisé pour déposer des fibres proches de 90° par rapport l'axe longitudinal. Chaque rotation complète du mandrin avance la livraison de la bande par une bande passante complète comme le montre la figure 5.

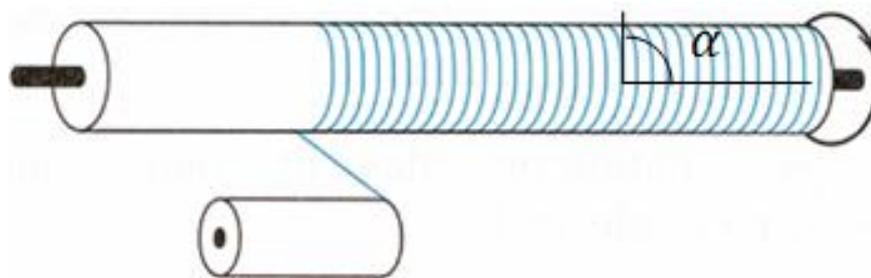


Fig.5 : Enroulement circonférentielle

I.3.3. Enroulement Polaire

L'enroulement polaire permet de fabriquer des pièces à l'extrémités sphériques sans discontinuité de l'enroulement. Dans ce type d'enroulement, le mandrin doit posséder trois degrés de liberté en rotation.

Cette technologie sert à fabriquer des réservoirs haute pression, des réservoirs de moteurs de fusée, des équipements spatiaux, etc.

La figure 6 illustre le principe d'enroulement polaire

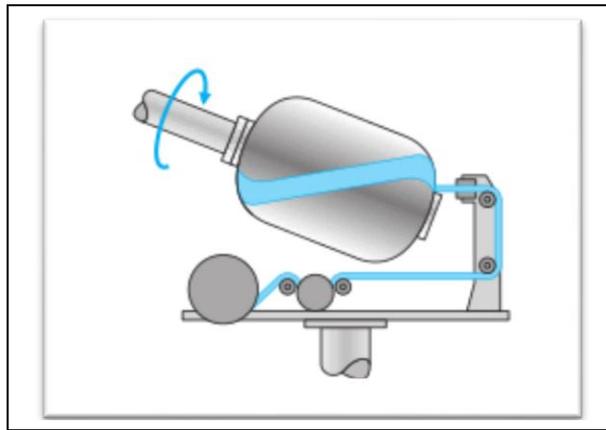


Fig. 6 : Principe d'enroulement polaire [article 2].

Dans l'enroulement polaire, la fibre passe tangentielle à l'ouverture polaire à une proximité ou autour des pôles de mandrin, change de direction, et passe tangentielle à la face opposée de l'ouverture polaire à l'autre extrémité. En d'autres termes, les fibres sont enroulées de pôle à pôle. Dans cet enroulement, l'angle est moins de 5° par rapport à l'axe longitudinal comme le montre la figure 7.

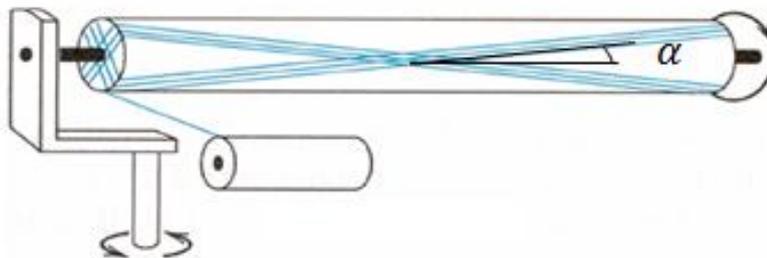


Fig. 7: Enroulement polaire [3].

I.4. MATERIELS

Les propriétés mécaniques des fibres contribuent d'une façon dominante sur les propriétés mécaniques globales des composites fibres-résine. La contribution des fibres dépend de quatre facteurs principaux:

- propriétés mécaniques de la fibre de base ;
- quantité de fibres dans le composite (fraction volumique de fibres) ;
- orientation des fibres dans le composite ;
- interaction de la surface de la fibre et de la résine (en fonction du degré de liaison entre les deux).

Cette liaison interrassiale est fortement influencée par le type de traitement de la surface des fibres. De plus, le dimensionnement minimise les dommages causés par la manipulation.

Le choix de dimensionnement dépend des performances souhaitées du composite, du type de fibre et de la façon dont les fibres vont être traitées. La quantité de fibres dans un composite détermine la résistance et la rigidité. En règle générale, la résistance et la rigidité d'un stratifié augmentent proportionnellement à la quantité de fibres. Cependant, au-dessus de 60 à 70% de fraction volumique de fibres, la rigidité à la traction augmente encore, alors que la force de stratifié atteint un pic et diminue lentement. Dans cette situation, la résine est trop peu présente et ne peut tenir suffisamment les fibres entre elles. L'orientation des fibres dans un composite contribue grandement à la résistance globale. Les fibres de renforcement sont conçus pour être chargés sur toute leur longueur, ce qui signifie que les propriétés du composite sont hautement spécifiques de direction. En plaçant les fibres dans les directions de sollicitation, la quantité de matériau mis dans des directions où il ya peu ou pas de charge peut être réduite au minimum.

Les matières fibreuses les plus couramment utilisées sont des fibres de carbone, fibres de verre et fibres aramide. Par rapport à d'autres fibres, les fibres de carbone présentent de nombreux avantages en offrant d'excellentes propriétés mécaniques, par exemple : faible densité, module de traction et résistance élevés, bonne résistance à la fatigue, coefficient de frottement et expansion thermique faibles, bonne conductivité électrique et thermique, et absorption d'humidité réduite.

Ils sont utilisés comme ultra-haute résistance des composants et des renforts de structure aérospatiales et des réservoirs d'air comprimé à haute pression, par exemple fuselages et ailes d'aéronefs, plates-formes satellitaires et aubes de turbines à vent.

Les fibres d'aramide, qui sont disponibles dans le commerce depuis les années 1960, ont également trouvé un large champ d'applications. Leurs propriétés thermiques facilitent leur utilisation en tant que substitut pour l'amiante. Les fibres d'aramide montrent un bon amortissement des vibrations, une forte absorption d'énergie, des propriétés balistiques favorables, sont utilisées pour les applications de résistance aux chocs.

Les fibres de verre peuvent être divisées en plusieurs groupes en fonction de leur composition chimique: A-verre, C-verre, S-verre, E-verre, etc. Seulement E-verre est largement utilisé dans les applications aérospatiales. Les fibres de verre sont produites à partir de verre fondu qui est produit directement ou par fusion des billes de verre. Le verre fondu est versé dans un réservoir et maintenu à une température constante pour maintenir une viscosité constante.

Les formes de verre s'écoulant des filaments avec des diamètres pouvant aller de 1 à 25 µm. Les fibres de verre sont caractérisés par un module de cisaillement élevé, un faible coefficient de poisson, une bonne résistance électrique et thermique, une faible dilatation thermique et un faible coût de production.

La matrice de résine comprend une partie importante de tout composite. C'est essentiellement la colle qui maintient les fibres ensemble. Une résine doit avoir de bonnes propriétés mécaniques, une bonne adhérence et des propriétés de ténacité et de bonnes propriétés environnementales. Pour les propriétés mécaniques, cela signifie qu'une résine idéale doit être initialement rigide mais pourrait ne pas subir une rupture fragile. Afin d'obtenir de bonnes propriétés mécaniques de la fibre, la résine doit se déformer au moins la même que la fibre se étendent.

La bonne adhérence entre les fibres de renforcement et la résine exige que les charges soient transférées efficacement pour éviter les fissures et le décollement. La résistance à la propagation des fissures est une mesure de la ténacité du matériau. Il est important de faire correspondre la dureté à l'allongement à la rupture de la fibre. L'environnement dans lequel le composite est utilisé peut être dur. La résine doit avoir une bonne résistance à l'environnement, en particulier, l'eau et d'autres substances agressives. En outre, la résine doit être capable de résister à des cycles de contrainte constante.

Il existe deux systèmes différents de la matrice : Thermodurcissables et thermoplastiques. Les thermodurcis sont produits à partir d'une réaction chimique où la résine est mélangée avec un durcisseur ou un catalyseur. Différents types de résines thermodurcissables sont actuellement utilisés dans l'industrie des composites, dont les plus courants sont: polyester, époxy.

Les thermoplastiques, comme les métaux, sont adoucis et puis fondus lorsqu'ils sont chauffés, puis se durcissent à nouveau lorsqu'ils sont refroidis. Ce processus de ramollissement et de fusion peut être répété aussi souvent que désiré, sans aucun effet notable sur les propriétés du matériau. Ces matériaux comprennent l'acrylique, le nylon, le polypropylène, le polyéthylène etc.

En utilisant divers additifs, des systèmes de résines liquides peuvent être rendus aptes à fournir des performances mécaniques et physiques spécifiques. Les plus couramment utilisés sont le carbonate de calcium, le silicate d'alumine et de trihydrate d'alumine. Le carbonate de calcium est utilisé principalement comme un allongeur de volume pour fournir la composition de résine de faible coût dans les zones où le rendement n'est pas critique. Le trihydrate d'alumine est un additif qui est utilisé pour sa capacité à supprimer la génération de flamme et de fumée. Les additifs peuvent être incorporés dans les résines dans des quantités allant jusqu'à 50% de la composition totale. La limitation du volume habituel est basée sur le développement de viscosité utilisable, laquelle dépend de la taille des particules et des caractéristiques de la résine. L'oxyde d'antimoine est utilisé pour l'ignifugation, la coloration, et pour une surface lisse et a des caractéristiques de suppression des fissures. Les agents de démoulage (stéarates métalliques, gel de silicone ou des esters de phosphate organiques, etc.) sont importants pour la libération adéquate du mandrin pour fournir une surface lisse à faible frottement.

I.5. MANDRINS

Les mandrins pour l'enroulement filamentaire doivent permettre le démoulage.

Ils peuvent être :

- En métal, en bois, etc., monobloc ou en plusieurs éléments démontables ;
- En matériau à bas point de fusion ;
- En matériau soluble : par exemple grains de sable agglomérés dans un liant soluble dans l'eau ;
- En élastomère gonflable.

I.6. DOUBLURE MANDRIN

Invariablement, tous les appareils à pression ou des tubes en matériaux composites ont une doublure. La fonction de la chemise est de sceller le liquide ou gaz à l'intérieur du récipient ou tube. Normalement, les fibres fournissent la résistance et la rigidité de la structure. Dans les cas où il y a des fissures dans la matrice, ces fissures ne peuvent pas provoquer une rupture dans le récipient ou le tuyau, mais le fluide à l'intérieur peuvent fuir sur le conteneur. En cas de fluide inflammable, cela peut être dangereux, même si le réseau de fibre est suffisant pour contenir la pression. Pour assurer l'étanchéité du fluide, une poche souple est généralement appliquée. Une doublure peut être en caoutchouc, une couche molle de matière thermoplastique telle que le PVC, ou une mince couche de métal (acier, alliage d'aluminium, alliage de titane). Lorsque le revêtement est suffisamment rigide, il peut être utilisé comme un mandrin de la surtension de la fibre et de la résine. Dans une situation où le revêtement n'est pas suffisamment rigide pour résister à la compression due à la force d'enroulement, les stratégies pour mandrins doivent être développées. Il existe de nombreuses exigences à considérer pour les mandrins.

Les considérations importantes sont :

- le mandrin doit être suffisamment rigide pour résister à la compression imposée par la force d'enroulement ;
- la résine ne doit pas coller à la surface du mandrin ;
- l'agent de démoulage doit être appliqué ;
- le mandrin doit être extrait de la partie après durcissement.

Les mandrins peuvent être classés selon les catégories suivantes: mandrins extractibles, mandrins pliables, mandrins cassables et mandrins solubles.

I.7. APPLICATIONS

L'enroulement filamentaire est surtout utilisé pour fabriquer des pièces ayant une symétrie de révolution :

- ✓ Tube ;
- ✓ Réservoirs ;
- ✓ Bouteilles de gaz ;
- ✓ Enveloppes cylindriques (fusée ou missile) ;
- ✓ Pales d'hélicoptères et de turbines ;
- ✓ Cannes à pêche ;
- ✓ Bâtons de golf ;
- ✓ Fuselage des avions.

Aujourd'hui, les applications de l'enroulement filamentaire sont élargies à d'autres secteurs tels que les produits complexes de l'ingénierie de composites non- sphériques et non cylindriques avec l'utilisation des machines et des logiciels sophistiqués.

I.8. AVANTAGES

- ✓ Procédé adapté pour traiter des pièces nécessitant des tolérances précises ;
- ✓ Technique fiable et assez rapide ;
- ✓ Automatisable et utilisable pour les séries ;
- ✓ Orientation de fibres dans une direction spécifique possible dans ce processus ;
- ✓ De très bonnes caractéristiques mécaniques en termes de la résistance et de la rigidité.

I.9. INCONVENIENTS

- ✓ Investissement de capitaux relativement élevé;
- ✓ Contrôle très précis sur le mécanisme nécessaire pour la distribution et l'orientation des fibres uniformes;
- ✓ Direction des fibres ne pouvant pas être modifiée dans une couche de l'enroulement;
- ✓ Pour certaines applications, un mandrin peut être coûteux;
- ✓ Ne permet pas de mouler des pièces avec contre-dépouille.

I.10. CONCLUSION

Dans ce chapitre on a vu l'historique de l'enroulement filamentaire, ce procédé existe donc depuis 1950. On trouve leur application dans différents domaines : génie chimique, marine, aéronautique, mécanique ...etc. L'étude de la machine d'enroulement filamentaire et le choix des éléments nécessaires pour la réalisation de cette machine feront l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE II

ETUDE DE LA MACHINE D'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

II.1. INTRODUCTION

Le mécanisme de la machine d'enroulement filamentaire est composé de plusieurs sous ensembles reliés entre eux par une ou plusieurs liaisons. Pour une conception concise, on a besoin d'un schéma illustrant le fonctionnement attendu sans se limiter dans les formes et les dimensions à concevoir. Le schéma cinématique doit présenter le plus fidèlement possible les relations entre les différentes pièces.

Pour la réalisation de la machine, on a affaire au choix des pièces nécessaires et à leur dimensionnement.

II.2. CHAÎNE CINÉMATIQUE DE LA MACHINE

La documentation concernant la machine d'enroulement filamentaire fournit la sous-chaîne cinématique. On y trouve deux systèmes :

- Système de rotation de la barre liée au cylindre d'enroulement ;
- Système de translation du dispositif d'enroulement.

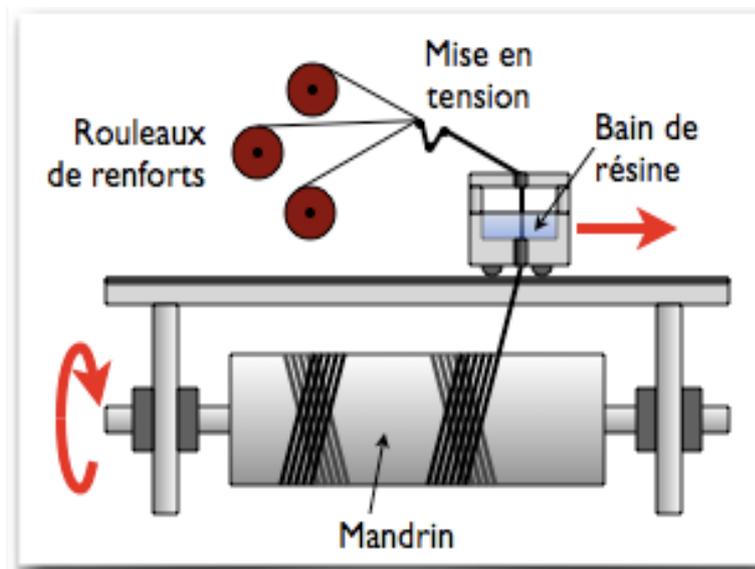


Fig.1 : Sous-chaîne cinématique [Fiche 1].

Dans la littérature, on ne trouve pas la chaîne cinématique complète de la machine filamentaire, c'est-à-dire, les éléments qui la composent (moteurs, éléments de transmission de puissance ; etc...). Nous proposons alors la chaîne cinématique suivante :

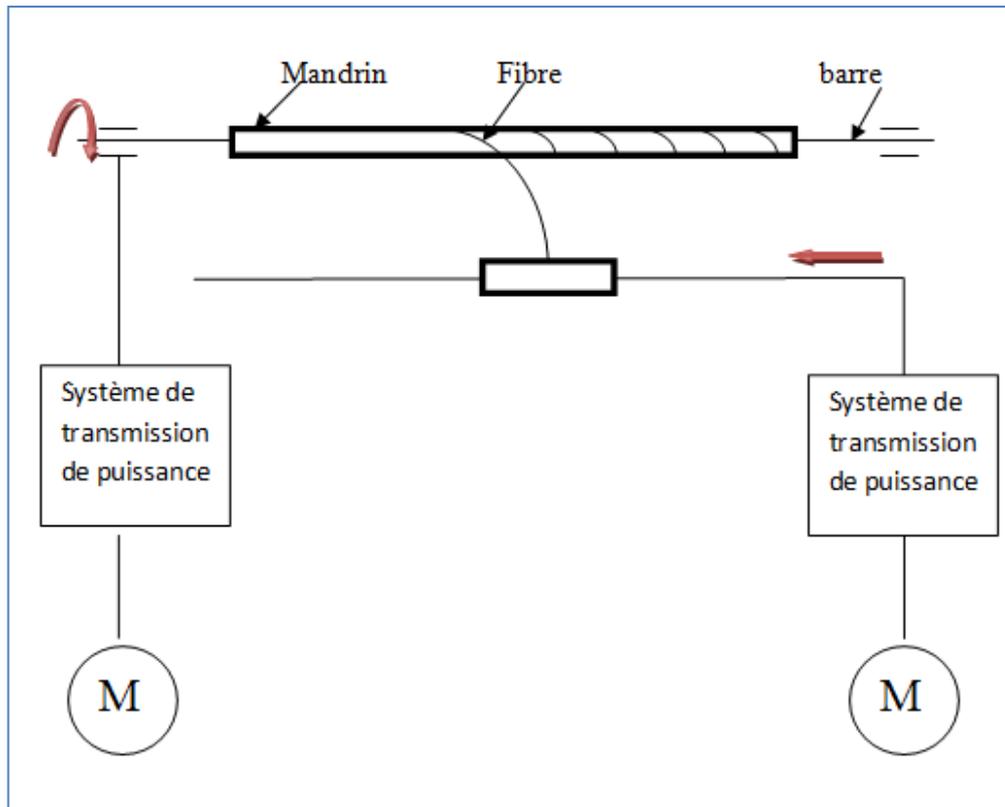


Fig.2 : Chaîne cinématique proposée.

II.2.1. Choix des moteurs d'entraînement

Les moteurs d'entraînement utilisés dans les machines d'enroulement filamenteuse sont des moteurs électriques.

Dans la machine d'enroulement filamenteuse à réaliser, il existe deux moteurs :

- Un pour la rotation de la barre ;
- Un autre pour la translation du dispositif d'enroulement.

Les moteurs électriques sont caractérisés généralement par leur puissance et leur vitesse de rotation. Dans notre cas, on utilise des moteurs de type motoréducteur pour diminuer l'encombrement et pour avoir une réduction de la vitesse motrice qui est généralement beaucoup plus élevée que celle du récepteur. Le choix des caractéristiques de ces moteurs doit satisfaire aux exigences de fonctionnement de la machine. Plusieurs choix sont possibles. En effet, pour une puissance donnée, on peut avoir plusieurs motoréducteurs de vitesse nominale de rotation et de rapport de réduction différents. Pour des raisons de disponibilité, la machine est conçue avec :

- Un motoréducteur pour la rotation de la barre de puissance 0,18kW, de vitesse de rotation de 1400tr/mn et de rapport de réduction 1/15 ;
- Un motoréducteur pour la translation du dispositif d'enroulement de puissance 0,18kW, de vitesse de rotation de 1400tr/mn et de rapport de réduction 1/10.

II.2.2. Choix des moyens De transmission

Dans la machine d'enroulement filamenteuse à réaliser, il existe deux systèmes de transmission de mouvement :

- Système de rotation de la barre ;
- Système de translation du dispositif d'enroulement.

La transmission est un dispositif mécanique permettant de transmettre un mouvement d'une pièce à une autre. Elle fait partie de la chaîne d'énergie et a pour fonction l'adaptation du couple et de la vitesse entre l'organe moteur et l'organe récepteur. Elle est dimensionnée suivant des considérations concernant :

- L'emplacement du mécanisme ;
- la force ou le couple recherché ;
- le mouvement souhaité ;
- la puissance à transmettre.

Elle peut s'effectuer par obstacle ou par adhérence.

Dans la transmission par obstacle, on distingue :

- o transmission par chaîne ;
- o transmission par courroie synchrone ;
- o transmission par engrenages ;
- o système vis-écrou.

Dans la transmission par adhérence, on distingue :

- o Transmission par courroie lisse ou trapézoïdale ;
- o Transmission par câble ;
- o Transmission par roues de friction ;

Dans notre machine d'enroulement étudiée, nous utilisons la transmission par obstacle pour assurer un rapport de transmission constant exigé dans ce type de machine.

II.2.2.1. Choix des moyens pour le système de rotation de la barre

Pour la transmission de puissance dans la machine d'enroulement filamenteuse entre le motoréducteur et la barre liée au cylindre d'enroulement, on utilise les organes de transmission de puissance par obstacle : engrenage, chaîne ou courroie synchrone qui ont un rendement élevé.

1^{ère} choix: On peut envisager pour la transmission de puissance entre le motoréducteur et la barre une transmission par engrenages seulement, mais étant donné leur entraxe important et leur disposition relative, ce choix ne satisfait pas une solution technologique économique.

2^{ème} choix : On peut envisager entre ces deux éléments une transmission par courroie crantée ou par chaîne pour régler le problème d'entraxe, et une transmission par engrenages pour éviter le problème de la position de la barre par rapport au motoréducteur.

Les chaînes, comme les courroies crantées, sont des éléments flexibles qui permettent la transmission de puissance entre deux arbres parallèles éloignés. Elles sont constituées de maillons articulés en acier résistant, ce qui leur permet de supporter des efforts plus élevés que ceux appliqués aux courroies crantées, c'est-à-dire une durée de vie élevée.

Cependant, les chaînes présentent des inconvénients : bruit de fonctionnement et nécessité de graissage. Par contre, les courroies crantées sont silencieuses et ne nécessitent pas de lubrification. Dans la machine d'enroulement filamenteire, la barre à une vitesse de rotation faible (6 à 30 tr/mn), ce qui permet de négliger l'effet du bruit. On note aussi que dans ces machines, la vitesse tangentielle est très faible et la puissance aussi, ce qui autorise l'emploi du mode de lubrification manuelle (au pinceau ou à la burette) qui convient pour les vitesses $V < 1\text{m/s}$ et une puissance $P < 3,5\text{ kW}$. Le graissage de la chaîne ne pose pas de difficultés.

3^{ème} choix : On peut envisager pour la transmission de puissance entre le motoréducteur et la barre une transmission par chaînes puis une transmission par engrenages pour éviter le problème de la position de l'arbre par rapport au motoréducteur et aussi pour assurer une durée de vie élevée du système. Nous retenons ce choix dans ce qui suit.

II.2.2.2. Choix des moyens pour le système de translation du dispositif d'enroulement

Pour la transmission de puissance dans la machine d'enroulement filamenteire entre le motoréducteur et le dispositif d'enroulement (système de translation), on utilise un organe de transmission de puissance par obstacle. Nous retenons la transmission par chaîne vu ses avantages. La rotation à la sortie de la chaîne est transformée en mouvement de translation du dispositif d'enroulement par un système adéquat.

Dans le système de translation du dispositif d'enroulement, le mouvement est axial. C'est un guide-fil qui permet de parcourir toute la longueur du cylindre d'enroulement. Dans notre machine, la translation de ce guide-fil peut être assuré par :

- un système pignon-crémaillère. La transformation est réversible : la crémaillère en se déplaçant latéralement entraîne la rotation du pignon. La figure ci-contre illustre le système :

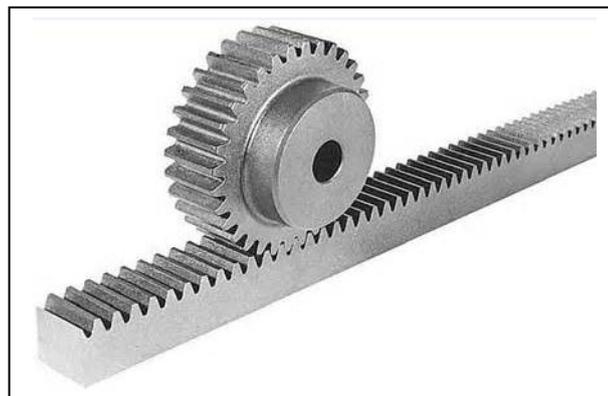


Fig.3 : système pignon-crémaillère [Wiki1].

• Un système vis-écrou. Il permet de transformer le mouvement de rotation de la vis en un mouvement de translation de l'écrou, à condition que la vis soit bloquée en translation. Inversement, si l'écrou tourne et s'il est bloqué en translation, c'est la vis qui est animée d'un mouvement de translation. En générale, le système est réversible. La figure ci-contre illustre le système :



Fig.4 : système vis-écrou [Wiki 2].

Dans notre cas, on choisit le système vis-écrou permettant de transformer le mouvement de rotation de la vis en un mouvement de translation de l'écrou. On utilise ce système pour les raisons suivantes :

- besoin d'utiliser la surface externe de l'écrou pour placer le dispositif d'enroulement (bain de résine avec poulies de guidage du stratifil et les rouleaux de renforts)
- précision de guidage, ce qui permet de régler l'angle d'enroulement filamentaire
- Simplicité de montage
- Durée de vie élevée et faible coût par rapport au système pignon-crémaillère

Il existe plusieurs types de vis : à filet triangulaire, rond, carré, trapézoïdal, Les vis à filet trapézoïdal sont surtout utilisées pour la transmission de mouvement, en général, de rotation en translation. Donc dans notre cas, la vis est à filet trapézoïdale.

II.3. SCHEMA CINEMATIQUE COMPLET

II.3.1. Schéma cinématique du système de rotation de la barre

Le schéma cinématique du système de rotation de la barre est illustré ci-dessous :

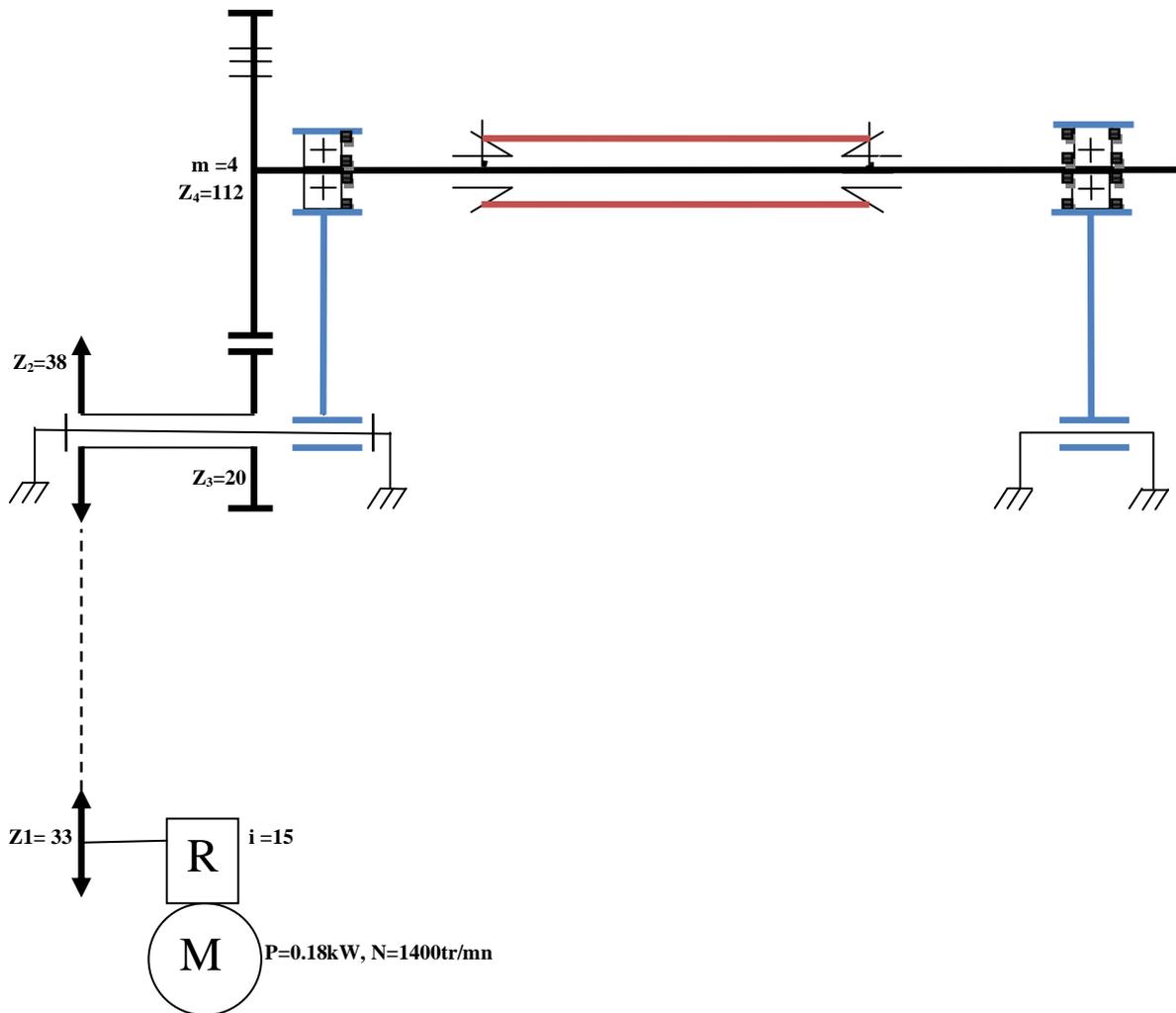


Fig.5: Schéma cinématique du système de rotation de la barre.

II.3.2. Schéma cinématique pour le système de translation du dispositif d'enroulement

Le schéma cinématique du système de translation du dispositif d'enroulement est présenté ci-dessous :

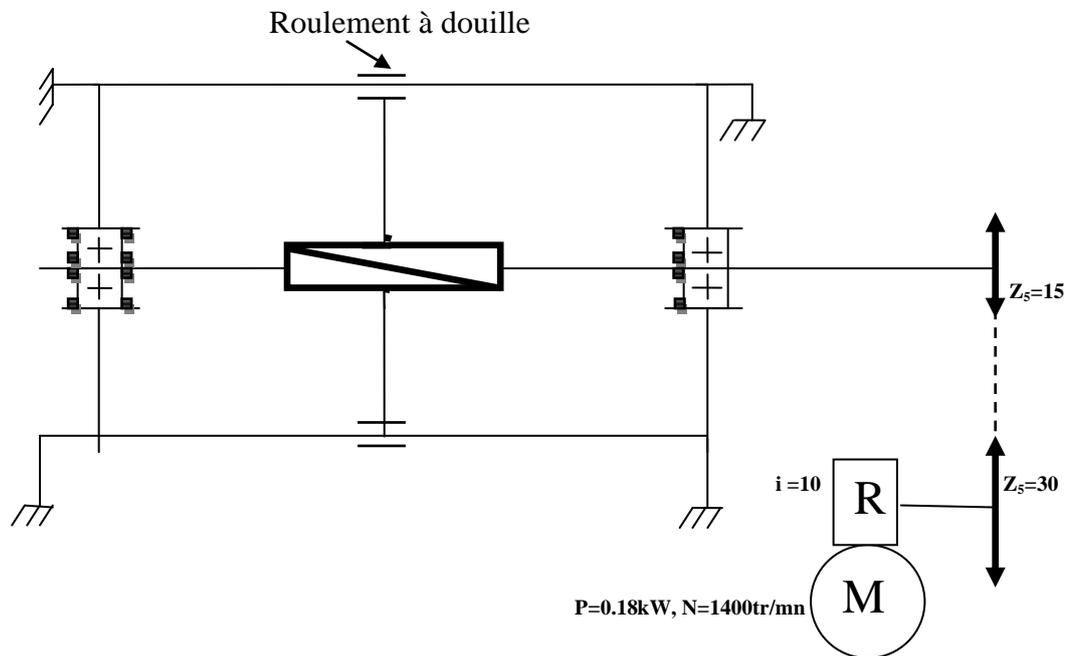


Fig.6 : Schéma cinématique pour le système de translation du dispositif d'enroulement.

II.4. CONCLUSION

Dans ce chapitre, on présente la chaîne cinématique de la machine filamentaire. Elle est composée de celle de la barre liée au cylindre d'enroulement et de celle du système de translation du dispositif d'enroulement. On justifie le choix des éléments qui constituent la chaîne complète : moteurs d'entraînement, éléments de transmission. Le dimensionnement de ces derniers fera l'objet des chapitres suivants.

CHAPITRE III

DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU SYSTEME DE ROTATION DE LA BARRE

III.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, on va dimensionner les éléments de transmission de puissance du système de rotation de la barre. Cette transmission est assurée par deux éléments : une Chaîne et un engrenage.

III.2. DIMENSIONNEMENT DE LA CHAÎNE

Il existe plusieurs types de chaînes de transmission, nous citons quelques une les plus usuelles.

- Chaînes à douilles ;
- Chaînes à rouleaux ou à galet (simple, double, triple, etc..) ;
- Chaînes à maillons coudés à rouleaux ;
- Chaînes silencieuses ou chaînes à dents.

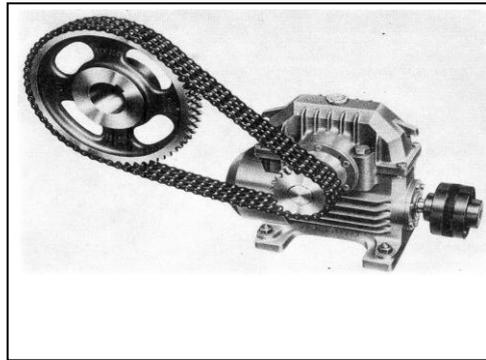


Fig.1 : Transmission de puissance par chaîne [Méc 2013].

Les types les plus répandus sont les chaînes à rouleaux. Nous retenons ce type de transmission de puissance entre le motoréducteur et l'engrenage.

Les chaînes à rouleaux, appelées également chaînes de précision, sont les plus répandues dans l'industrie. Elles sont constituées de mailles intérieures et extérieures qui peuvent être coudées ou non. L'utilisation de maillons coudés n'est pas recommandée dans les applications difficiles (chaînes très chargées). Cependant, pour obtenir dans une chaîne fermée un nombre impair de maillons, un maillon coudé est nécessaire.



Fig.2 : Les chaînes à rouleaux [Net 1].

On trouve dans la littérature plusieurs méthodes de calcul d'avant-projet d'une chaîne qui diffèrent généralement par le nombre de facteurs de correction. Nous retenons ici la méthode exposée dans Techniques de l'Ingénieur [Tech 1] qui nous semble la plus appropriée.

III.2.1. Rapport de transmission

Le motoréducteur est de vitesse de rotation de 1400 tr/mn, de rapport de réduction de 1/15, c'est-à-dire, la vitesse de rotation à sa sortie est de 93,33 tr/mn. D'autre part, la vitesse de rotation du mandrin est variable pour réaliser les différents modes d'enroulement. On fait varier cette vitesse avec des variateurs de fréquences. Généralement, l'enroulement filamentaire s'effectue à faible ou même très faible vitesse de rotation du mandrin. On choisit une vitesse de rotation de base, c'est-à-dire sans variateur de fréquence, de 16 tr/mn. La réduction de la vitesse entre la sortie du motoréducteur et la barre est donc :

$$i = \frac{N_4}{N_1} = \frac{16}{93,33} = 0,17 \quad (\text{III.1}).$$

N_1 : Vitesse de rotation à la sortie du motoréducteur ;

N_4 : Vitesse de rotation de la barre.

On a aussi : $i = i_1 i_2 \quad (\text{III.2}).$

i_1 : Rapport de réduction de la chaîne ;

i_2 : Rapport de réduction de l'engrenage.

C'est une équation à deux inconnues i_1 et i_2 , la solution est multiple.

Prenons : $i_2 = \frac{1}{4} i_1 \quad (\text{III.3}).$

C'est-à-dire :

$$i = i_1 i_2 = i_1 \times \frac{1}{4} \times i_1 = i_1^2 \times \frac{1}{4} = 0,17 \quad (\text{III.4}).$$

On trouve : $i_1 = 0,85$ et $i_2 = 0,20$

Le rapport de réduction de la chaîne $i_1 = 0,85$

III.2.2. Choix du nombre de dents

Il est recommandé de choisir un nombre de dents, dans tous les cas, supérieur à 15 pour réduire l'effet polygonal (l'effet polygonal est dû au mouvement de la chaîne avec la roue qui se comporte comme un polygone tournant autour de son axe, cet effet polygonal provoque une variation de la vitesse de la chaîne).

Pour éviter que la même articulation de la chaîne ne tombe toujours en contact avec la même dent, on choisira de préférence un pignon dont le nombre de dents est impair et une roue dont le nombre de dents est pair.

Le nombre de dents du pignon sera choisi de préférence parmi les nombres standards disponibles suivants :

$$Z_1 : 17 ; 19 ; 21 ; 23 ; 25 ; 27 ; 29 ; 31 ; 33 \text{ dents}$$

Pour la roue, on choisira parmi les nombres suivants :

$$Z_2 : 38 ; 57 ; 76 ; 95 ; 114 ; 122 \text{ dents}$$

Dans notre cas, on choisit pour la chaîne à rouleau de la machine d'enroulement filaire par exemple :

$$Z_1 = 33 \text{ dents}$$

On a aussi
$$Z_2 = \frac{Z_1}{i_1} = \frac{33}{0,85} = 38,82 \text{ dents} \quad (\text{III.5}).$$

Pour éviter que la même articulation de la chaîne ne tombe toujours en contact avec la même dent, on prend $Z_2 = 38 \text{ dents}$

- **Rapport de réduction corrigé** : le rapport de la chaîne corrigé est donné par :

$$i_{1\text{corrigé}} = \frac{33}{38} = 0,8684$$

C'est-à-dire :
$$i_2 = 0,18$$

III.2.3. Calcul la vitesse de rotation

Après le choix de nombre de dents de la roue motrice et réceptrice de la chaîne à rouleau, la vitesse de rotation à la sortie de la chaîne est de :

$$N_2 = \frac{Z_1}{Z_2} N_1 = \frac{33}{38} \times 93,33 = 81,05 \text{ tr / mn} \quad (\text{III.6}).$$

III.2.4. choix de la chaîne à rouleau

La référence [Tech 1] fournit les diagrammes des puissances transmissibles des différentes chaînes, série américaine ou européenne, simples, double ou triple.

Pour une puissance de 0,18 kW et une vitesse de rotation de 93,33 tr/mn, la chaîne correspondante est de la série européenne type 06B (p =9,525 mm) à 1 rang, ou de la série américaine 06A (p =9,525 mm) à 1 rang également. Nous retenons la chaîne 06B

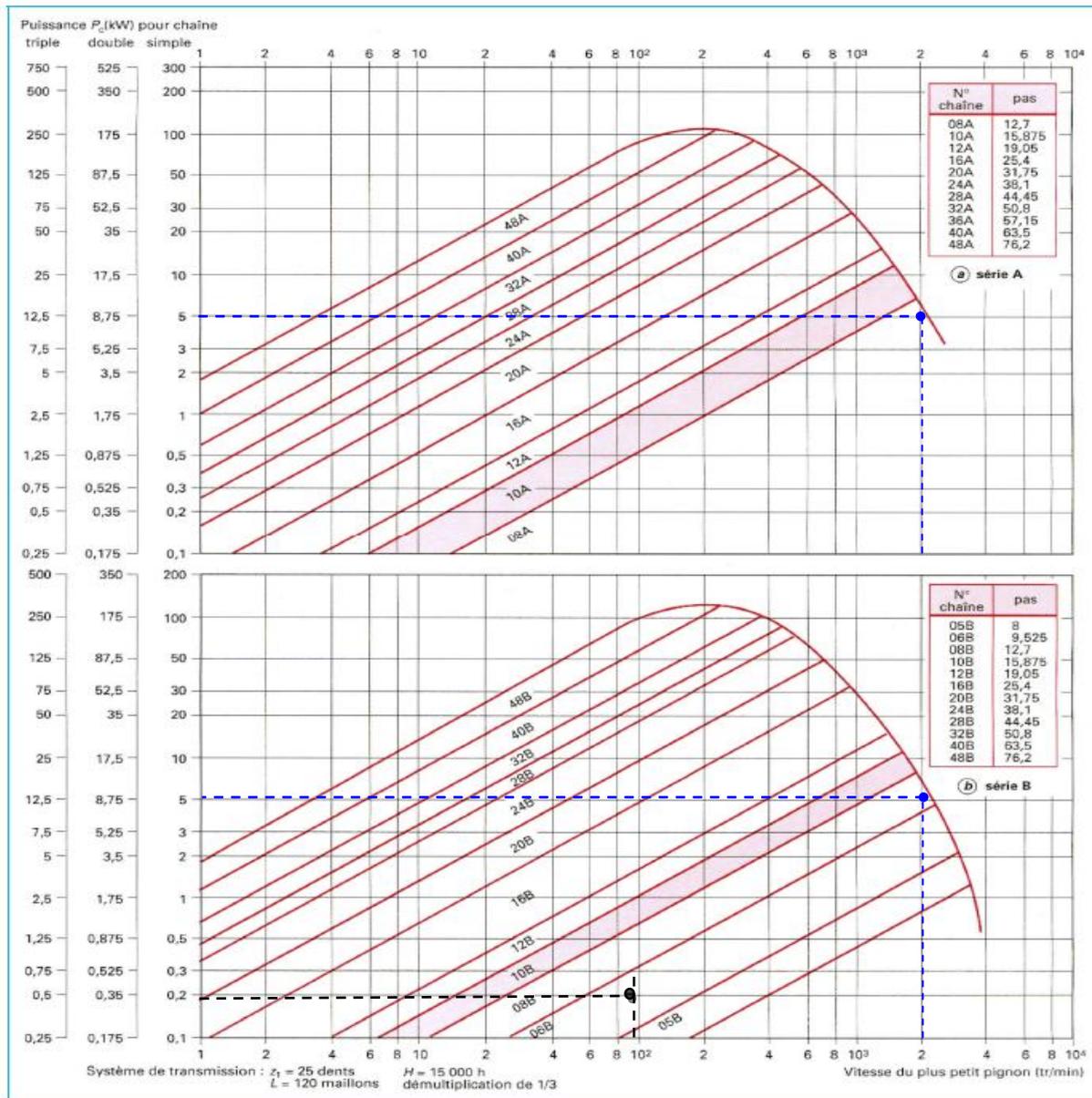


Fig.3 : Diagrammes des puissances transmissibles des chaînes des séries A et B [Tech 1].

III.2.5. Diamètres primitifs des roues

Pour le pignon (indice 1) et la roue (indice 2), les diamètres primitifs des roues est donné par :

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)} \quad \text{et} \quad d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_2}\right)} \quad (\text{III.7}).$$

On trouve : $d_1 = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{\pi}{33}\right)} = 100,2mm$ et $d_2 = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{\pi}{38}\right)} = 115,34mm$

III.2.6. longueur de la chaîne à rouleau

La longueur rapportée au nombre de maillons pour un entraxe choisit $E = 194mm$ peut être obtenue par la formule approchée suivante [Tech 1]:

$$L_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2E_m + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 E_m} \quad (\text{III.8}).$$

avec :

$$E_m = \frac{E}{p} = \frac{194}{9,525} \approx 20,37 \text{ maillons} \quad (\text{III.9}).$$

Il vient :

$$L_m = \frac{33+38}{2} + 2 \times 20,37 + \frac{(38-33)^2}{4\pi^2 \times 20,37} = 76,59 \text{ maillons} \quad (\text{III.10}).$$

Pour éviter l'utilisation d'un maillon coudé, on prend : $n = 77$ maillons

III.2.7. Calcul de la puissance effective (ou puissance corrigé)

Compte tenu des différents facteurs inhérents aux conditions réelles de fonctionnement, il faut corriger la puissance nominale P_n par des coefficients. La puissance effective s'exprime alors par la relation :

$$P_{\text{eff}} = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 P_n \quad (\text{III.11}).$$

K_1 : Coefficient du nombre de dents Z_1 du pignon. Il est donné par la relation :

$$k_1 = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{33} = 0,7575 \quad (\text{III.12}).$$

k_2 : Coefficient du nombre de rangs m de la chaîne. Il est donné par la relation :

$$k_2 = \frac{1}{m^{0,83}} \quad (\text{Formule tirée à partir du graphe}) \quad (\text{III.13}).$$

La chaîne est à 1 rang de maillons, on a alors : $k_2 = 1$

k_3 : Coefficient du nombre n de maillons de la chaîne. Pour une transmission de puissance entre deux pignons, il s'exprime par la relation :

$$k_3 = \frac{120}{n}$$

On trouve :

$$k_3 = \frac{120}{n} = \frac{120}{77} = 1,5584 \quad (\text{III.14}).$$

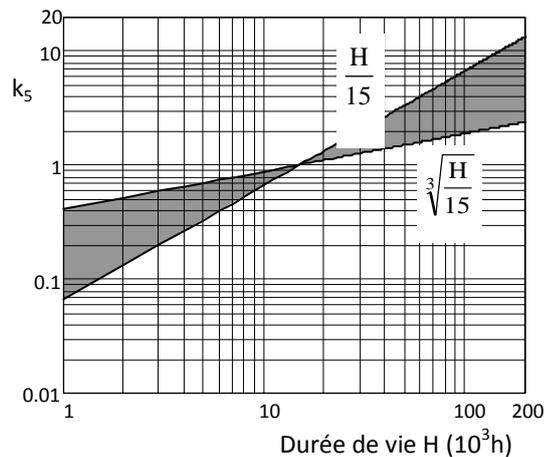
k_4 : Coefficient de service tenant compte des types de machines motrices et réceptrices. Le tableau I ses valeurs couramment rencontrées [Net 2]

	Machine d'entraînement		
Machine entraînée	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission hydraulique	Moteur électrique	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission mécanique
Fonctionnement à-coups	1,0	1,0	1,2
Charge d'impact moyenne	1,2	1,3	1,4
Charge d'impact intensive	1,4	1,5	1,7

Tableau.1 : coefficient de service [Net 2].

Le coefficient de service pour un moteur électrique et une machine entraînée à une charge d'impact moyenne vaut alors $k_4 = 1,3$

k_5 : Coefficient de durée de vie. Il est à choisir entre les courbes $\frac{H}{15}$ et $\sqrt[3]{\frac{H}{15}}$ (H étant la durée de vie)



La durée de vie étant estimée à 15000 heures, le coefficient de durée vaut alors $k_5 = 1$.

La puissance effective est alors de :

On a :
$$P_{\text{eff}} = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 P_n = 0,7575 \times 1 \times 1,5584 \times 1,3 \times 1 \times 0,18 = 0,276 \text{ kW} \quad (\text{III.15}).$$

En vérifiant à l'aide du diagramme des puissances, les limites de capacité de transmission avec une chaîne simple 06B est de 0,3 kW. Donc pour une $P_{\text{eff}} = 0,276 \text{ kW}$, cette puissance pourrait bien être transmise par une chaîne simple 06B.

III.2.8. Vérification du choix final

- **vitesse tangentielle**

$$V_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{p Z_1 N_1}{60} = \frac{9,525 \times 10^{-3} \times 33 \times 93,33}{60} = 0,49 \text{ m/s} \quad (\text{III.16}).$$

Pour la chaîne 06B ($p = 9,525 \text{ mm}$), la vitesse maximale est de 30 m/s. La condition cinématique est donc satisfaite. (Tableau I dans l'annexe)

- **Effort de traction sur le brin tendu**

En négligeant l'effort caténaire, le brin tendu est soumis à l'effort :

$$F = \frac{P_n}{V} + m_l V^2 \quad (\text{III.17}).$$

La quantité $\frac{P_n}{V}$ représente l'effort utile F_u , $m_l V^2$ représente l'effort centrifuge F_c .

m_l est la masse linéique de la chaîne. Ses valeurs sont indiquées dans l'annexe tableau II Dans notre cas on a :

– Effort utile :

$$F_u = \frac{P_n}{V_1} = \frac{180}{0,49} = 367,34 \text{ N} \quad (\text{III.18}).$$

– Effort centrifuge :

$$F_c = m_l V_1^2 = 0,39 \times 0,49^2 = 0,09 \text{ N} \quad (\text{III.19}).$$

– Effort total dans le brin tendu :

$$F = F_u + F_c = 367,43 \text{ N} \quad (\text{III.20}).$$

- **Pression de contact dans les articulations des maillons**

Elle est donnée par la relation :

$$p_s = \frac{F}{S} \quad (\text{III.21}).$$

S est la surface de travail. Ses valeurs sont indiquées dans l'annexe tableau II

La valeur de p_s ainsi calculée doit rester inférieure à la pression admissible donnée par le tableau III dans l'annexe.

Pour la chaîne 06B, la surface de travail est de 28 mm^2 . La pression conventionnelle de contact vaut donc :

$$p = \frac{F}{S} = \frac{367,43}{28} = 13,12 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \quad (\text{III.22}).$$

La condition de pression de contact est aussi satisfaite.

• **Coefficient de sécurité**

La chaîne choisie doit pouvoir résister à l'effort de traction F dans le brin tendu. On introduit alors un coefficient de sécurité s défini par :

$$s = \frac{R}{F} \quad (\text{III.23}).$$

Où R est la charge de rupture minimale à la traction donnée dans annexe tableau II.

La chaîne est sécuritaire si $s \geq 12$.

Pour cette chaîne, la charge minimale de rupture est de 8900 N. Le coefficient de sécurité vaut alors :

$$s = \frac{R}{F} = \frac{8900}{367,43} = 24,22 > 12 \quad (\text{III.24}).$$

La chaîne est donc largement sécuritaire. La condition de résistance est évidemment satisfaite.

III.3. DIMENSIONNEMENT DE L'ENGRENAGE

Pour transmettre une puissance donnée entre deux arbres rapprochés avec un rapport de transmission rigoureusement constant, on utilise des roues dentées qu'on appelle engrenages. Ces engrenages transmettent la puissance demandée par obstacle avec un rendement élevé.

Ils sont fiables, résistants, et sécuritaires. On les trouve dans deux nombreux mécanismes, en particulier, dans les boîtes de vitesses, les réducteurs ou multiplicateurs, les machines-outils, en automobiles, en aviation, etc.

Les engrenages peuvent être fabriqués en acier, fonte, bronze spécial ou en matériaux plastique (de plus en plus employé pour la transmission de faibles puissances).

Il existe différents types d'engrenages, Selon la disposition des axes des deux roues, on trouve :

- Arbres parallèles : engrenages cylindriques à dentures droites ou hélicoïdales.
- Arbres concourants : engrenages coniques droits à dentures droites ou hélicoïdales.
- Arbres orthogonaux : engrenages à roue et vis sans fin
- Arbres quelconques : engrenages hypoïdes et spiroïdaux.

Les engrenages à axes parallèles sont les plus utilisés en raison de leur simplicité et de leur facilité de réalisation et de contrôle et aussi de leur rendement élevé qui est de 0,975 à 0,995. Les engrenages à dentures droites sont les plus simples. On choisit alors ce type d'engrenage. Il est utilisé pratiquement dans toutes les applications de mécanique générale. En effet, il s'agit du système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Néanmoins, son principal défaut est d'être bruyant, mais il a comme avantage ne créant pas d'effort axial.



Fig.4 : Engrenage cylindrique à denture droit [Net 3].

III.3.1 Choix du nombre de dents

Il est recommandé de choisir un nombre de dents, dans tous les cas, supérieur à 17 pour éviter l'interférence de taillage. Dans notre cas, on choisit par exemple le nombre de dents pour la roue motrice 20 dents, et pour la roue réceptrice on trouve :

$$Z_4 = \frac{Z_3}{i_2} = \frac{20}{0,18} = 111,6 \quad (\text{III.25}).$$

Le nombre de dents de la roue réceptrice d'engrenage est de 112 dents

- **rapport de réduction corrigé**

$$i_{2\text{corrigé}} = \frac{20}{112} = 0,1785 \quad (\text{III.26}).$$

- **rapport de réduction total corrigé**

$$i_{\text{corrigé}} = i_{1\text{corrigé}} \times i_{2\text{corrigé}} = \frac{33}{38} \times \frac{20}{112} = 0,155 \quad (\text{III.27}).$$

- **Vitesse de rotation corrigée à la sortie de la barre**

$$N_{4\text{corrigé}} = i_{\text{corrigé}} \times N_1 = 0,155 \times 93,33 = 14,47 \text{tr} / \text{mn} \quad (\text{III.28}).$$

La vitesse de rotation de la roue réceptrice de la chaîne à rouleau égale à La vitesse de rotation de la roue motrice d'engrenage, c'est-à-dire

$$N_2 = N_3 = 81,05 \text{tr} / \text{mn} \quad (\text{III.29}).$$

➤ **C'est quoi l'interférence de taillage et pourquoi le nombre de dents est supérieur à 17**

Considérons l'engrènement de deux profils conjugués d'un engrenage extérieur. Lorsque le point de contact M est entre T_1 et T_2 , les deux profils P_1 et P_2 sont conjugués. Lorsque ce point est à l'extérieur de T_1 , le profil conjugué de P_2 a son centre de courbure en T_1 . Ce n'est donc plus le profil P_1 qui est conjugué avec P_2 , mais une branche fictive P'_1 symétrique de P_1 par rapport à O_1Q_1 . Comme $T_1M < T_2M$, le point Q_1 est à l'intérieur de la denture. Les deux profils P_1 et P_2 n'étant pas seulement tangents, ils se coupent en S : il y a interférence d'engrènement.

L'interférence théorique conduit à des contacts s'effectuant dans de très mauvaises conditions, donnant lieu à des variations de vitesse angulaire, à des vibrations intenses et à une usure très rapide. Elle peut même conduire à un coincement entre les dentures si le jeu entre elles est faible ou nul.

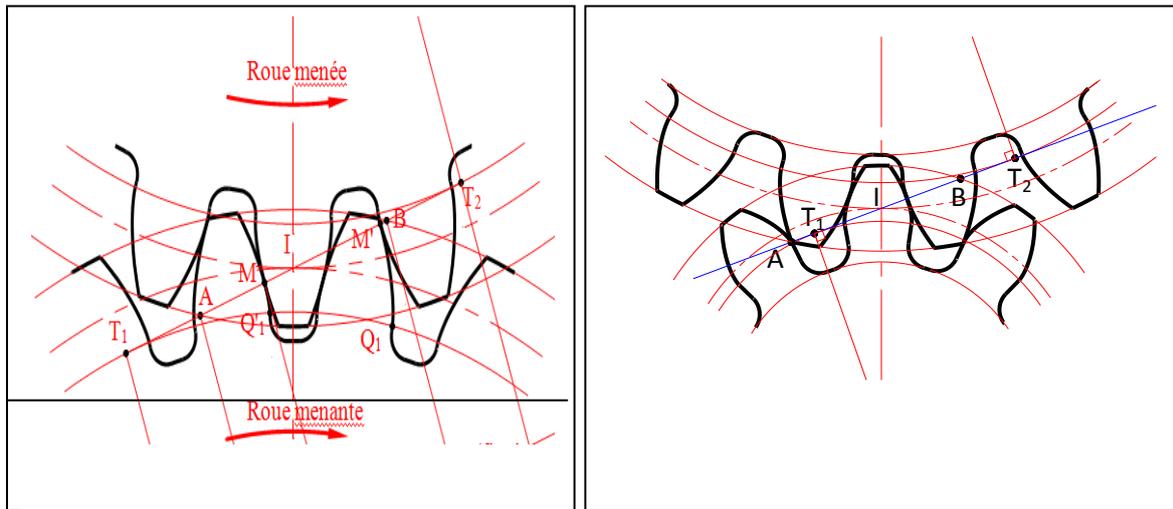


Fig.5 : Interférence de fonctionnement [Méc 1].

Pour éviter cette interférence, il suffit que le segment de conduite AB soit situé à l'intérieur du segment d'action T_1T_2 , ce qui peut se vérifier par les deux conditions :

$$IA < IT_1 \text{ et } IB < IT_2$$

Pour éviter donc l'interférence théorique, la valeur de Z_1 doit satisfaire la condition :

$$Z_1 > -Z_2 + \sqrt{Z_2^2 + \frac{4y_2}{\sin^2 \alpha} (y_2 + Z_2)} \quad (\text{III.30}).$$

Lorsque Z_2 augmente, l'interférence correspondant au cas le plus défavorable se produit pour $Z_2 = \infty$ (la roue est une crémaillère). Dans ce cas, l'équation du second degré en Z_1 peut être écrite sous la forme :

$$Z_2 \left(\frac{Z_1^2}{Z_2} + 2Z_1 \right) - \frac{4y_2 Z_2}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{y_2}{Z_2} + 1 \right) > 0 \quad (\text{III.31}).$$

il vient :

$$Z_1 > \frac{2y_2}{\sin^2 \alpha} \quad (\text{III.32}).$$

Pour une denture normalisée, on a : $y_2 = 1$ et $\alpha = 20^\circ$, Ce qui donne:

$$Z_1 > \frac{2 \times 1}{\sin^2(20)} = 17,1; \text{ soit } Z_{1\text{limite}} = 17 \text{ dents.}$$

Si $Z_1 < 17$ et $Z_2 = \infty$, on dit qu'il y a interférence de taillage.

III.3.2. Calcul du module

L'entraxe est donné par la relation suivante :

$$a = m \times \frac{Z_3 + Z_4}{2} \quad (\text{III.32}).$$

a est la distance entre les axes parallèles de deux roues cylindriques. C'est une donnée constructive. L'emplacement du pignon lié à l'axe de la roue réceptrice de la chaîne, et de la roue à engrenage liée à la barre, exige un entraxe important. La construction que nous proposons nous oriente vers un entraxe $a = 260\text{mm}$ environ.

$$m = \frac{2a}{Z_3 + Z_4} = \frac{2 \times 260}{20 + 112} = 3,93\text{mm} \quad (\text{III.33}).$$

Le module normalisé le plus proche est de 4 mm

III.3.3. Calcul les éléments géométriques définissant une denture droite

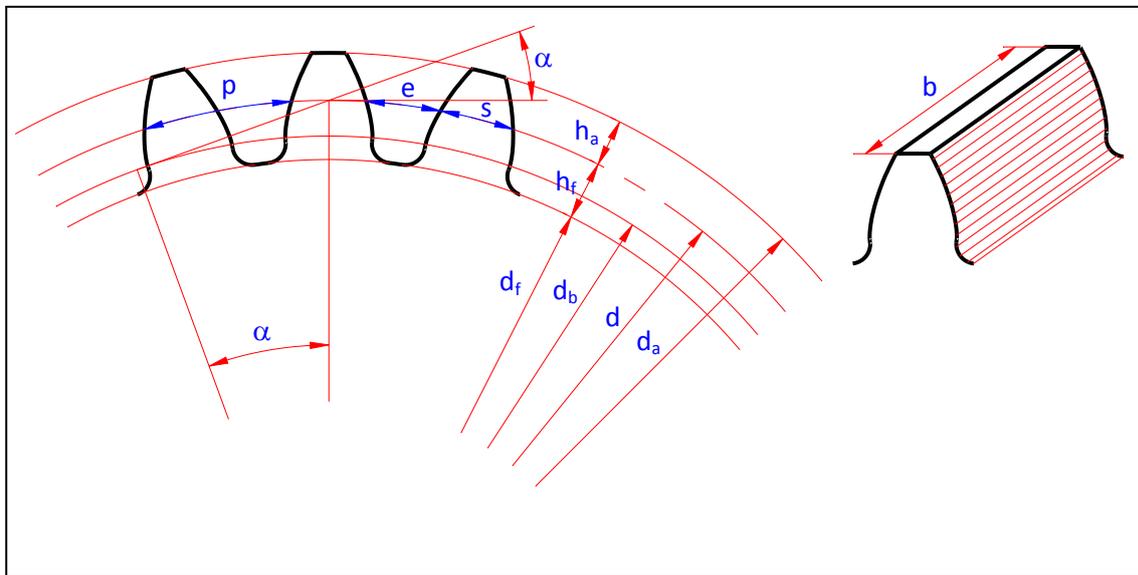


Fig.6: Eléments caractéristiques d'une denture cylindrique droite [Méc1].

Diamètre primitif : $d = mZ$ (III.34).

$$d_3 = mZ_3 = 4 \times 20 = 80\text{mm}$$

$$d_4 = mZ_4 = 4 \times 112 = 448\text{mm}$$

- hauteur de saillie : $h_a = y \cdot m$ (III.35).

$$h_a = 1 \times 4 = 4\text{mm}$$

Puisque pour une denture normale l'angle de pression $\alpha = 20^\circ$ on a :

$$y = 1 \text{ et } j = 0,25$$

- hauteur de creux: $h_f = (y + j)m$ (III.36).

$$h_f = (1 + 0,25) \times 4 = 5mm$$

- diamètre de tête : $d_a = d + 2h_a = m(Z + 2y)$ (III.37).

$$d_{a_1} = m(Z_3 + 2y) = 4(20 + 2 \times 1) = 88mm$$

$$d_{a_2} = m(Z_4 + 2y) = 4(112 + 2 \times 1) = 456mm$$

- Diamètre de pied : $d_f = d - 2h_f = m[Z - 2(y + j)]$ (III.38).

$$d_{f_1} = m[Z_3 - 2(y + j)] = 4[20 - 2(1 + 0,25)] = 70mm$$

$$d_{f_2} = m[Z_4 - 2(y + j)] = 4[112 - 2(1 + 0,25)] = 438mm$$

- Pas de denture

$$p = m\pi = 4 \times 3,14 = 12,56mm$$
 (III.39).

- épaisseur de denture : $s = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$ pour une denture normale (III.40).

$$s = \frac{12,56}{2} = 6,28mm$$

- intervalle de creux : $e = p - s = \frac{\pi m}{2} = 6,28mm$ (III.41).

- Largeur de denture : $b = km$; $k = 6 \text{ à } 16$ (10 à 12 : valeurs courantes) (III.42).

On choisit $k=10$, Donc $b = km = 10 \times 4 = 40mm$

- entraxe réel : $a = m \frac{Z_3 + Z_4}{2} = 4 \times \frac{20 + 112}{2} = 264mm$ (III.43).

- On prend une denture sans déport (coefficient de déport $x=0$) étant donné que nous avons un seul couple d'engrenages et que l'entraxe est approximatif.

III.3.4. Calcul des efforts

La roue motrice est menant son action sur la roue réceptrice se traduit par un effort normal F_n que nous supposons concentré au milieu de la largeur de denture ou nous considérons le diamètre primitif moyen d_3 . l'effort F_n normale aux dentures, subit l'effet de inclinaisons : l'une due à l'angle de pression α .

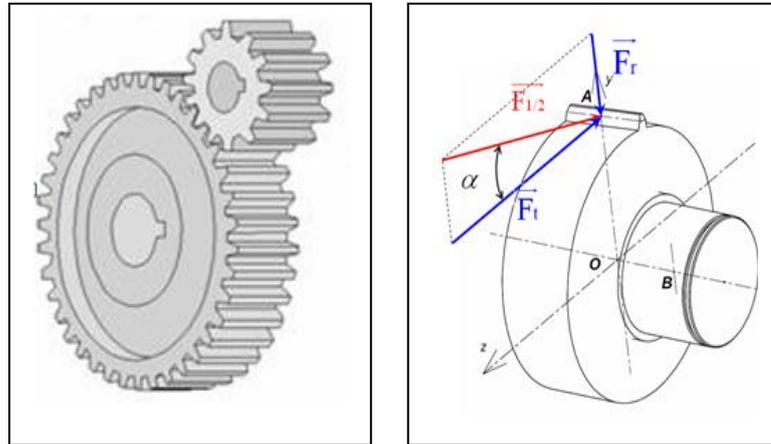


Fig.7 : Les efforts dans le cas d'engrenage cylindrique à denture droite [Net 4]

Les deux composantes de l'effort sont :

- l'effort tangentiel :

$$T = \frac{2 \times C}{d_3} = \frac{2 \times p}{d_3 \times \omega_3} \quad (\text{III.44}).$$

$$T = \frac{2 \times 180}{0,08 \times 8,48} = 530,66N$$

- l'effort radial :

$$F_r = T \tan \alpha \quad (\text{III.45}).$$

$$F_r = 530,66 \times \tan(20) = 193,14N$$

Cette formule est tirée des documents de cours construction mécanique [Méc 1].

L'effort résultant : $F_n = \sqrt{T^2 + F_r^2}$ (III.46).

$$F_n = \sqrt{530,66^2 + 193,14^2} = 564,71N$$

III.3.5. Calcul du module réel

➤ **Hypothèses simplificatrices**

- la dent est une poutre encastrée ;
- un seul couple de dents en prise ;
- épaisseur ou pied = épaisseur au cercle primitif ;
- l'effort normal à la surface de denture est appliqué à l'extrémité de la dent ;
- l'effort radial est négligeable ;
- le contact est linéique rectiligne et la répartition des efforts par unité de longueur est uniforme ;
- la géométrie de la denture est supposée parfaite.

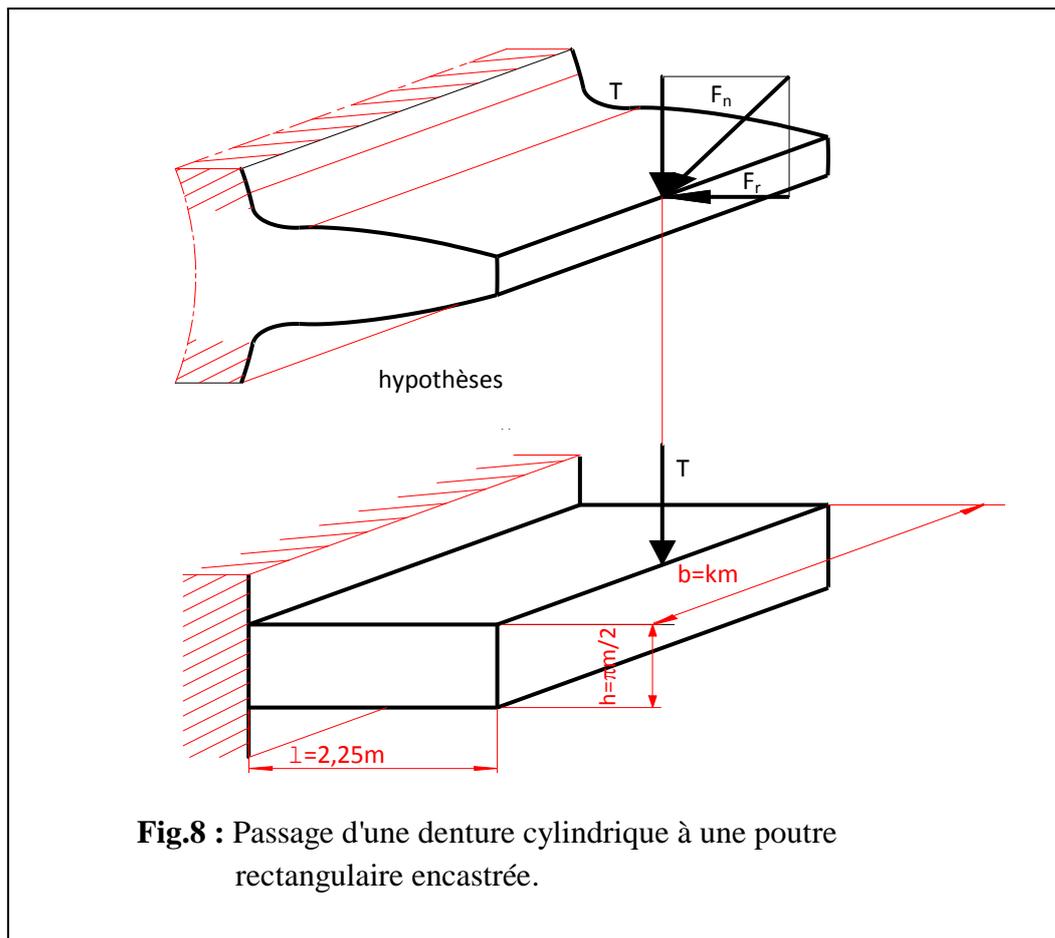


Fig.8 : Passage d'une denture cylindrique à une poutre rectangulaire encastrée.

Dans les conditions énoncées, la condition de résistance en flexion s'écrit pour les dentures normales :

$$\sigma_{f \max} = \frac{M_{f \max}}{\left(\frac{I}{v} \right)} \leq \sigma_p \quad (\text{III.47}).$$

σ_p est la contrainte admissible à la traction par le matériau.

Le moment fléchissant maximal vaut (Fig.8) :

$$M_{f \max} = \ell T \quad (\text{III.48}).$$

Pour une section rectangulaire, le module de section $\frac{I}{v}$ est donné par la relation :

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^2}{6} \quad (\text{III.49}).$$

h étant la hauteur de la section, et b sa largeur.

Avec $b = k.m$ et $h = \frac{\pi m}{2}$, on aura : $\frac{I}{v} = \frac{\pi^2}{24} k.m^3$

La poutre étant supposée de longueur: $\ell = 2,25m$, on a alors :

$$\frac{2,25T}{\frac{\pi^2}{24} k.m^2} \leq \sigma_p$$

Ce qui donne : $m \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k.\sigma_p}}$ (formule de Lewis simplifiée) (III.50).

➤ **Matériau pour la construction des roues d'engrenage**

On choisit le bronze comme matériau pour la construction de la roue motrice. Les bronzes sont, pour la plupart, composés de plus de 60 % de cuivre (qui peut aller jusqu'à avoisiner les 95 %) et d'une proportion variable, non seulement d'étain, mais aussi d'aluminium...etc, Leurs caractéristiques principales sont une bonne résistance à l'usure, une résistance moyenne à la corrosion et une bonne conductivité électrique. On les utilise souvent comme matériau de frottement en face de l'acier.

Le tableau suivant indique les caractéristiques du bronze constituant la roue motrice.

Matériau	Module d'élasticité E (MPa)	Coefficient de poisson	Masse volumique (Kg/m ³)	Limite d'élasticité à la traction R _e N/mm ²
Bronze	106000	0,35	8800	126

Tableau.2 : caractéristiques du matériau de la roue motrice [DAN1999].

On choisit l'acier comme matériau pour la construction de la roue réceptrice. L'acier est un alliage métallique constitué principalement de fer et de carbone. Il est élaboré pour résister à des sollicitations mécaniques ou chimiques ou une combinaison des deux. Parmi les types d'aciers on trouve les aciers non-alliés pour traitement thermique qui sont malléables, soudables, forgeables... etc, la teneur en manganèse est inférieure à 1%, et aucun élément d'addition ne dépasse 5% en masse. Leur composition est plus précise et plus pure et correspond à des usages définis à l'avance, leurs applications courantes sont les forets (perceuses), ressorts, arbres de transmission, matrices (moules) , engrenage...etc.

Parmi les aciers non-alliés pour traitement thermique on choisit le C35 (XC 38). C'est un acier au carbone, à moyenne teneur, très souvent utilisé en mécanique générale de part sa bonne usinabilité et ses caractéristiques mécaniques apte aux traitements thermiques. Les tableaux suivants récapitulent ses caractéristiques chimiques et mécaniques [Net 5]

C	S	Mn	P	Si
0,32-0,39	< 0,035	0,5 – 0,8	< 0,035	0,4 max

Tableau.3: Composition chimique de C35 (XC 38) en % .

Nuances	Rm (N/mm ²)	Re (N/mm ²)	E (MPa)
C35 (XC38)	500 / 550	245 / 300	210000

Tableau.4 : Caractéristiques mécaniques moyennes.

Pour le calcul du module, on utilise le matériau le moins résistant, ici, c'est le bronze.

D'après le tableau 2, on a $R_e = 126 \text{ N/mm}^2$. Pour déterminer la contrainte pratique, on choisit un coefficient de sécurité $s_e = 2$ (en général, il est compris entre 1,5 et 2 pour un matériau et conditions d'emploi bien connus Tableau IV dans l'annexe). La contrainte pratique à la traction est donc :

$$\sigma_p = \frac{R_e}{s_e} = 63 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{III.51}).$$

Reprenons la formule de Lewis simplifiée :

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{T}{k \cdot \sigma_p}}$$

On trouve :

$$m \geq 2,34 \sqrt{\frac{530,66}{10 \times 63}} = 2,14$$

Le module normalisé est de 2,5 mm.

Ce module donne un entraxe plus faible que celui calculé précédemment. En outre, pour le dispositif expérimental, nous ne disposons pas de roue à engrenage de module 2,5 mm, mais nous en disposons pour un module de 4 mm. Nous retenons donc le module de 4 mm.

III.4.CONCLUSION

Pour la transmission de puissance dans le système de rotation de la barre, on utilise une chaîne à rouleaux de la série européenne type 06B ($p = 9,525 \text{ mm}$), un engrenage cylindrique droit de module 4 mm. Le dimensionnement de la barre et le calcul des éléments liés à cette barre (clavette, roulements, etc.) fera l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE IV

DIMENSIONNEMENT DE LA BARRE, CALCUL DES ROULEMENTS

IV.1. INTRODUCTION

Comme le montre la chaîne cinématique, la machine filaire comporte une barre liée au cylindre d'enroulement. Celle-ci est sollicitée à la flexion et à la torsion. D'où l'importance de la dimensionner pour résister à ces deux contraintes. De plus, elle doit avoir une rigidité suffisante à ces sollicitations.

Enfin, on prévoit des roulements pour le guidage en rotation de la barre à ses extrémités. On se contente ici de calculer leur durée de vie selon la formule ISO simplifiée.

IV.2. ETUDE DE LA BARRE

Les barres comme les arbres sont des organes mécaniques de section généralement circulaire utilisés pour supporter des éléments de transmission de mouvement ou de puissance.

Suivant le rôle qui lui est dévolu, la barre peut être soumise à des contraintes de flexion, de torsion, ou à des contraintes combinées flexion-torsion et à des contraintes de traction ou compression (charges axiales). De plus, il faut aussi tenir compte, lors de sa détermination, des phénomènes de vibration (vitesses critiques), et à l'échauffement dû aux frottements sur les organes d'appui.

IV.2.1. Choix des dimensions de la barre

Le dimensionnement de la barre dépend des charges appliquées. Il sera effectué en considérant la situation la plus défavorable, c'est-à-dire, cylindre d'enroulement aux dimensions maximales.

La machine filaire est étudiée pour un cylindre d'enroulement de diamètre 400 mm et de longueur 1480 mm (données pouvant correspondre à une machine industrielle). La longueur de la barre doit être alors supérieure à 1480 mm. En prenant en compte la longueur des outils de fixation et les dimensions des roulements...etc., la longueur de la barre peut aller jusqu'à 2160 mm. Son diamètre sera déterminé à partir d'une étude de résistance et de rigidité à la flexion et à la torsion.

IV.2.2. Schéma descriptif du système

La figure suivante illustre une description du système :

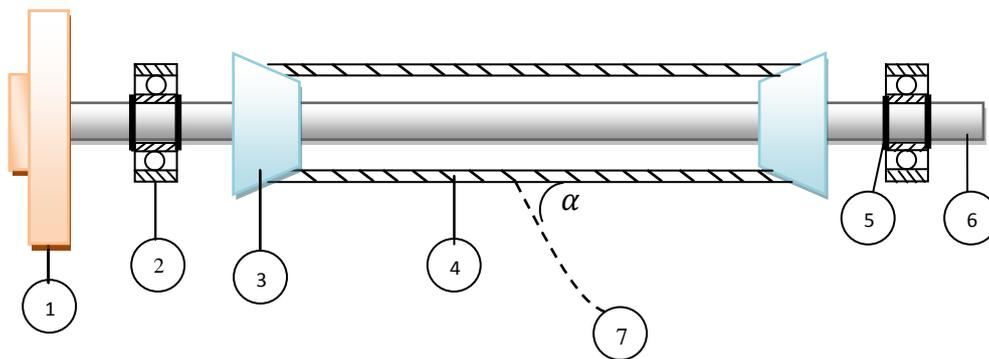


Fig.1: schéma descriptif du système.

Légende :

- 1: Roue d'engrenage
- 2 : Roulement à billes:
- 3 : Outil de fixation
- 4 : Cylindre d'enroulement (mandrin)
- 5 : circlips
- 6 : Barre
- 7 : Stratifil (composée d'une multitude des fibres)

IV.2.3. Sollicitations sur la barre

La barre est soumise à la flexion et à une force tangentielle. La flexion est due aux poids du cylindre d'enroulement, des outils de fixation et de la roue réceptrice d'engrenage. La force tangentielle est due à la tension du stratifil (ensemble des fibres). Elle donne le couple de torsion.

L'inclinaison du stratifil provoque un effort axial. Un effort normal s'applique donc sur la barre.

IV.2.3.1. Diagrammes des moments fléchissants

IV.2.3.1.1 Diagramme des moments fléchissants suivant le plan vertical

La figure suivante illustre les efforts sur la barre dans le plan vertical (xoy).

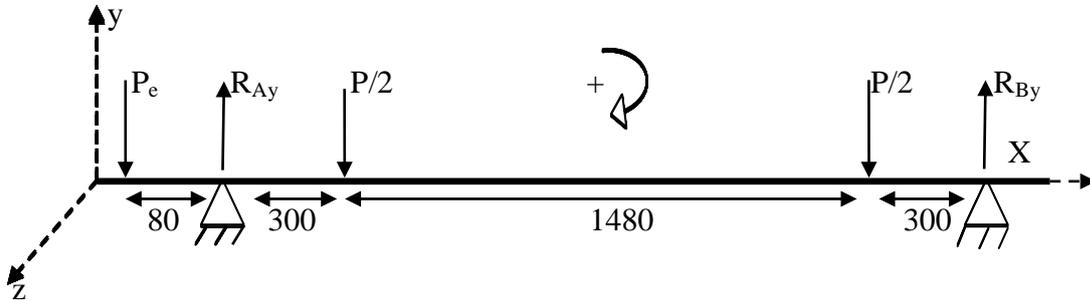


Fig.2 : Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoy).

a. Calcul des forces

• Calcul du poids P

Le poids P est dû à la masse du cylindre d'enroulement et des outils de fixation.

On a :

$$P = 2 \times P_1 + P_2 = 2 \times g \times m_4 + m_2 \times g \quad (\text{IV.1}).$$

Où g est l'accélération de la pesanteur. On prend $g = 10 \text{ m/s}^2$.

$$m_4 = \rho_{alu} \times V_4$$

$$m_2 = \rho_{acier} \times V_2$$

▪ **Outil de fixation** : Il est sous forme d'un cône, fabriqué en aluminium. Sa masse, calculée pour un cylindre d'enroulement de dimension maximale, est donnée par :

$$m_4 = \rho_{alu} \times V_4$$

Rayon de la grande base : $R_{41} = 225 \text{ mm}$

Rayon de la petite base : $R_{42} = 50 \text{ mm}$

Longueur du tronc de cône : $L_4 = 70 \text{ mm}$

Densité volumique : $\rho_{alu} = 2700 \text{ Kg/m}^3$

Rayon du creux : $R_{43} = 32,5mm$

– **Masse du tronc de cône plein** : Elle est donnée par :

$$m_p = \frac{\rho_{alu}}{3} \pi L_4 (R_{41}^2 + R_{42}^2 + R_{42} R_{41}) \times 10^{-9} = 12,741kg \quad (IV.2).$$

– **Masse du tronc de cône creux** : Elle est donnée par :

$$m_1 = m_p - \rho_{alu} \pi R_{43}^2 L_4 \times 10^{-9} = 12,11kg \quad (IV.3).$$

▪ **Cylindre d'enroulement** : C'est un cylindre creux. Sa masse, calculée aux dimensions maximales, est donné par :

On a :
$$m_2 = \rho_{acier} \times V_2 \quad (IV.4).$$

Diamètre extérieur du cylindre d'enroulement : $d_{2e} = 400mm$

Diamètre intérieur du cylindre d'enroulement : $d_{2i} = 395mm$

Longueur du cylindre : $h_2 = 1480mm$

Densité volumique : $\rho_{acier} = 7850kg/m^3$

$$m_2 = \rho_{acier} \pi \times h_2 \times (r_{2e}^2 - r_{2i}^2)$$

$$m_2 = 7850 \times 3,14 \times 1,48 \times (0,2^2 - 0,1975^2) = 36,25kg$$

On trouve un poids de :

$$P = 2 \times g \times m_4 + m_2 \times g = 2 \times 10 \times 12,11 + 36,25 \times 10 = 604,7N$$

• Calcul du poids P_e dû à la roue réceptrice d'engrenage

La roue est de l'acier, sa masse est :

$$m_3 = \rho_{acier} \times V_3 \quad (IV.5).$$

– **Masse de la couronne** :

$$R_{31} = 224mm$$

$$R_{32} = 204mm$$

$$L_{31} = 40mm$$

$$m_{31} = \rho_{acier} \pi L_{31} (R_{31}^2 - R_{32}^2) = 8,43kg$$

– **Masse du cylindre** :

$$R_{32} = 204mm$$

$$L_{32} = 24mm$$

$$m_{32} = \rho_{acier} \pi L_{32} R_{32}^2 = 24,61kg$$

– Masse du passage de l'arbre dans le cylindre d'enroulement

$$R_{33} = 32,5mm$$

$$L_{31} = 40mm$$

Ce qui donne :

$$m_{33} = \rho_{acier} \pi L_{31} R_{33}^2 = 1,04kg$$

– Masse des 4 trous

$$R_{34} = 28mm$$

$$L_{32} = 24mm$$

$$m_{34} = \rho_{acier} \pi L_{32} R_{34}^2 = 1,86kg$$

$$m_3 = m_{31} + m_{32} - m_{33} - 4m_{34} = 24Kg$$

Le poids de la roue est de :

$$P_e = m \times g = 24 \times 10 = 240N$$

(IV.6).

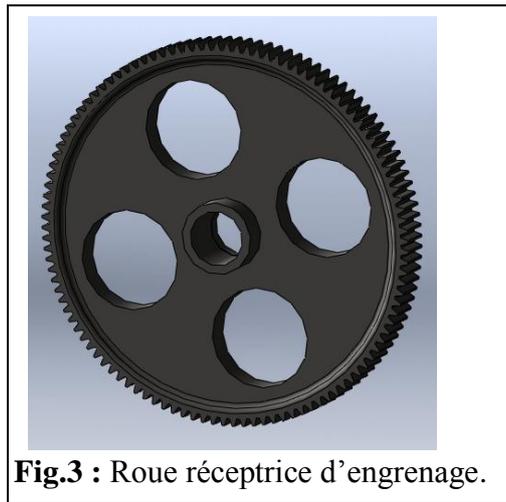


Fig.3 : Roue réceptrice d'engrenage.

b. Calcul des réactions

À l'équilibre :

$$\sum F_{ext} = 0$$

(IV.7).

$$\sum F_{ext} = P_e - R_{Ay} + \frac{P}{2} + \frac{P}{2} - R_{By} = 0$$

$$240 - R_{Ay} + 604,7 - R_{By} = 0$$

On trouve :

$$R_{Ay} + R_{By} = 844,7 \dots\dots\dots(1)$$

Le moment résultant par rapport le point A :

$$M_{/A} = -l_1 \times P_e + l_2 \times \frac{P}{2} + l_3 \times \frac{P}{2} - l_4 \times R_{By} = 0$$

(IV.8).

$$M_{/A} = -0,08 \times 240 + 0,3 \times 302,35 + 1,78 \times 302,35 - 2,08 \times R_{By} = 0$$

On trouve :

$$R_{By} = 293,12N \dots\dots\dots(2)$$

En remplaçant (2) dans (1), on trouve : $R_{Ay} = 551,58N$

c. **Calcul des moments fléchissants M_{fz}**

D'après la figure 2 dans le chapitre IV qui illustre les efforts sur la barre dans le plan vertical (xoy) on a :

Pour $0 < x < 80$ on a : $M_{fz} = -P_e x = -240x$ (IV.9).

Et pour :

$$\begin{cases} x = 0 & \text{on a : } M_{fz} = 0 \\ x = 80 & \text{on a : } M_{fz} = -19,2N.m \end{cases}$$

Pour $80 < x < 380$ on a : $M_{fz} = -P_e x + R_{Ay}(x - 80) = -240 \times x + 551,58(x - 80)$

Et pour :

$$\begin{cases} x = 80 & \text{on a : } M_{fz} = -19,2N.m \\ x = 380 & \text{on a : } M_{fz} = 74,27N.m \end{cases}$$

Pour $380 < x < 1860$ on a :

$$M_{fz} = -P_e x + R_{Ay}(x - 80) - \frac{P}{2}(x - 380)$$

$$M_{fz} = -240 \times x + 551,58 \times (x - 80) - 302,35 \times (x - 380)$$

Et pour :

$$\begin{cases} x = 380 & \text{on a : } M_{fz} = 74,27N.m \\ x = 1860 & \text{on a : } M_{fz} = 87,93N.m \end{cases}$$

Pour $1860 < x < 2160$ on a :

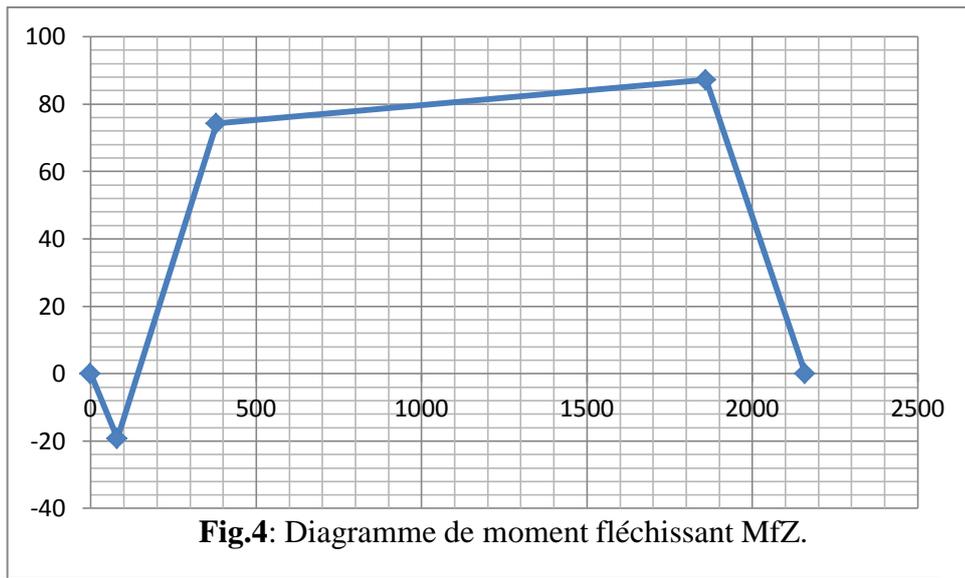
$$M_{fz} = -P_e x + R_{Ay}(x - 80) - \frac{P}{2}(x - 380) - \frac{P}{2}(x - 1860)$$

$$M_{fz} = -240 \times x + 551,58 \times (x - 80) - 302,35 \times (x - 380) - 302,35 \times (x - 1860)$$

Et pour :

$$\begin{cases} x = 1860 & \text{on a : } M_{fz} = 87,93N.m \\ x = 2160 & \text{on a : } M_{fz} = 0N.m \end{cases}$$

d. Diagramme des moments fléchissant M_{fz}



IV.2.3.1.2 Diagramme des moments fléchissant suivant le plan horizontal

La figure suivante illustre les efforts sur la barre dans le plan horizontal (xoz).

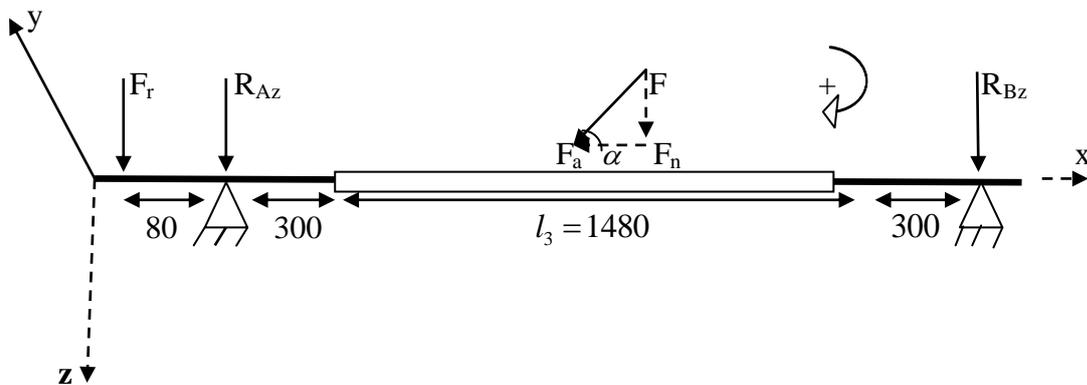


Fig.5 : Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoz).

a. Calcul les forces

- Calcul la force tangentielle F due à la tension du stratifil

Dans notre cas, on utilise la fibre de verre ou carbone. Le tableau suivant donne les valeurs de la résistance limite à l'extension R_e .

Matière	Nuance	R_e (MPa)
Composites fibre-matrice en résine	Fibre en verre ou Carbone	1000 à 1800

Tableau.1 : Caractéristiques mécaniques principales des fibres de renfort [wiki3].

Pour le composite fibre/résine, on prend $R_e=1000$ MPa.

Pour un matériau dont les conditions d'emploi sont bien connues, la valeur du coefficient de sécurité S_e est comprise entre 1,5 et 2 (cas d'un matériau et conditions d'emploi bien connus tableau IV de l'annexe). Pour le cas du composite fibre/résine, on peut prendre $S_e=1,5$.

$$R_p = \frac{R_e}{S_e} = \frac{1000}{1,5} = 666,66 \text{ MPa} \quad (\text{IV.10}).$$

$$F = S \times R_p = \frac{\pi \times d^2}{4} \times R_p = \frac{\pi \times (0,4 \times 10^{-3})^2}{4} \times 666,66 \times 10^6 = 83,73 \text{ N} \quad (\text{IV.11}).$$

tel que :

S : Surface du fil de verre

d : Diamètre du fil

R_e : Limite d'élasticité

R_p : Limite pratique d'élasticité

S_e : Coefficient de sécurité

• **Calcul la force F_r de la roue réceptrice d'engrenage**

La force radiale de le roue réceptrice d'engrenage est donnée par : $F_r = F_t \tan \alpha$ (IV.12).

La force tangentielle est : $F_t = \frac{2 \times P}{d \times \omega_4} = \frac{2 \times 180}{0,448 \times 1,51} = 532,17 \text{ N}$

On trouve : $F_r = 193,69 \text{ N}$

b. Calcul des réactions

On a à l'équilibre :

$$\sum F_{\text{ext}} = 0$$

$$\sum F_{\text{ext}} = F_r + R_{Az} + R_{Bz} + F_n = 0$$

$$\sum F_{\text{ext}} = F_r + R_{Az} + R_{Bz} + F \times \sin(\alpha) = 0$$

$$R_{Az} + R_{Bz} = -F_r - F \times \sin(\alpha)$$

$$R_{Az} + R_{Bz} = -193,69 - 83,73 \times \sin(\alpha) \dots \dots \dots (3)$$

Le moment résultant par rapport au point A :

$$\sum M_{/A} = -F_r \times 80 + F_n \times x + R_{Bz} \times 2080 = 0$$

$$\sum M_{/A} = -F_r \times 80 + F \times \sin(\alpha) \times x + R_{Bz} \times 2080 = 0$$

On trouve : $R_{Bz} = 7,45 - 40,25 \times \sin(\alpha) \times x \dots \dots \dots (4)$

En remplaçant (4) dans (3), on trouve :

$$R_{Az} = -201,14 + \sin(\alpha) \times (-83,73 + 40,25x)$$

α : Angle d'inclinaison du stratifil. Il dépend du modèle d'enroulement
 x : distance entre le point A et le point d'application de la fore F.

La flexion est maximale Pour $\alpha = 90^\circ$, c'est-à-dire, la force F_n est maximale et la force axiale F_a est nulle. C'est le modèle d'enroulement circonférentiel.

On calcule les réactions pour F_n maximale et $x = \frac{l_3}{2} + 300 = 1040\text{mm}$ (point d'application de la force est au milieu du cylindre d'enroulement)

On trouve :

$$R_{Bz} = -34,41 \text{ N et } R_{Az} = -243 \text{ N} \quad (\text{IV.13}).$$

c. Calcul du moment fléchissant M_{fy}

Hypothèse : pour simplifier le problème, on suppose que le cylindre d'enroulement est libre, donc on néglige l'action dans les positions de fixation du cylindre d'enroulement et on prend la force du stratifil dans ces positions.

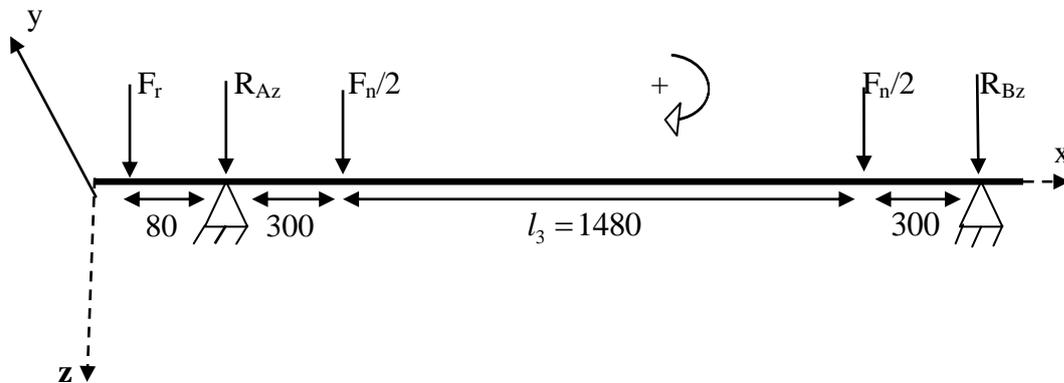


Fig.6 : Schéma illustre les efforts simplifiés sur la barre dans le plan (xoz).

Pour $0 < x < 80$ on a : $M_{fy} = F_t \times x = -193,69 \times x$ (IV.14).

Et pour :

$$\begin{cases} x = 0 \text{ on a : } M_{fy} = 0 \\ x = 80 \text{ on a : } M_{fy} = -15,49\text{N.m} \end{cases}$$

Pour $80 < x < 380$ on a : $M_{fy} = -F_r \times x - R_{Az} \times (x - 80) = -193,69 \times x + 243(x - 80)$

Et pour :

$$\begin{cases} x = 80 \text{ on a : } M_{fy} = -15,49\text{N.m} \\ x = 380 \text{ on a : } M_{fy} = -0,7\text{N.m} \end{cases}$$

Pour $380 < x < 1860$ on a :

$$M_{fy} = -F_r \times x - R_{Az} \times (x - 80) - \frac{F_n}{2}(x - 380)$$

$$M_{fy} = -193,69 \times x + 243 \times (x - 80) - 41,86(x - 380)$$

Et pour :

$$\begin{cases} x = 380 \text{ on a : } M_{fy} = -0,7 \text{ N.m} \\ x = 1860 \text{ on a : } M_{fy} = 10,41 \text{ N.m} \end{cases}$$

Pour $1860 < x < 2160$ on a :

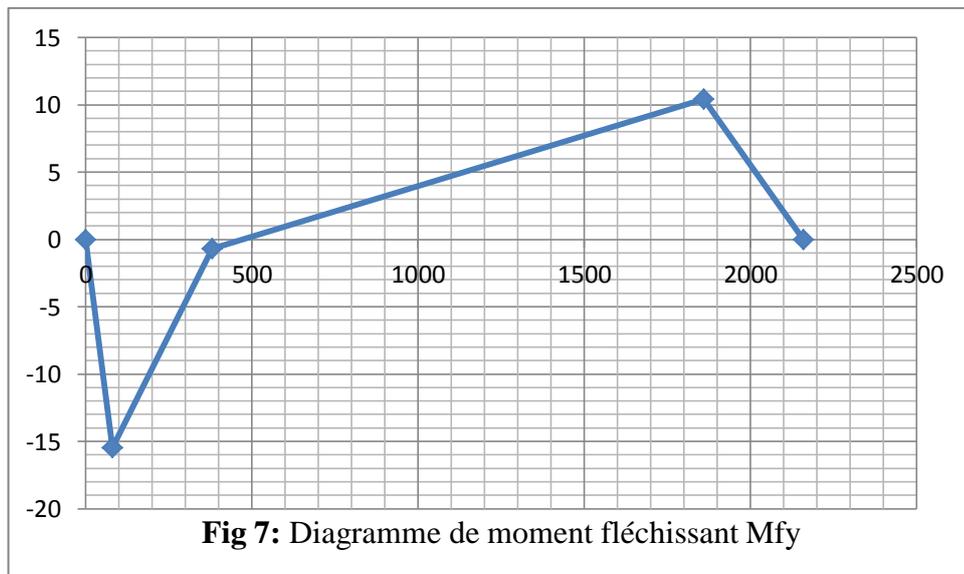
$$M_{fy} = -F_r \times x - R_{Az} \times (x - 80) - \frac{F_n}{2}(x - 380) - \frac{F_n}{2}(x - 1860)$$

$$M_{fy} = -193,69 \times x + 243 \times (x - 80) - 41,86 \times (x - 380) - 41,86(x - 1860)$$

Et Pour :

$$\begin{cases} x = 1860 \text{ on a : } M_{fy} = 10,41 \text{ N.m} \\ x = 2160 \text{ on a : } M_{fy} = 0 \text{ N.m} \end{cases}$$

d. **Diagramme de moment fléchissant M_{fy}**



IV.2.3.2. Le moment résultant

- **Calcul de moment fléchissant résultant**

$$M_{\text{result}} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} = \sqrt{15,49^2 + 87,93^2} = 89,28 \text{N.m} \quad (\text{IV.15}).$$

- **Calcul de couple de torsion** : Le couple de torsion M_t est donné par :

$$M_t = \frac{P}{\omega_4} = \frac{180}{1,51} = 119,2 \text{N.m} \quad (\text{IV.16}).$$

- **Calcul de moment résultant**

$$M_{\text{result}} = \sqrt{M_{\text{result}}^2 + M_t^2} = \sqrt{89,28^2 + 119,2^2} = 148,92 \text{N.m} \quad (\text{IV.17}).$$

IV.2.4. Diamètre minimum de l'arbre

Le diamètre minimum de la barre doit satisfaire la condition de résistance et les conditions de rigidité

IV.2.4.1. Etude de la barre à la résistance

- **Formule de RDM** : Selon le critère de Von Misès, la contrainte équivalente est donnée par la relation :

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \quad (\text{IV.18}).$$

La barre est soumise à la flexion et à la torsion, on a donc :

$$\sigma_x = \frac{32M_f}{\pi d^3} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

Il vient :

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\left(\frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_t}{\pi d^3}\right)^2} = \left(\frac{16}{\pi d^3}\right) \sqrt{4M_f^2 + 3M_t^2}$$

La condition : $\sigma_{\text{eq}} \leq R_{pe}$ (R_{pe} étant la contrainte pratique à l'extension).

Permet d'écrire :

$$\sigma_{\text{eq}} = \left(\frac{16}{\pi d^3}\right) \sqrt{4M_f^2 + 3M_t^2} \leq R_{pe}$$

Le diamètre minimum de la barre est donné par la relation :

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi R_{pe}}\right) \sqrt{4M_f^2 + 3M_t^2}} \quad (\text{IV.19}).$$

La barre est en acier E24, sa résistance pratique à l'extension est de 235 Mpa [Wiki4]

L'application numérique donne :

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \times 235}\right) \sqrt{4 \times (89,28 \times 1000)^2 + 3 \times (119,2 \times 1000)^2}} = 18,08 \text{ mm}$$

IV.2.4.2. Etude de la barre à la rigidité

IV.2.4.2.1. Déformation à la torsion (déformation angulaire)

La condition de déformation à la torsion d'une barre de section constante est donnée par la relation :

$$M_t \leq \frac{GI_G \theta_{\max}}{L} \quad (\text{IV.20}).$$

La quantité $\frac{\theta_{\max}}{L}$ représente la déformation angulaire par unité de longueur.

La barre et le cylindre d'enroulement sont fixés entre eux, donc on peut prendre l'ensemble barre- cylindre comme un arbre étagé, la figure ci-dessous illustre le système :

La déformation angulaire à la torsion d'un arbre étagé est donné par :

$$\theta = \frac{M_t}{G} \sum_i \frac{L_i}{I_{G_i}} = \frac{M_t}{G} \left(\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}} \right) \quad (\text{IV.21}).$$

$$M_t = \frac{G\theta}{\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}}}$$

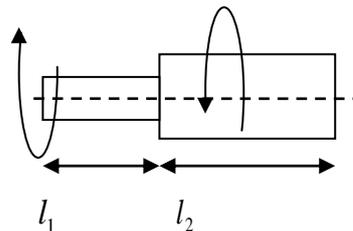


Fig.8 : Schéma présente un arbre étagé

En pratique, on prend : $\theta_{\max} = \frac{1}{2} \text{ } ^\circ/m$ pour une transmission longue soumise à un couple régulier. On a aussi le diamètre maximum du cylindre: $d_{\max} = 400mm$, donc le diamètre de la barre est inférieur à $400mm$

$$\theta = (\ell_1 + \ell_2) \times 0,5 = (380 + 1480) \times 10^{-3} \times 0,5 = 0,93^\circ = 0,0162 \text{ rad}$$

La barre et le cylindre d'enroulement sont de l'acier de module d'élasticité $E = 210000 \text{ MPa}$ et de coefficient de poisson $\nu = 0,3$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{210000}{2(1+0,3)} \approx 80769 \text{ MPa} = 80769 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{IV.22}).$$

On a :

$$M_t = \frac{G\theta}{\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}}}$$

C'est-à-dire :

$$G\theta = \left(\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}} \right) \times M_t \quad (\text{IV.23}).$$

On trouve :

$$I_{G_1} = \frac{M_t \ell_1}{G\theta - \frac{\ell_2}{I_{G_2}} M_t} \quad (\text{IV.24}).$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32M_t \ell_1}{(G\theta - \frac{\ell_2}{I_{G_2}} M_t) \pi}} = 24,37 \text{ mm} \quad (\text{IV.25}).$$

Tel que :

$$I_{G_1} = \frac{\pi d^4}{32} \quad ; \quad I_{G_2} = \frac{\pi(d_2^4 - d_1^4)}{32} \quad (\text{IV.26}).$$

I_{G_1} : Le moment quadratique de la barre par rapport au point G_1

I_{G_2} : Le moment quadratique du cylindre d'enroulement par rapport au point G_2

IV.2.4.2.2. Déformation à la flexion : étude de la flèche

L'étude de rigidité de la barre à la torsion donne un diamètre $d > 24,37 \text{ mm}$, ainsi l'étude de résistance donne un diamètre $d > 24,62 \text{ mm}$. Pour éviter l'influence d'autre paramètre lors de fonctionnement de la machine, on choisit un diamètre $d = 28 \text{ mm}$ de la barre. On vérifie aussi si ce diamètre satisfait la condition de rigidité de la barre à la flexion.

L'équation de la ligne élastique est donnée par :

$$y'' = -\frac{M_3}{EI_3} \quad (\text{IV.27}).$$

$$y' = \int -\frac{M_3}{EI_3} dx \quad (\text{IV.28}).$$

La flèche est donnée par :

$$y = \int -\frac{M_3}{EI_3} dx^2 = \int -\frac{M_3}{E \frac{\pi d^4}{32}} dx^2 \quad (\text{IV.29}).$$

tel que :

E : module de Young

$$I_{G_1} = 2I_3$$

La condition de déformation à la flexion est donnée par : $y \leq y_{\max}$

y_{\max} est la flèche maximale

A l'aide du logiciel ANSYS, on applique toutes les forces qui agissant sur la barre, on trouve la courbe de la flèche suivante :

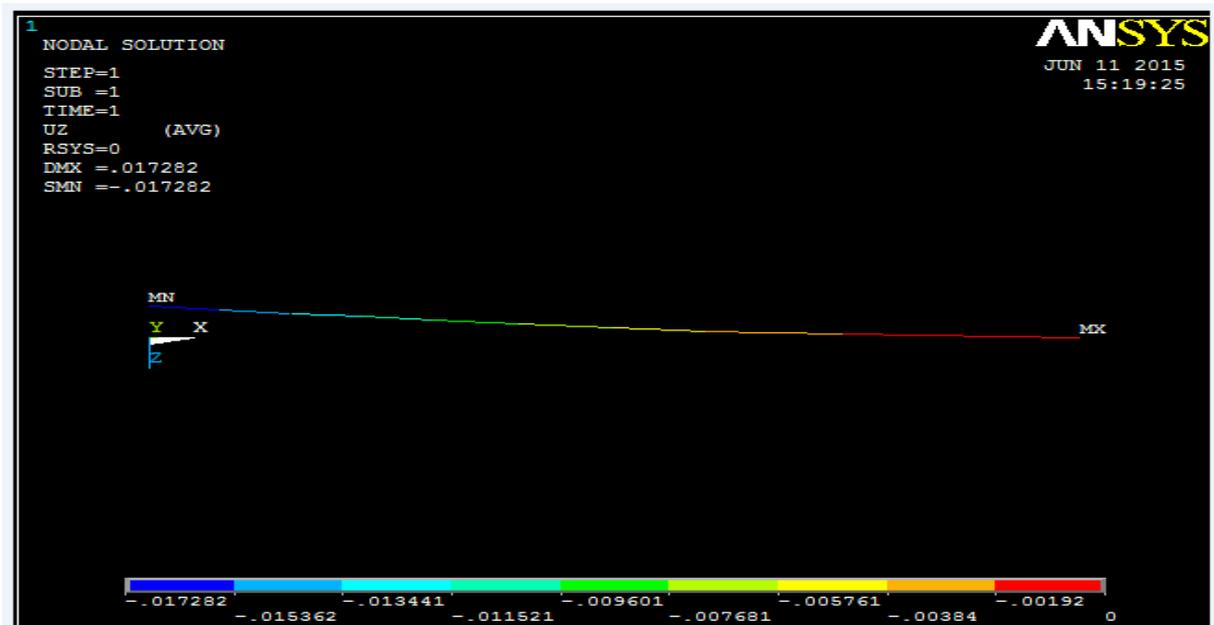


Fig.9 : Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoy).

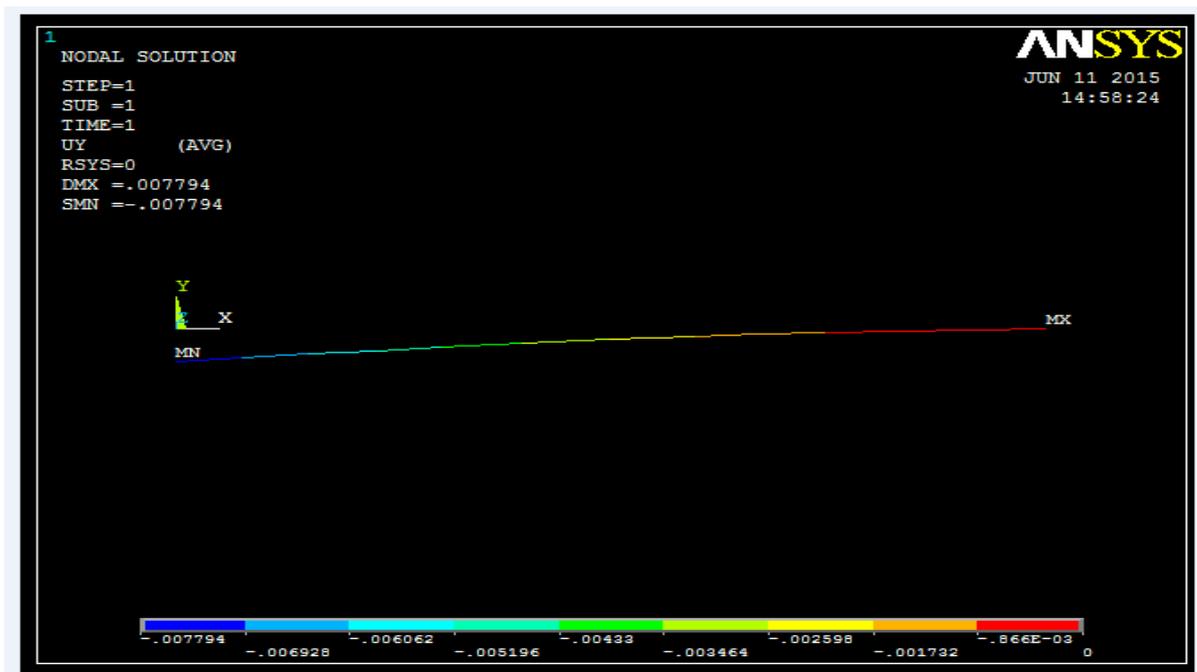


Fig.10 : Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoz).

La flèche maximale est de valeur négligeable, donc on peut choisir le diamètre de la barre est de 28 mm .

IV.3. CALCUL DE ROULEMENTS

Un roulement est un organe mécanique assurant principalement :

- le positionnement de l'arbre par rapport à l'alésage
- une rotation précise avec un minimum de frottement
- la transmission des efforts radiaux, axiaux ou les deux à la fois suivant le type de roulement.

IV.3.1. Constitution des roulements

Un roulement est principalement constitué des éléments suivants :

- bague extérieure qui se positionne dans le moyeu (appelé souvent logement)
- bague intérieure qui s'ajuste sur l'arbre
- les éléments roulants : billes, rouleaux (cylindriques, coniques, sphériques), aiguilles qui roulent sur les chemins des deux bagues et qui permettent la rotation d'une bague par rapport à l'autre
- la cage qui maintient les éléments roulants à intervalles réguliers

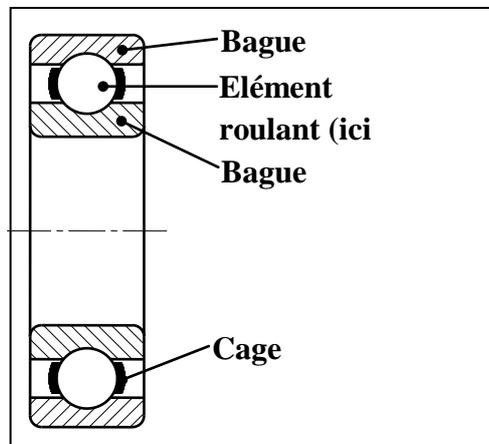


Fig.11: Constitution d'un roulement [Méc2].

IV.3.2. Types de roulements

Les roulements sont de différents types : les roulements rigides à billes (contact radial ou oblique), roulements à rotule (à billes ou à rouleaux sphériques), roulements à rouleaux cylindriques ou coniques), roulements à aiguilles, butées (à billes, à rouleaux cylindriques ou sphériques, à aiguilles).

Le type de roulement à préconiser pour assurer la liaison pivot d'un palier est conditionné par deux paramètres :

- la direction de la charge qui peut être radiale, axiale ou radiale et axiale
- l'importance du fléchissement de l'arbre qui résulte des charges radiales et qui tend à provoquer un désalignement (rotulage) des bagues l'une par rapport à l'autre.

- **Roulements rigides à billes**

Ces roulements permettent de supporter des charges radiales moyennes et des charges axiales faibles. L'angle de rotulage admissible est de 2 à 16'.

- **Roulements à contact oblique**

Ces roulements supportent des charges radiales et axiales moyennes. L'angle de rotulage est de 1 à 2'.

- **Roulements à rotule sur billes et sur rouleaux sphériques**

Ces roulements peuvent supporter des charges radiales et axiales. Les roulements à billes conviennent aux charges radiales moyennes et aux charges axiales faibles à moyennes suivant le type de roulement. Lorsque la capacité de charge est insuffisante pour les rotules sur billes, on peut recourir aux roulements à rotules sur rouleaux sphériques. L'angle de rotulage est de 1,5 à 3°.

- **Roulements à rouleaux cylindriques et à rouleaux coniques**

Les roulements à rouleaux cylindriques ne supportent que des charges purement radiales et exigent un alignement des bagues excellent (rotulage : 2 à 4').

Les roulements à rouleaux coniques conviennent aux charges radiales et axiales importantes, mais ils exigent aussi un excellent alignement des bagues (rotulage : 1 à 4').

- **Roulements à aiguilles**

Ces roulements ne supportent que des charges purement radiales et ne tolèrent pratiquement aucun rotulage.

IV.3.3. Emplacement des roulements

Le système de rotation de la machine d'enroulement filamenteire comporte deux roulements sur la barre. D'après le dimensionnement de celle-ci, on a trouvé un diamètre de 28 mm, mais nous adoptons des diamètres de 65 mm dans les extrémités de la barre, pour que les outils de fixation soient de dimension minimale (longueur) et pour faciliter le montage et le démontage de ces outils, la figure suivante illustre ces roulements :

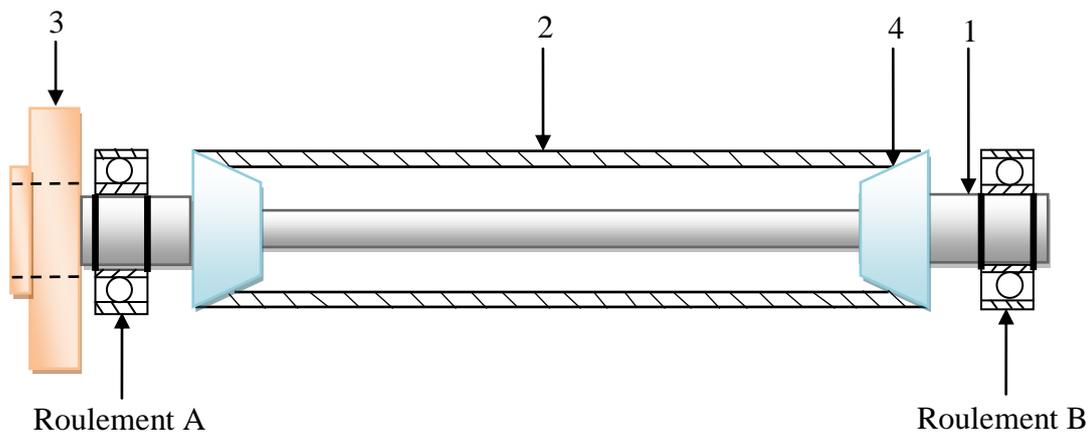


Fig.12: Schéma présente l'emplacement des roulements.

IV.3.4. Choix de type des roulements

On choisit le type des roulements après le calcul des charges axiales et radiales

IV.3.4.1. Les charges radiales

La barre est soumise à des charges radiales dans le plan vertical (xoy) et dans le plan horizontal (xoz), ces charges s'expriment alors par la relation :

$$\text{Au point A :} \quad R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (\text{IV.30}).$$

$$\text{Tel que :} \quad R_{Ay} = 551,58\text{N}$$

$$\text{Et} \quad R_{Az} = -201,14 + \sin(\alpha) \times (-83,73 + 40,25x)$$

$$\text{Au point B :} \quad R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$\text{Tel que :} \quad R_{By} = 293,12\text{N}$$

$$\text{Et} \quad R_{Bz} = 7,45 - 40,25 \times \sin(\alpha) \times x$$

Les charges radiales dans le plan (xoz) sont de valeur maximale pour $\alpha = 90^\circ$, c'est le mode d'enroulement circonférentiel. On note aussi qu'on a supposé que la tension de fil est appliquée au milieu du cylindre d'enroulement. On trouve :

$$R_A = \sqrt{551,58^2 + 243^2} = 602,73\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{293,12^2 + 34,41^2} = 295,13\text{ N}$$

IV.3.4.2. Les charges axiales

la charge axiale dans le plan vertical (xoy) est nulle, par contre, dans le plan horizontal (xoz) est donnée par : $F_a = F \cos(\alpha) = 83,73 \cos(\alpha)$. Cette charge est de valeur maximale pour $\alpha = 0$, c'est le mode d'enroulement polaire, on a :

$$F_{a\max} = 83,73\text{N} \quad (\text{IV.31}).$$

On conclut, que la barre est soumise à des charges radiales moyennes et des charges axiales faibles dans les deux cotés. Les roulements rigides à billes sont convenables dans notre cas. Ces roulements permettent de supporter des charges radiales moyennes et des charges axiales faibles. L'angle de rotulage admissible est de 2 à 16.'

Pour des raisons de symétrie, on choisit un seul type de roulement dans les positions A et B. Le roulement choisi est dimensionné pour supporter l'effort radial maximal et à l'effort axial maximal. Ce roulement doit fonctionner à la vitesse de 100 tr/mn sous une charge ayant pour composantes :

- Effort radial : $F_r = 671,1 \text{ N}$
- Effort axial : $F_a = 83,73 \text{ N}$

IV.3.5. caractéristiques du roulement [Catal 1]

La barre est de diamètre de 65mm à ces extrémités. On choisit un roulement type SKF. D'après le catalogue, on prend le roulement N° 6013. Le tableau suivant récapitule ses caractéristiques.

Symbole	Désignation	Valeur	Unité
d	diamètre d'alésage	65	mm
D	diamètre de la bague extérieure	100	mm
B	largeur du roulement	18	mm
C	charge dynamique de base	30700	N
C_o	charge statique de base	25000	N
P_u	limite de fatigue	1060	N

Tableau.2 : Caractéristiques du roulement SKF N° 6013.

IV.3.6. Charge dynamique équivalente

Pour les roulements montés séparément, elle est donnée par la relation par [Méc 2] :

$$\begin{aligned}
 P &= F_r & \text{si} & \frac{F_a}{F_r} \leq e \\
 P &= X \cdot F_r + Y \cdot F_a & \text{si} & \frac{F_a}{F_r} > e
 \end{aligned}
 \tag{IV.32}.$$

On a :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{83,73}{671,1} = 0,11$$

Et

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{83,73}{25000} = 0,003$$

La charge axiale est négligeable c'est-à-dire :

$$P = F_r = 671,1 \text{ N}$$

IV.3.7. Charge statique équivalente

P_o étant la charge statique équivalente, c'est la charge fictive provoquant les mêmes déformations permanentes que la charge réelle. Elle s'exprime par la relation:

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad (\text{IV.33}).$$

Si $P_o < F_r$, on prendra $P_o = F_r$

Pour les roulements SKF rigides à une rangée de billes montés séparément, d'après le tableau V dans l'annexe, on a :

$$X_o = 0,6 \quad \text{et} \quad Y_o = 0,5$$

Il vient : $P_o = 0,6 \times 671,1 + 0,5 \times 83,73 = 492,9\text{N} < F_r$

C'est-à-dire : $P_o = 671,1\text{N}$

IV.3.8. Durées de vie nominales [Méc 2]

Exprimée en millions de tours (10^6 tours), elle est définie comme la durée atteinte par 90% de roulements identiques essayés dans les mêmes conditions. La durée de vie L_{10} s'exprime alors par la relation

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad (\text{IV.34}).$$

Pour une vitesse de rotation N en tr/mn, la durée de vie nominale exprimée en heurs est donnée par la relation :

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

Pour les roulements à billes, on a $n = 3$. Il vient :

$$L_{10} = \left(\frac{30700}{671,1} \right)^3 = 95731 \text{ millions de tours.}$$

Soit : $L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 N} = \frac{10^6 \times 95731}{60 \times 100} \approx 1,59 \times 10^7$ heures

IV.3.9. Facteur de sécurité statique

Il est défini par :
$$s_o = \frac{C_o}{P_o} \quad (IV.35).$$

Le coefficient de sécurité statique vaut donc : $s_o = \frac{25000}{671,1} = 37,25$

Le facteur s_o exprime la sécurité contre une déformation permanente et assure un fonctionnement silencieux. Le tableau 3 indique ses valeurs d'après SKF

Mode de fonctionnement	Roulements en rotation						Roulement à l'arrêt	
	Exigences de fonctionnement							
	faibles		Normales		élevées			
	Type de roulement							
	à billes	à rouleaux	à billes	à rouleaux	à billes	à rouleaux	à billes	à rouleaux
Régulier sans vibrations	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Chocs prononcés	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Tableau.3 : Valeurs du coefficient de sécurité statique s_o .

Pour un roulement à billes de fonctionnement élevé et de mode normal, le coefficient de sécurité est égal à 2. Donc le roulement choisi est largement sécuritaire. Il convient même aux conditions de fonctionnement sévères : fonctionnement avec chocs prononcés et exigences de silence de fonctionnement élevées.

IV.4. CONCLUSION

La machine filamentaire comporte une barre liée au cylindre d'enroulement. Celle-ci est sollicitée à la flexion et à la torsion. L'étude de cette barre pour résister à ces deux contraintes et pour avoir une rigidité suffisante à ces sollicitations donne un diamètre de 28mm.

Les roulements à billes choisis pour le guidage en rotation de la barre à ses extrémités est largement sécuritaire. Le dimensionnement des éléments (chaîne, vis-écrou) dans le système de translation du dispositif d'enroulement fera l'objet du chapitre suivant.

CHAPITRE V

DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DANS LE SYSTEME DE TRANSLATION

V.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, on va dimensionner les éléments de transmission de puissance dans le système de translation du dispositif d'enroulement. Cette transmission est assurée par deux éléments : une Chaîne et un système vis-écrou. Ce dernier transforme le mouvement de rotation à la sortie de la Chaîne en translation du dispositif d'enroulement.

Pour le guidage en rotation du système vis-écrou en rotation, on utilise des roulements rigides à billes.

Enfin, on prévoit pour le guidage en translation du dispositif d'enroulement des roulements de type roulements à douilles montés sur les barres de guidage pour garantir une précision de translation et un maintien en équilibre du dispositif d'enroulement et pour éviter les vibrations de ce dispositif.

V.2. DIMENSIONNEMENT DE LA CHAÎNE

La transmission de puissance dans la machine d'enroulement filamenteuse entre le motoréducteur et le système vis-écrou est assurée par une chaîne. La chaîne utilisée est de type chaîne à rouleau en raison de sa résistance, de sa longévité, de sa fiabilité, ... etc.

La procédure de calcul est similaire à celle pour le dimensionnement de la chaîne de transmission du système de rotation de la barre. Les calculs sont conduits pour les données suivantes :

- Rapports de transmission :
 - Motoréducteur de vitesse nominale 1400 tr/mn, rapport de réduction 1/10
 - Choix de la vitesse de rotation de la vis sans variateur de fréquence : $N_6 = 280$ tr/mn
- Choix du nombre de dents du pignon : $Z_6 = 15$ (l'effort polygonal existe mais il est faible)
- Puissance nominale : 0,18 KW
- Entraxe : $E = 79$ mm

Tous calculs faits, on obtient :

a) Vitesse à la sortie du motoréducteur : $N_5 = 140$ tr/mn

b) Rapport de transmission de la chaîne : $r = \frac{N_5}{N_6} = 0,5$ (V.1).

c) Nombre de dents de la roue : $Z_5 = \frac{Z_6}{r} = \frac{15}{0,5} = 30$ dents (V.2).

d) Choix de la chaîne à rouleaux

D'après le diagramme de puissances (figure 3, chapitre 3), la chaîne correspondante à une puissance de 0,18 kW et une vitesse de rotation de 140 tr/mn est de la série européenne type 06B ($p = 9,525$ mm) à 1 rang, ou de la série américaine 06A ($p = 9,525$ mm) à 1 rang également. Nous retenons la chaîne 06B.

e) Longueur de la chaîne en nombre de maillons : $n = 39$

f) Puissance effective

- Coefficient du nombre de dents : $k_1 = 0,83$
- Coefficient du nombre de rangs : $k_2 = 1$ (chaîne à 1 rang)
- Coefficient du nombre n de maillons de la chaîne : $k_3 = 3,07$
- Coefficient de service pour un moteur électrique et une machine entraînée à une charge d'impact moyenne : $k_4 = 1,3$.
- Coefficient de durée de vie : $k_5 = 1$ (durée de vie de 15000 heures)
- Puissance effective : $P_{\text{eff}} = 0,596$ kW

D'après la figure 3, chapitre III, on constate que cette puissance effective est supérieure à la puissance maximale transmissible par la chaîne 06B à 140 tr/mn (0,4 KW).

On a le choix de retenir la même chaîne mais en réduisant sa durée de vie, ou changer de type de chaîne en conservant la durée de vie de 15000h. Nous optons pour la 2^{ème} solution. On utilise alors la chaîne 08B ($p = 12,7$ mm). Dans ce cas, on aura :

- o Longueur de la chaîne en nombre de maillons : $n = 35$
- o Coefficient du nombre de maillons : $k_3 = 3,42$
- o Puissance effective : $P_{\text{eff}} = 0,66$ KW

D'après la figure 3 du chapitre 3, la puissance maximale transmissible avec la chaîne 08B est de 0,8 KW à 140 tr/mn. Donc cette puissance effective P_{eff} pourrait bien être transmise par cette chaîne.

g) Diamètres primitif des roues :

$$d_1 = 121,5\text{mm} \quad \text{et} \quad d_2 = 61\text{mm}$$

h) Vérification du choix final

• **vitesse tangentielle**

$$V_1 = 0,89 \text{ m/s}$$

Pour la chaîne 08B ($p = 12,7$ mm), la vitesse maximale est de 28 m/s. La condition cinématique est donc satisfaite. (Tableau I dans l'annexe)

- **Effort de traction sur le brin tendu**

- Effort utile : $F_u = 202,24 \text{ N}$
- Effort centrifuge : $F_c = 0,53 \text{ N}$
- Effort total dans le brin tendu : $F = 202,77 \text{ N}$

- **Pression de contact dans les articulations des maillons**

Pour la chaîne 08B, la surface de travail est de 50 mm^2 . La pression conventionnelle de contact vaut donc :

$$p = 4,05 \text{ MPa} < 36 \text{ MPa}$$

La condition de pression de contact est aussi satisfaite.

- **Coefficient de sécurité**

Pour cette chaîne, la charge minimale de rupture est de 17800 N . Le coefficient de sécurité vaut alors :

$$s = 87,78 > 12$$

La chaîne est donc largement sécuritaire. La condition de résistance est évidemment satisfaite.

V.3. SYSTEME VIS-ECROU

Le système vis-écrou permet de transformer le mouvement de rotation de la vis en un mouvement de translation de l'écrou. Cette transformation engendre la translation du dispositif d'enroulement. Ce qui permet de parcourir toute la longueur du cylindre d'enroulement

V.3.1. Couple de serrage

Pour réaliser un assemblage, on applique en général à l'écrou (ou à la tête de la vis) un couple de serrage. En équilibre, ce couple est égal au couple résultant de tractions de contact des filets de la vis et des pièces assemblées. On a alors :

$$C = C_t + C_f \tag{V.3.}$$

C_t : Couple dû aux actions de contact des filets de la vis sur le taraudage (écrou ou pièce fileté recevant la vis)

C_f : Couple de frottement dû aux actions de contact de la pièce ou de la rondelle sur l'écrou.

• **Expression de C_t** [cours 1 et cours 2]

$$C_t = Q r_{\text{moy}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \quad (\text{V.4}).$$

Tel que :

$$Q = (\cos \alpha \cos \beta - f \sin \beta) \int_S p dS \quad (\text{V.5}).$$

Et

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \alpha} \quad (\text{V.6}).$$

f : Coefficient de frottement vis/écrou ;

p : Pression de contact ;

dS : Elément de surface sur le flanc de filet ;

r_{moy} : Rayon moyen du filet ;

α : Angle des flancs ;

β : Angle d'hélice ;

φ : Angle de frottement fictif.

• **Expression du couple C_f**

On a :

$$C_f = \frac{2}{3} f Q \left(\frac{\rho_e^3 - \rho_i^3}{\rho_e^2 - \rho_i^2} \right) \approx f Q \rho_{\text{moy}} \quad (\text{V.7}).$$

Tel que :

$$p = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi(\rho_e^2 - \rho_i^2)} \quad (\text{V.8}).$$

$$\rho_{\text{moy}} = \frac{\rho_e + \rho_i}{2} \quad (\text{V.9}).$$

f : Coefficient de frottement vis/écrou ;

Q : Charge normale ;

ρ_{moy} : Rayon moyen ;

ρ_e : Rayon extérieur ;

ρ_i : Rayon intérieur.

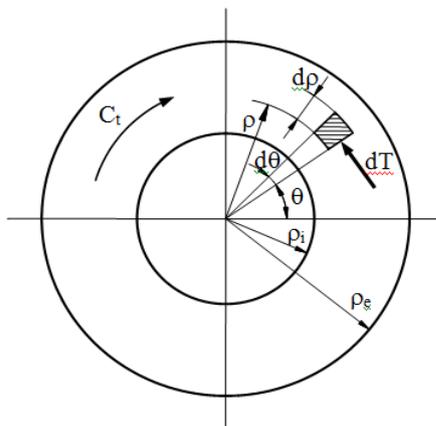


Fig.1 : caractéristiques de la vis [cours 1].

- **Expression du couple de serrage**

En remplaçant C_t et C_f par leurs expressions, le couple de serrage s'écrit donc sous forme :

$$C = Qr_{\text{moy}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) + \frac{2}{3} f Q \left(\frac{\rho_e^3 - \rho_i^3}{\rho_e^2 - \rho_i^2} \right) \quad (\text{V.10}).$$

ou encore : $C \approx Qr_{\text{moy}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) + f Q \rho_{\text{moy}} = Q[r_{\text{moy}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) + f \rho_{\text{moy}}]$

V.3.2. Rendement d'une vis

- **Couple de torsion moteur**

Dans ce cas, la puissance motrice est :

$$P_m = C_t \omega \quad (\text{V.11}).$$

ω : vitesse de rotation de la vis.

En désignant par V_x la vitesse de déplacement de la vis, la puissance développée par l'effort axial Q est :

$$P_r = QV_x \quad (\text{V.12}).$$

V_x est liée à la vitesse tangentielle V_t de la vis par la relation :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{V_x}{V_t} = \frac{P_h}{2\pi r_{\text{moy}}}$$

p_h est le pas hélicoïdal des filets.

Comme : $V_t = r_{\text{moy}} \omega$

Il vient : $V_x = \omega r_{\text{moy}} \operatorname{tg}\beta = \omega \frac{P_h}{2\pi}$

Alors : $P_r = Q\omega r_{\text{moy}} \operatorname{tg}\beta$

Le rendement est : $\eta = \frac{P_r}{P_m} = \frac{Q\omega r_{\text{moy}} \operatorname{tg}\beta}{C_t \omega} = \frac{Qr_{\text{moy}}}{C_t} \operatorname{tg}\beta$

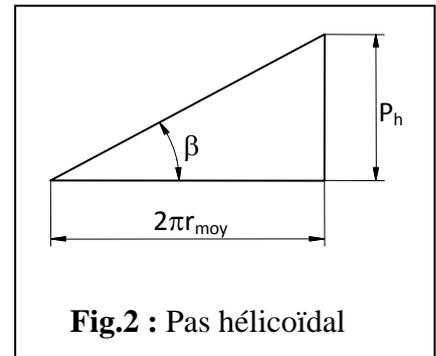
D'où : $\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \quad (\text{V.13}).$

- **Force axiale motrice**

Dans ce cas, la puissance motrice est : $P_m = QV_x = QV_t \operatorname{tg}\beta = Qr_{\text{moy}} \omega \operatorname{tg}\beta \quad (\text{V.14}).$

La puissance réceptrice est : $P_r = C_t \omega = Qr_{\text{moy}} \omega \operatorname{tg}(\beta - \varphi) \quad (\text{V.15}).$

Le rendement vaut donc : $\eta = \frac{P_r}{P_m} = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{\operatorname{tg}\beta} \quad (\text{V.16}).$



V.3.3. Eléments géométrique du système

- **Choix du diamètre**

On choisit un diamètre nominal de 30 mm pour le système vis-écrou. D'après le tableau 2 ci-dessous, pour un diamètre de 30 mm le pas est de 6 mm.



Fig.3: système vis-écrou trapézoïdale [Net 6].

Référence	Dimensions						
	Ø d (mm)	Pas (mm)	E (mm)	L (mm)	Nb de filet	Poids (Kgs)	S (mm ²)
EHA 10x2	10	2	17	15	1	0.023	150
EHA 10x3	10	3	17	15	1	0.021	240
EHA 12x3	12	3	19	18	1	0.027	296
EHA 14x3	14	3	22	21	1	0.044	395
EHA 14x4	14	4	22	21	1	0.044	395
EHA 16x4	16	4	27	24	1	0.082	528
EHA 18x4	18	4	27	27	1	0.084	553
EHA 20x4	20	4	30	30	1	0.114	847
EHA 22x5	22	5	30	33	1	0.112	1010
EHA 24x5	24	5	36	36	1	0.200	1215
EHA 26x5	26	5	36	39	1	0.193	1440
EHA 28x5	28	5	41	42	1	0.291	1680
EHA 30x6	30	6	46	45	1	0.420	1908
EHA 32x6	32	6	46	48	1	0.411	2186

Tableau 1 : Caractéristique d'un filet trapézoïdale série EHA [Net 6].

• Calcul l'angle β

La vis trapézoïdale à 1 filet, de diamètre 30 mm et de pas 6 mm, l'angle hélicoïdale β est donné par :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{P_h}{2\pi r_{\text{moy}}} = \frac{6}{2 \times \pi \times 19} = 0,05 \quad (\text{V.17}).$$

On trouve : $\beta = 2,87^\circ$

Tel que : $P_h = n \cdot P = 1 \times 6 = 6 \text{ mm}$ (V.18).

n : Nombre de filet ;

P_h : Pas hélicoïdale ;

r_{moy} : Rayon moyen (ses valeurs sont indiquées dans le tableau 3).

Diamètre nominal (mm)	ρ_1 $d / 2$ (mm)	s (mm)	ρ_2 $s / 2$ (mm)	ρ_m ou r_m $(\rho_1 + \rho_2) / 2$ (mm)	ρ (mm)
1.6	0.8	3.2	1.6	1.2	1.24
2	1	4	2	1.5	1.56
2.5	1.25	5	2.5	1.88	1.94
3	1.5	5.5	2.75	2.13	2.19
4	2	7	3.5	2.75	2.82
5	2.5	8	4	3.25	3.31
6	3	10	5	4	4.08
8	4	13	6.5	5.25	5.35
10	5	16	8	6.5	6.62
12	6	18	9	7.5	7.60
14	7	21	10.5	8.75	8.87
16	8	24	12	10	10.13
20	10	30	15	12.5	12.67
24	12	36	18	15	15.20
30	15	46	23	19	19.28

Tableau 2: Rayon moyen en fonction du diamètre nominal [cours 2].

- **Calcul l'angle de frottement fictif**

L'angle de frottement fictif est donné par :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \alpha} \quad (\text{V.19}).$$

Pour un contact acier-bronze graissé entre la vis et l'écrou, le coefficient de frottement est alors de : $f = 0,07$

Le filetage est caractérisé par un angle des flancs de 30° (filetage trapézoïdal symétrique ISO).

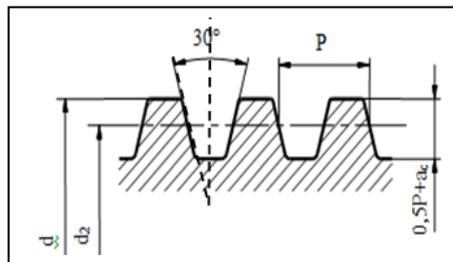


Fig.4 : Filetage trapézoïdale symétrique ISO.

Pour un filetage trapézoïdal symétrie : $\alpha = 15^\circ$

Donc :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \alpha} = \frac{0,07}{\cos 15} = 0,072$$

L'angle de frottement fictif est de : $\varphi = 4,14^\circ$

V.3.4. Vitesse de déplacement de l'écrou v_x

On a :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_x}{V_t} \quad (\text{V.20}).$$

C'est-à-dire :

$$V_x = \operatorname{tg} \beta \times V_t \quad (\text{V.21}).$$

Tel que :

$$V_t = \frac{\pi \times d \times N_2}{60} = \frac{\pi \times 30 \times 10^{-3} \times 280}{60} = 0,44 \text{ m/s}$$

On trouve :

$$V_x = \operatorname{tg} \beta \times V_t = 0,05 \times 0,44 = 0,022 \text{ m/s} = 1320 \text{ mm/mn}$$

V.3.5. Calcul du couple de serrage et le rendement

- **Calcul C_t**

C_t est un couple dû aux actions de contact des filets de la vis sur le taraudage, dans notre cas C_t est égal le couple de torsion du moteur, la puissance motrice est donnée par :

$$P_m = C_t \omega_2 \quad (V.22).$$

C'est-à-dire :

$$C_t = \frac{P_m}{\omega_2} = \frac{180}{7,32} = 29,3 \text{ N.m}$$

- **Calcul l'effort axial Q**

On a :

$$C_t = Q r_{\text{moy}} \text{tg}(\beta + \varphi) \quad (V.23).$$

C'est-à-dire :

$$Q = \frac{C_t}{r_{\text{moy}} \text{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{29,3}{0,019 \times \text{tg}(2,87 + 4,14)} = 12541,34 \text{ N} = 12,54 \text{ kN} \quad (V.24).$$

- **Calcul P_r** : la puissance développée par l'effort axial Q est :

$$P_r = Q V_x = 12541,34 \times 0,022 = 276 \text{ N} \quad (V.25).$$

- **Calcul C_f**

C_f est le Couple de frottement dû aux actions de contact, il est donné par la relation suivante :

$$C_f = \frac{2}{3} f Q \left(\frac{\rho_2^3 - \rho_1^3}{\rho_2^2 - \rho_1^2} \right) \approx f Q \rho_{\text{moy}} \quad (V.26).$$

$$C_f = \frac{2}{3} \times 0,07 \times 12541,34 \times \left(\frac{0,023^3 - 0,015^3}{0,023^2 - 0,015^2} \right) = 16,92 \text{ N.m}$$

ρ_1 et ρ_2 sont indiqués dans le tableau 3.

- **Couple de serrage** : le couple de serrage est donné par :

$$C = C_t + C_f = 29,3 + 16,92 = 46,22 \text{ N.m} \quad (V.27).$$

- **Rendement de la vis** : le rendement est donné par :

$$\eta = \frac{\text{tg}\beta}{\text{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{\text{tg}(2,87)}{\text{tg}(2,87 + 4,14)} = 0,41 \quad (V.28).$$

V.4. GUIDAGE EN ROTATION PAR DES ROULEMENTS

Un roulement est un organe mécanique assurant principalement :

- le positionnement de l'arbre par rapport à l'alésage ;
- une rotation précise avec un minimum de frottement ;
- la transmission des efforts radiaux, axiaux ou les deux à la fois suivant le type de roulement.

Le guidage en rotation du système vis- écrou est assuré par des roulements. Dans notre cas, les charges radiales et axiales sont négligeables. On choisit deux roulements à billes identiques. On en monte un sur chaque extrémité de la vis.

La vis à filet trapézoïdale est de diamètre de 30 mm. Le diamètre intérieur des roulements à billes doit être inférieur à cette valeur. D'après la série SKF, on retient un roulement de diamètre d'alésage de 25 mm et de numéro de série 6005.

• Caractéristiques du roulement [Catal 1]

Le tableau suivant récapitule les caractéristiques du roulement SKF N° 6005.

Symbole	Désignation	Valeur	Unité
d	diamètre d'alésage	25	mm
D	diamètre de la bague extérieure	47	mm
B	largeur du roulement	12	mm
C	charge dynamique de base	11200	N
C _o	charge statique de base	6550	N
P _u	limite de fatigue	275	N

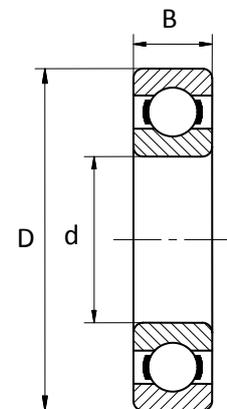


Tableau. 3 : Caractéristiques du roulement SKF N° 6005.

La durée de vie de ces roulements est illimitée.

V.5.GUIDAGE EN TRANSLATION

Le guidage en translation est la solution constructive qui réalise une liaison glissière entre deux pièces ou ensembles de pièces. Le seul mouvement relatif possible entre les deux pièces ou ensembles de pièces est une translation rectiligne

La précision du guidage dépend principalement :

- de la valeur du jeu interne du guidage j (jeu radial) ;
- de la longueur du guidage L .

Il existe plusieurs types de guidages ayant des performances spécifiques :

- guidages par contact direct ;
- guidages avec interposition d'éléments antifriction ;
- guidages avec interposition d'éléments roulants.

- **Guidages par contact direct**

- guidages par arbre ou moyeu coulissant ;
- guidages de type prismatique.

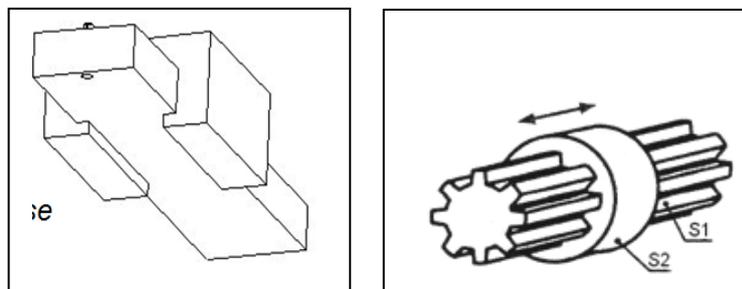


Fig.5 : (a) guidage de type prismatique ;

(b) guidage par arbre [Net 7].

- **Guidages par interposition d'éléments antifriction**

- Types d'éléments antifrictions :

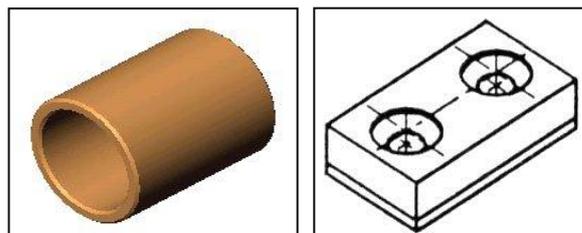


Fig.6 : (a) Palier lisse monté serré.

(b) Élément à visser [Net 7].

- **Guidages par interposition d'éléments roulants**

Les guidages par éléments roulants constituent une famille de composants standards dont le principe est de remplacer le glissement par du roulement on trouve :

- Guidages par cages à éléments roulants ;
- Guidages par douilles à billes ;
- Guidages par patins.

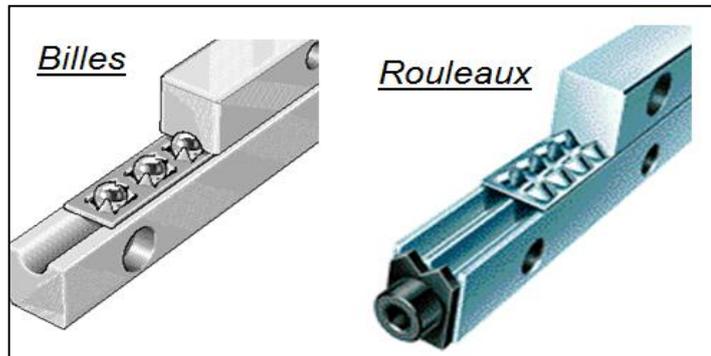


Fig. 7: guidage par cages à éléments roulants [Net 7].

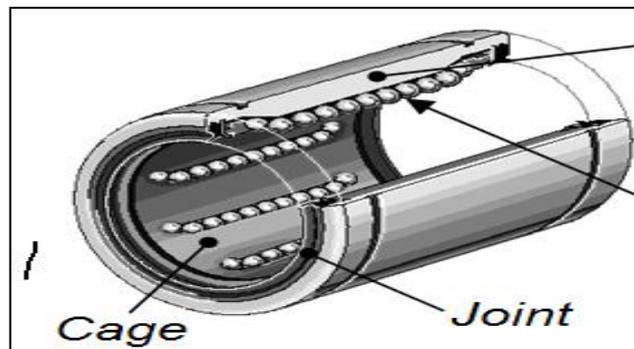


Fig.8 : Guidages par douilles à billes [Net 7].

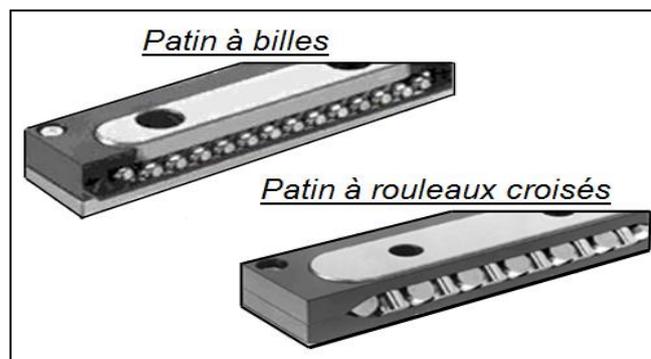


Fig. 9 : Guidages par patins [Net 7].

- **Caractéristiques de chaque famille de solutions**

	Contact direct	Interposition d'éléments antifriction	Interposition d'éléments roulants
Précision	Moyenne Dégradation par usure	Moyenne	Elevée
Performances (vitesses, cadences, rendements)	Faibles	Modérées	Elevées
Coefficient de frottement dans la liaison	Elevé : 0,05 à 0,2 Broutage à faible vitesse (stick slip)	Moyen / Faible	Très faible : 0,001 à 0,005 Efforts de manœuvre réduits
Intensité des actions mécaniques supportées	Faibles	Modérées	Elevées
Lubrification	Nécessaire (importante)	Autolubrifiant	Au montage (faible) Inexistante (galet)
Coût	Faible	Moyen	Elevé
Jeu	Jeu mini nécessaire au fonctionnement	Jeu mini nécessaire au fonctionnement	Fonctionnement sans jeu

Tableau.4: Caractéristique de chaque famille de guidage en translation [Net 7].

Le guidage en translation du dispositif d'enroulement est assuré alors par des roulements de type roulements à douilles (précision et performance élevée, lubrification à vie, frottement très faible) montés sur les barres de guidage pour garantir une précision de translation et un maintien en équilibre du dispositif d'enroulement et pour éviter les vibrations de ce dispositif.

V.6.CONCLUSION

Pour la transmission de puissance dans le système de translation du dispositif d'enroulement, on utilise une chaîne à rouleaux de la série européenne type 08B (p =12,7 mm). Le système vis-écrou est à filet trapézoïdale de diamètre de 30 et de pas de 6 mm.

Les roulements à bille utilisés pour le guidage en rotation de la vis ont une durée de vie supposée illimitée puisque les charges radiales et axiales sont négligeables.

Le guidage en translation du dispositif d'enroulement est assuré par des roulements de type roulements à douilles montés sur les barres de guidage. On estime leur durée de vie également illimitée.

CHAPITRE VI

DESCRIPTION DE LA MACHINE REALISEE,
CALCUL L'ANGLE D'ENROULEMENT FILAMENTAIRE

VI.1. INTRODUCTION

Dans l'enroulement filamentaire, les performances mécaniques, la tenue à la pression, les résistances aux produits chimiques, les prix, dépendent des résines utilisées, des renforts, de la constitution des stratifiés (nombre de plis ou de couches, épaisseurs, angle d'enroulement...) et de la composition des parois.

L'objet de ce chapitre est de faire une description sur la machine réalisée, un calcul de l'angle d'enroulement, ainsi un calcul de vérification du moteur d'entraînement.

VI.2. DESCRIPTION DE LA MACHINE FILAMENTAIRE REALISEE

VI.2.1. Carcasse

La carcasse constituant le bâti est composée de tôles mécano-soudées d'épaisseur 5 mm. Les faces latérales sont distantes de 2 m et reposent sur 2 profilées en U. Pour leur maintien, elles sont reliées entre elles par 4 tubes suffisamment rigides.

Les organes de transmission de puissance situés au niveau de ces faces latérales sont protégés par des couvercles.



Fig.1 : Tubes de liaison des faces latérales.

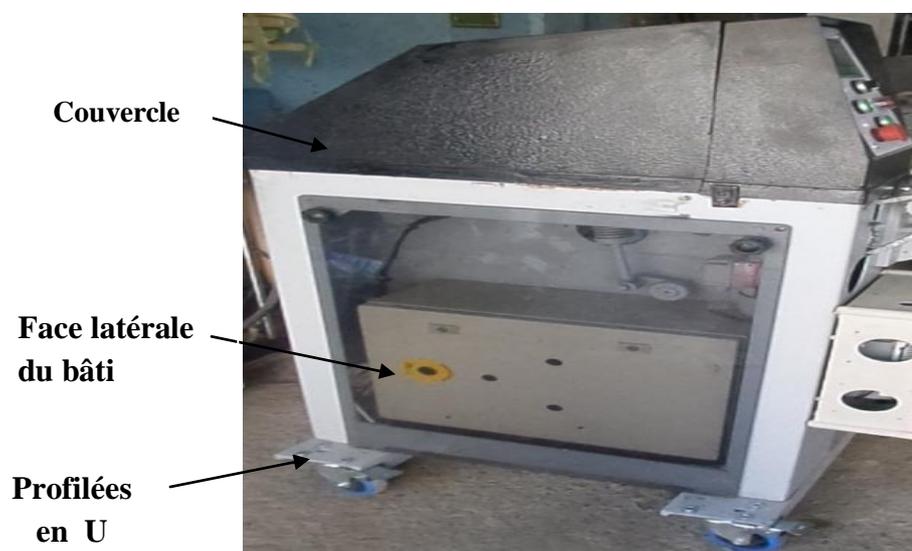


Fig.2 : Ensemble des pièces vues du côté face latérale du bâti.

VI.2.2. Système de rotation de la barre

Le système de rotation de la barre est composé de :

a) Variateur de fréquence relié au moteur

Son rôle est la variation de la vitesse de rotation du moteur, ce qui implique la variation de la vitesse de rotation du mandrin.



Fig.3 : variateur de fréquence.

b) Moteur d'entraînement

Le moteur d'entraînement utilisé pour la rotation de la barre est de type moteur Asynchrone triphasé. Il est équipé d'un réducteur (d'où le nom de motoréducteur). Il est caractérisé par une puissance de 0,18 kW, de vitesse de rotation de 1400 tr/mn et de rapport de réduction 1/15.



Fig.4 : Motoréducteur pour la rotation de la barre d'enroulement.

c) Chaîne de transmission de puissance

La chaîne permet de transmettre la puissance entre le motoréducteur et l'engrenage. Elle est de type chaîne à rouleau de la série européenne 06B (le pas est de 9,525 mm).



Fig.5 : Chaîne d'entraînement de la barre d'enroulement.

d) Engrenage

L'engrenage permet de transmettre la puissance entre la chaîne et la barre d'enroulement. L'engrenage utilisé dans la machine est de type : engrenage cylindrique à denture droit de module 4 mm. La roue motrice est en bronze et la roue réceptrice (couronne) est en l'acier.



Fig.6 : deux roues d'engrenage.

e) Barre d'enroulement

La barre est en acier de diamètre de 28 mm et de longueur de 2160 mm. Elle a pour fonction l'entraînement du cylindre d'enroulement auquel est liée par des cônes.

Barre

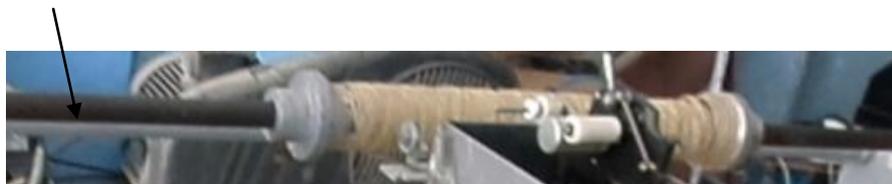


Fig.7 : Barre liée au cylindre d'enroulement.

VI.2.3. Système de translation du dispositif d'enroulement

Le système de translation du dispositif d'enroulement est composé de :

a) Variateur de fréquence relié au moteur

Son rôle est la variation de la vitesse de rotation du moteur, ce qui implique la variation de la vitesse de la translation de l'écrou.



Fig.8 : Variateur de fréquence du système de translation.

b) Moteur d'entraînement

Le moteur d'entraînement utilisé pour la translation du dispositif d'enroulement est de type moteur Asynchrone triphasé équipé d'un réducteur. Il est caractérisé par une puissance de 0,18 kW, de vitesse de rotation de 1400 tr/mn et de rapport de réduction 1/10.



Fig 9: Moteur pour la rotation de la vis.

c) Chaîne de transmission de puissance

La chaîne permet de transmettre la puissance entre le moteur et le système vis-écrou. Elle est de type chaîne à rouleau de la série européenne 08B (pas de 12,7 mm).

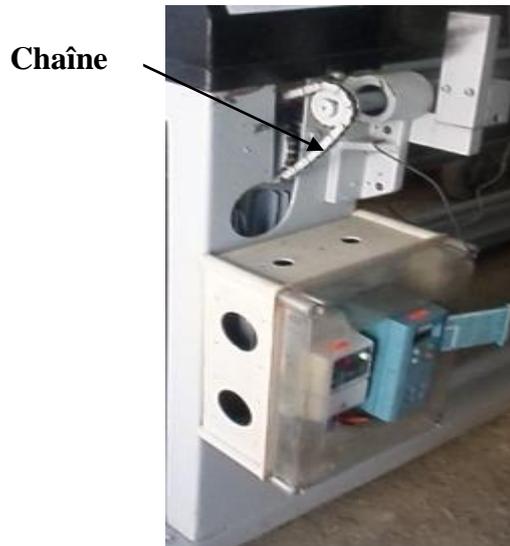


Fig.10 : Chaîne d'entraînement du dispositif de translation.

d) Système vis-écrou

Le système vis-écrou permet de transformer le mouvement de rotation de la vis en un mouvement de translation de l'écrou, c'est-à-dire la translation du dispositif d'enroulement (bain de résine). Cette translation permet de parcourir toute la longueur du mandrin. La vis est à filet trapézoïdale.



Fig.11 : Système vis-écrou.

VI.2.4. Bain de résine

Le bain de résine est sous forme d'un réservoir. Il est réalisé par soudage d'un ensemble de tôles d'épaisseur de 1,5 mm, fabriqué en aluminium.

Il contient de la résine en époxyde, polyester ...etc. Le stratifil est imprégné dans le bain de résine avant son enroulement sur le mandrin. Cette résine permet de donner la forme du moule souhaité, d'augmenter les performances mécaniques, thermique, etc..., du produit.

Le passage du stratifil dans le bain de résine est réalisé par un système de guidage. Celui-ci est composé d'un ensemble de poulies qui permettent au bon guidage du stratifil et aussi d'assurer la tension convenable de ces derniers.

Un système de raclage du stratifil est utilisé pour réduire la quantité de résine imprégnée sur les fils de façon à ce que la teneur du renfort reste élevée (généralement supérieur à 60 %).



Fig.12 : Bain de résine.

VI.2.5. Magasin de renfort

On a installé un dispositif lié au bain de résine. La translation de ce bain engendre la translation du magasin de renfort. Le magasin contient trois bobines de renfort, ces bobines sont en fibre de verre, carbone, aramide ...etc.



Fig.13 : Magasin de renfort.

VI.2.6. Guidage en translation

Le guidage en translation du dispositif d'enroulement est assuré par des roulements de type roulements à douilles montés sur les barres de guidage pour garantir une précision de translation et un maintien en équilibre du dispositif d'enroulement et pour éviter les vibrations de ce dispositif (bain de la résine + magasin de renfort).

Barre de guidage



Fig.14 : Barre de guidage.



Fig.15 : Roulement à douilles.

VI.2. 7. Poulie de jumelage du stratifil

Cette poulie permet le guidage et le jumelage des fils, et d'avoir une meilleure précision de l'angle d'enroulement en assurant des tensions convenables de ces fils . Elle est située à proximité du mandrin. Un système est conçu pour éloigner ou de rapprocher cette poulie du mandrin en fonction des dimensions de celui-ci.

Poulie de précision

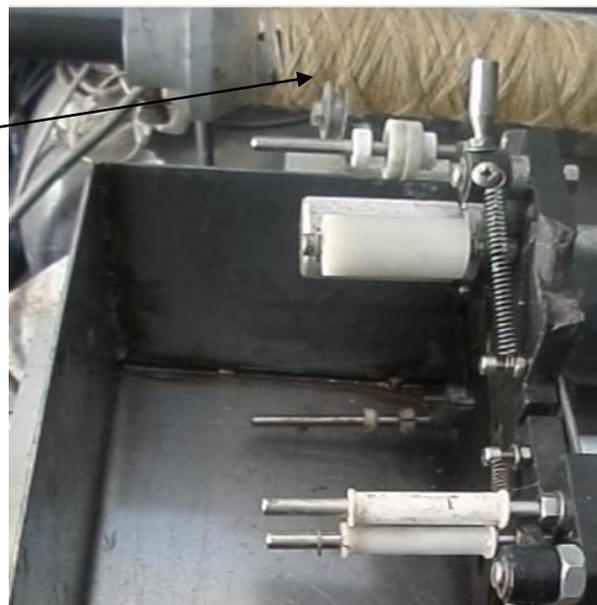


Fig.16 : poulie de guidage.

VI.2. 8. Système élévateur

Le système élévateur permet le maintien du mécanisme de rotation (roue d'engrenages), le montage et le démontage du mandrin. C'est un système manuel composé d'une roue, d'une vis sans fin et d'une manivelle permettant d'élever ou de descendre le mandrin.



Fig.17 : Système élévateur.

VI.2.10 : Machine réalisée

La figure ci-dessous montre la machine d'enroulement filamentaire réalisée.



Fig.18 : Machine d'enroulement filamentaire réalisée.

VI.3. ANGLE D'ENROULEMENT

Le choix de l'angle d'enroulement dans les applications (tube, réservoir, etc.) est nécessaire, elle influence sur : les performances mécaniques, la pression, la corrosion, ...etc.

L'angle d'enroulement est dépend de la direction du stratifil par rapport à l'axe du mandrin, suivant la variation de cette angle on distingue trois modes d'enroulement :

- Enroulement hélicoïdal : l'angle est entre 5° à 80° . On trouve ce mode dans la fabrication industrielle de tubes et tuyaux hautes performances de divers diamètres et grandes longueurs, dans la fabrication d'enveloppes de fusées, de torpilles, de tube de forage pétrolier, de bouteilles de gaz, etc ;
- Enroulement circonférentiel : l'angle est voisin de 90° . Ce type d'enroulement est assez peu utilisé ;
- Enroulement polaire : l'angle est moins de 5° . Cette technologie sert à fabriquer des réservoirs haute pression, des réservoirs de moteurs de fusée, des équipements spatiaux, etc.

La direction d'enroulement des fils est inclinée par rapport à l'axe du mandrin d'un angle dont la valeur est déterminée par le mouvement relatif du guide-fil par rapport à la rotation du mandrin.

Dans la machine filamentaire réalisée la vitesse de rotation du mandrin est fixe, ainsi la vitesse de rotation de la vis. Pour que l'angle soit variable on utilise des variateurs de fréquence placé avant les moteurs :

- Un variateur de fréquence pour la variation de la vitesse de rotation du mandrin ;
- Un variateur de fréquence pour la variation de la vitesse de rotation de la vis.

VI.3. 1. Relation entre les différents paramètres (angle, vitesse de rotation du mandrin, vitesse de rotation de la vis)

La variation de l'angle d'enroulement dépend de la vitesse de rotation de la vis et du mandrin, l'équation de l'angle d'enroulement est donnée par [journal1] :

$$\tan(\alpha) = \frac{2\pi r N_m}{L N_s} \quad (\text{VI.1})$$

Tel que :

N_s : Vitesse de rotation de la vis ;

N_m : Vitesse de rotation du mandrin ;

α : Angle d'enroulement ;

L : Déplacement de l'écrou en mm/tr (le pas) ;

r : Rayon du mandrin (dépend du mandrin choisi).

Equation de 3 inconnus :

- Rayon r est varié en fonction du rayon du cylindre d'enroulement choisi ;
- Vitesse de rotation du mandrin est variable ;
- Vitesse de rotation de la vis est variable.

Le déplacement de l'écrou est : $L = 6 \text{ mm/tr}$

La fixation de ces paramètres dépend du constructeur.

VI.3. 2. Essai sur la machine réalisée

On va faire des expériences sur la machine. Pour cela on choisit des tubes de différents diamètres. On fixe l'intervalle de variation de fréquence pour chaque système :

- Système de rotation du mandrin : l'intervalle de fréquence est entre 10 et 150 Hz
- Système de rotation de la vis : l'intervalle de fréquence est entre 3 et 100 Hz

• Cas sans variateur de fréquence

Dans ce cas, la fréquence du système égale la fréquence du réseau (50 Hz). La vitesse de rotation du mandrin est de :

$$50 \text{ Hz} \longrightarrow 14,47 \text{ tr/mn}$$

La vitesse de rotation de la vis est de:

$$50 \text{ Hz} \longrightarrow 280 \text{ tr/mn}$$

• Avec variateur de fréquence

On fixe les angles d'enroulement les plus utilisés, ainsi on fixe quelques valeurs de fréquences du mandrin pour trouver la vitesse de rotation de la vis qui convient. Après on vérifie l'angle pratique de l'enroulement par rapport à l'angle théorique.

- o Vitesse de rotation du mandrin en fonction de la fréquence :

$$N_m = \frac{f_m \times 14,47}{50}$$

Fréquence du mandrin f_m	10	20	30	50	100	120	150
N_m	2,89	5,79	8,68	14,47	28,94	34,73	43,41

Tableau.1: Vitesse de rotation du mandrin en fonction de la fréquence.

- o Vitesse de rotation de la vis N_s :

La vitesse de rotation de la vis est donnée par :
$$N_s = \frac{2\pi r N_m}{L \tan(\alpha)} \tag{VI.2}$$

L'intervalle de fréquence est entre 3 et 100 Hz, c'est-à-dire, la vitesse de rotation de la vis est entre 16,8 et 560 tr/mn.

➤ Pour un diamètre du cylindre d'enroulement de 70 mm. Le tableau suivant illustre la variation de la vitesse de rotation de la vis en fonction de l'angle d'enroulement et de la vitesse de rotation du mandrin.

$\alpha(^{\circ})$ N _m :tr/mn	20	30	45	50	55	60	75	89
2,89	290,87	183,37	105,87	88,83	74,13	61,12	28,36	
5,79		367,38	212,10	178,00	148,50	122,46	56,83	
8,68			318,00	266,80	222,65	183,58	85,20	
14,47				444,79	371,16	306	142	
28,94							284	18,50
34,73							340,9	22,20
43,41							426	21,75

Tableau.2 : Vitesse de rotation de la vis pour D=70 mm.

Le tableau suivant illustre la variation de la fréquence de la vis en fonction de l'angle d'enroulement et de la fréquence du mandrin.

$\alpha(^{\circ})$ f _m : Hz	20	30	45	50	55	60	75	89
10	51,94	32,74	18,9	15,86	13,23	10,91	5	
20		65,6	37,87	31,78	26,51	21,86	10,15	
30			56,78	47,64	39,75	32,78	15,21	
50				79,42	66,27	54,64	25,35	
100							50,71	3,3
120							60,87	3,96
150							76	3,88

Tableau.3 : Fréquence de la vis pour D=70 mm.

➤ Pour un diamètre du cylindre d'enroulement de 165 mm. Le tableau suivant illustre la variation de la vitesse de rotation de la vis en fonction de l'angle d'enroulement et de la vitesse de rotation du mandrin.

$\alpha(^{\circ})$ N _m :tr/mn	20	30	45	50	55	60	75	89
2,89		432,23	249,55	209,39	174,73	144	66,86	
5,79				419,52	350	288,65	133,96	
8,68						432,73	200,83	
14,47							334,79	21,8
28,94								43,61
34,73								52,35
43,41								65,43

Tableau.4 : Vitesse de rotation de la vis pour D= 165 mm.

Le tableau suivant illustre la variation de la fréquence de la vis en fonction de l'angle d'enroulement et de la fréquence du mandrin.

α (°) f_m : Hz	20	30	45	50	55	60	75	89
10		77,18	44,56	37,39	31,2	25,71	11,93	
20				74,91	62,5	51,54	23,92	
30						77,27	35,86	
50							59,78	3,89
100								7,79
120								9,35
150								11,68

Tableau.5 : Fréquence de la vis pour D=165 mm.

VI.4. Vérification du moteur d'entraînement

Le moteur choisi dans le système de rotation de la barre est de : $P = 180 \text{ W}$, $N = 1400 \text{ tr/min}$. On fait un calcul de vérification de ce choix. Pour cela, à l'aide de l'inertie (masse de la barre, roue d'engrenage, mandrin, outils de fixation) on effectue de l'énergie cinétique du système pour trouver la puissance nécessaire du démarrage.

VI.4. 1. Energie cinétique

Par définition, l'énergie cinétique du solide (S) dans son mouvement par rapport au repère R est :

$$T(S/R) = \frac{1}{2} \int_{P \in (S)} \left[\overrightarrow{V(P/R)} \right]^2 dm \quad (\text{VI.3})$$

Après un développement, L'expression de l'énergie cinétique devient :

$$2T(S/R) = \overrightarrow{V(A/R)} \cdot m \overrightarrow{V(G/R)} + \overrightarrow{\Omega(S/R)} \cdot \overrightarrow{\sigma_A(S/R)} \quad (\text{VI.4})$$

Dans notre cas on a le point A est confondu avec le centre d'inertie G, donc :

$$2T(S/R) = m \left[\overrightarrow{V(G/R)} \right]^2 + \overrightarrow{\Omega(S/R)} \cdot \overrightarrow{\sigma_G(S/R)}$$

Ou encore :

$$2T(S/R) = m \left[\overrightarrow{V(G/R)} \right]^2 + \overrightarrow{\Omega(S/R)} \cdot I_G \overrightarrow{\Omega(S/R)}$$

Ensuite, Le solide (S) est animé d'un mouvement de rotation autour de l'axe Ox du repère R. Soit I_{Ox} le moment d'inertie de (S) par rapport à l'axe Ox

En posant :

$$\overrightarrow{\Omega(S/R)} = \omega \vec{x}$$

Il vient :

$$2T(S/R) = I_{Ox} \omega^2$$

○ **Énergie cinétique d'un ensemble de solide**

Si le système est constitué de n solides, le double de son énergie cinétique, dans son mouvement par rapport au repère R, est :

$$2T[(S_1 \cup S_2 \cup \dots \cup S_n)/R] = 2T(S_1/R) + 2T(S_2/R) + \dots + 2T(S_n/R) \tag{VI.5}$$

Dans notre cas, on a 4 solides : barre (solide1), cylindre d'enroulement (solide2), roue réceptrice d'engrenage (solide3) et outil de fixation (solide4). Le calcul de l'inertie est fait pour le cas d'un cylindre d'enroulement de dimension maximale

On désigne par I_{1ox} , I_{2ox} , I_{3ox} et I_{4ox} respectivement les moments d'inertie de l'ensemble

$E = \{1, 2, 3, 4\}$.l'énergie cinétique de l'ensemble est :

$$2T(S/R) = 2T(S_1/R) + 2T(S_2/R) + 2T(S_3/R) + 2T(S_4/R) = (I_{1ox} + I_{2ox} + I_{3ox} + I_{4ox})\omega^2$$

La figure suivante illustre l'ensemble $E = \{1, 2, 3, 4\}$

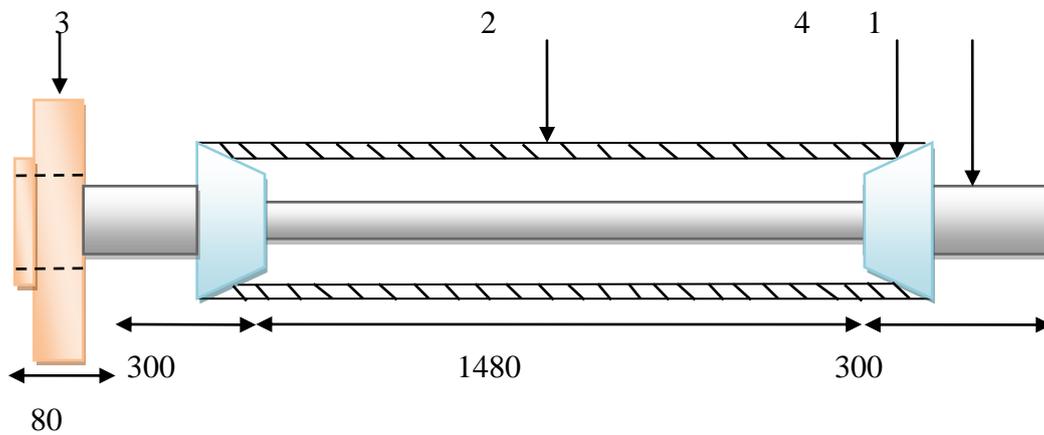


Fig.19 : Les 4 solides : barre- mandrin-roue-outil de fixation.

VI.4.1.1 Calcul le moment d'inertie de la barre

La barre est un ensemble de cylindre plein, le moment d'inertie de la barre est donnée par :

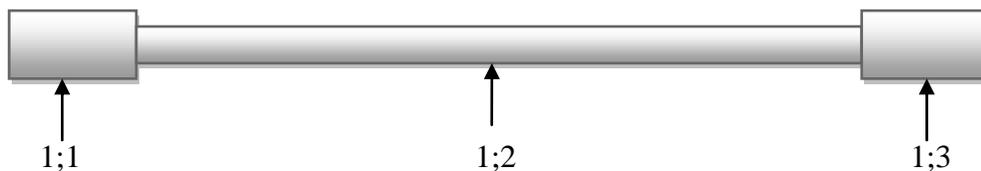


Fig.20 : Cylindre d'enroulement.

La matrice d'inertie d'un cylindre plein est donnée par:

$$\begin{pmatrix} \frac{1}{2}m_1R_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{4}m_1R_1^2 + \frac{1}{12}m_1l_1^2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{4}m_1R_1^2 + \frac{1}{12}m_1l_1^2 \end{pmatrix} \quad (\text{VI.6})$$

C'est-à-dire :

$$I_{\text{lox}} = I_{11} + I_{12} + I_{13} \quad (\text{VI.7})$$

$$\text{Tel que : } I_{11} = \frac{1}{2}m_1R_{11}^2 ; I_{12} = \frac{1}{2}m_{12}R_{12}^2 ; I_{13} = \frac{1}{2}m_{13}R_{13}^2$$

➤ **Calcul des masses** : la barre est de l'acier, sa masse volumique est $7850\text{kg}/\text{m}^3$, les masses sont données par :

a. **Masse m_{11}**

$$\text{Rayon : } R_{11} = 32,5\text{mm}$$

$$\text{Longueur : } L_{11} = 380\text{mm}$$

$$m_{11} = \rho_{\text{acier}}V_{11} = \rho_{\text{acier}}\pi L_{11}R_{11}^2 \quad (\text{VI.8})$$

$$m_{11} = 7850 \times 3,14 \times 0,38 \times (0,0325)^2 = 9,89\text{Kg}$$

b. **Masse m_{12}**

$$\text{Rayon : } R_{12} = 28\text{mm}$$

$$\text{Longueur : } L_{12} = 1480\text{mm}$$

$$m_{12} = \rho_{\text{acier}}V_{12} = \rho_{\text{acier}}\pi L_{12}R_{12}^2 \quad (\text{VI.9})$$

$$m_{12} = 7850 \times 3,14 \times 1,48 \times (0,014)^2 = 7,15\text{Kg}$$

c. **Masse m_{13}**

$$\text{Rayon : } R_{13} = 32,5\text{mm}$$

$$\text{Longueur : } L_{13} = 300\text{mm}$$

$$m_{13} = \rho_{\text{acier}}V_{13} = \rho_{\text{acier}}\pi L_{13}R_{13}^2 \quad (\text{VI.10})$$

$$m_{13} = 7850 \times 3,14 \times 0,3 \times (0,0325)^2 = 7,81\text{Kg}$$

➤ **Calcul de l'inertie**

$$I_{11} = \frac{1}{2}m_{11}R_{11}^2$$

$$I_{11} = \frac{1}{2} \times 9,89 \times 0,0325^2 = 5,22 \times 10^{-3}\text{kg.m}^2$$

$$I_{12} = \frac{1}{2} m_{12} R_{12}^2$$

$$I_{12} = \frac{1}{2} \times 7,15 \times 0,014^2 = 7 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

$$I_{13} = \frac{1}{2} m_{13} R_{13}^2$$

$$I_{13} = \frac{1}{2} \times 7,81 \times 0,0325^2 = 4,12 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

On trouve :

$$I_{1ox} = I_{11} + I_{12} + I_{13}$$

(VI.11)

$$I_{1ox} = 5,22 \times 10^{-3} + 7 \times 10^{-4} + 4,12 \times 10^{-3} = 10,04 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

VI.5.1.2. Calcul le moment d'inertie du cylindre d'enroulement

c'est un cylindre creux, il est en acier, sa matrice d'inertie est donné par :

$$\begin{pmatrix} m_2 R_2^2 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} m_2 R_2^2 + \frac{1}{12} m_2 l_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} m_2 R_2^2 + \frac{1}{12} m_2 l_2^2 \end{pmatrix}$$

(VI.12)

C'est-à-dire : $I_{2ox} = m_2 R_2^2$

(VI.13)

– La masse du mandrin est de : $m_2 = 36,25 \text{ kg}$ (Paragraphe VI.3.1.1) ;

– Le moment d'inertie est donné par :

$$I_{2ox} = m_2 R_2^2 = 36,48 \times 0,2^2 = 1,46 \text{ kg.m}^2$$

VI.4. 1.3. Calcul du moment d'inertie de la roue réceptrice d'engrenage

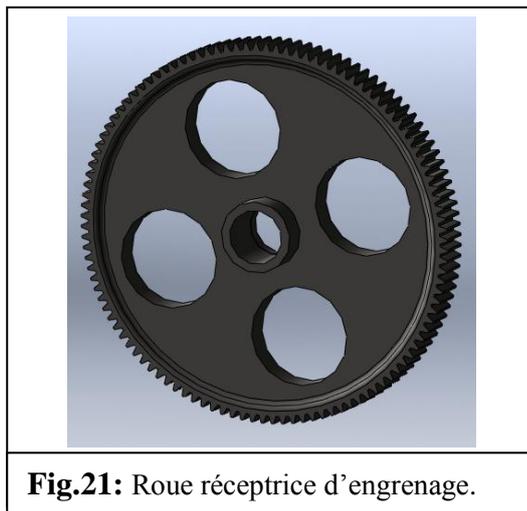


Fig.21: Roue réceptrice d'engrenage.

– moment d’inertie de la couronne

$$R_{31} = 224mm$$

$$R_{32} = 204mm$$

$$L_{31} = 40mm$$

$$I_{couronne} = \frac{1}{2} \rho_{acier} \pi L_{31} (R_{31}^2 - R_{32}^2) \times (R_{31}^2 + R_{32}^2) = 0,3875kg.m^2 \quad (VI.12)$$

– moment du cylindre

$$R_{32} = 204mm$$

$$L_{32} = 24mm$$

$$I_{cylind} = \frac{1}{2} (\rho_{acier} \pi L_{32} R_{32}^2) R_{32}^2 = 0,5125kg.m^2 \quad (VI.13)$$

– moment d’inertie du passage de l’arbre dans le cylindre d’enroulement

$$R_{33} = 32,5mm$$

$$L_{31} = 40mm$$

$$I_{trou} = \frac{1}{2} (\rho_{acier} \pi L_{31} R_{33}^2) R_{33}^2 = 5,5 \times 10^{-4} kg.m^2 \quad (VI.14)$$

– moment d’inertie des 4 trous

$$R_{34} = 28mm$$

$$L_{32} = 24mm$$

Distance de l’axe du trou à l’axe de la roue : $d = 138,5mm$

$$I_{4trou} = 4 \times \left[\frac{1}{2} (\rho_{acier} \pi L_{32} R_{34}^2) R_{34}^2 + (\rho_{acier} \pi L_{32} R_{34}^2) \times d^2 \right] = 3,63 \times 10^{-2} Kg.m^2 \quad (VI.15)$$

– moment d’inertie de la roue d’engrenage

$$I_{3ox} = I_{couronne} + I_{cylind} - I_{trou} - I_{4trou} = 0,8631Kg.mm^2 \quad (VI.16)$$

VI.4.1. 4. Calcul du moment d'inertie des outils de fixation

Les outils de fixation sont fabriqués en aluminium

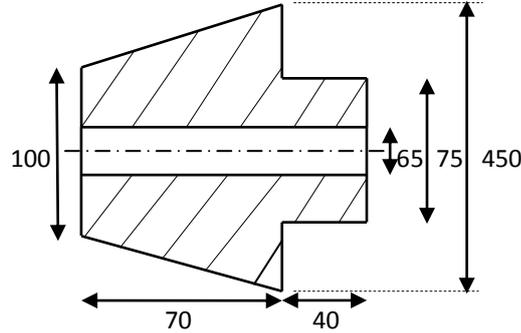


Fig.22 : Outil de fixation.

Rayon de la grande base : $R_{41} = 225mm$

Rayon de la petite base : $R_{42} = 50mm$

Longueur du tronc de cône : $L_4 = 70mm$

Densité volumique : $\rho_{alu} = 2700Kg / m^3$

Rayon du creux : $R_{43} = 32,5mm$

– Masse du tronc de cône plein est donnée par :

$$m_p = \frac{\rho_{alu}}{3} \pi L_4 (R_{41}^2 + R_{42}^2 + rR_{41}) \times 10^{-9} = 12,741kg \quad (VI.17)$$

– Masse du tronc de cône creux est donnée par:

$$m_1 = m_p - \rho_{alu} \pi R_{43}^2 L_4 \times 10^{-9} = 12,11kg \quad (VI.18)$$

– Moment d'inertie du tronc de cône plein :

$$I_{cone-plein} = \frac{1}{10} \rho_{alumi} \pi \left(\frac{L_4}{R_{41} - R_{42}} \right) (R_{41}^5 - R_{42}^5) = 0,1955kg.mm^2 \quad (VI.19)$$

– Moment d'inertie du creux cylindrique :

$$I_{creux} = \frac{1}{2} (\rho_{alumi} \pi L_4 R_{43}^2) R_{43}^2 = 3,31 \times 10^{-4} kg.m^2 \quad (VI.20)$$

– Moment d'inertie du cylindre creux de longueur $L_{41} = 40mm$ et de rayon $R_{44} = 37,5mm$ est donné par :

$$I_{cylcreux} = \frac{1}{2} \rho_{alumi} \pi L_{41} (R_{44}^2 - R_{43}^2) (R_{44}^2 + R_{43}^2) = 1,46 \times 10^{-4} kg.m^2 \quad (VI.21)$$

$$I_{4ox} = I_{cone-plein} - I_{creux} + I_{cylcreux} = 0,1953kg.mm^2$$

– Moment d'inertie total

$$I_{ox} = I_{1ox} + I_{2ox} + I_{3ox} + 2I_{4ox} = 2,7146kg.mm^2 \quad (VI.22)$$

VI.4. 2. Energie cinétique du système

D'après paragraphe II, La vitesse de rotation du mandrin peut aller jusqu'à $N = 50$ tr/mn par l'utilisation des variateurs de fréquence

$$\text{La vitesse de rotation angulaire : } \omega = \frac{\pi N}{30} = 5,23 \text{ rad/s} \quad (\text{VI.23})$$

$$\text{L'énergie cinétique est donné par : } E_c = \frac{1}{2} I_{ox} \omega^2 = 37 \text{ J} \quad (\text{VI.24})$$

VI.4. 3. Puissance du moteur d'entraînement

La puissance est donnée par :

$$P = \frac{E_c}{t_d} = 74 \text{ W} \quad (\text{VI.25})$$

Tel que le temps de démarrage est $T_d = 0,5$ S.

Puissance nominale du moteur pour un rendement $\eta = 0,85$

$$P_n = \frac{P}{\eta} = 87 \text{ W} \quad (\text{VI.26})$$

Pour une vitesse de rotation de 50 tr/mn, le moteur choisi est satisfaisant.

VI.5. CONCLUSION

La direction d'enroulement des fils est inclinée par rapport à l'axe du mandrin d'un angle dont la valeur est déterminée par l'asservissement entre le mouvement de translation du guide-fil et la rotation du cylindre d'enroulement.

L'angle d'enroulement filamenteux dépend de la vitesse de rotation du mandrin, ainsi de la vitesse de rotation de la vis. Pour qu'il soit variable la solution est d'utiliser des variateurs de fréquence.

CONCLUSION GENERALE

Notre Projet de Fin d'Etudes porte sur la conception et la réalisation d'une machine d'enroulement filamenteuse de taille industrielle. A notre connaissance, elle est la première réalisée à l'échelle nationale. Notre contribution se veut être une formation théorique accompagnée d'une formation pratique. Toutefois, même si les résultats de ces travaux sont intéressants, ils restent encore à développer.

Cette machine est réalisée dans le but de fabriquer des pièces en matériaux composites vu les caractéristiques intéressantes de ces matériaux.

La conception de la machine comporte toute l'étude des éléments composant sa chaîne cinématique, à savoir :

- calcul des chaînes mécaniques de transmission d'entraînement de la barre liée au cylindre d'enroulement et du dispositif de translation du stratifil ;
- calcul de la transmission par engrenage en déterminant le module ;
- dimensionnement de la barre ;
- calcul du système vis-écrou ;
- calcul des éléments de guidage (roulements) ;
- Vérification de la puissance du moteur d'entraînement de la barre à partir du calcul des moments d'inertie des éléments qui lui sont liés ;
- calcul des angles d'enroulement en fonction du diamètre du cylindre d'enroulement, des vitesses de rotation de la barre et de la vis sans fin.

Cette étude est suivie par une réalisation d'une machine avec une description des organes qui la composent.

Ce travail n'est qu'une ébauche et constitue une introduction dans le domaine de la mise en œuvre des matériaux composites. Nous souhaitons que d'autres initiatives continuent à développer ce Projet de Fin d'Etudes par la réalisation d'un prototype, l'amélioration des produits réalisés et des tests de résistance mécanique et autres.

Annexe

pas (mm)	Vitesse de rotation (tr/mn)	Vitesse linéaire (m/s)
9,525	10000	30
12,7	7000	28
15,875	5000	24
19,05	4000	24
25,4	2500	18
31,75	1600	16
38,1	1300	16
44,45	1000	14
50,8	700	11
63,5	500	10
76,2	400	9,5

Tableau.I : Vitesse maximale de la chaîne.

Type de chaîne		Charge de rupture minimale (daN)	Surface de travail (mm ²)	Masse linéique (Kg/m)
symbole	pas (mm)			
06B	9,525	890	28	0,39
08B	12,70	1780	50	0,68
10B	15,85	2220	67	0,85
12B	19,05	2890	88	1,16
16B	25,40	4230	205	2,71
20B	31,75	6450	292	3,70
24B	38,10	9790	550	6,70
28B	44,45	12900	735	8,9
32B	50,80	16910	805	9,22
40B	63,50	26255	1268	15,48
48B	76,20	40050	2050	≈ 24

Tableau. II: Charge de rupture, surface de travail et masse linéique des chaînes à 1 rang de maillons.

N _i (tr/mn)	Pas (mm)			
	9,525 ; 12,7	15,875 ; 19,05 25,4	31,75 ; 38,1 44,45 ; 50,8	63,5 ; 76,2
10	64	51	45	38
25	57	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1000	22	18	15	
1500	20	16		
2000	17	14		
2500	15	12		
3000	14	11		
4000	10			
5000	7			

Tableau. III : Pressions conventionnelles admissibles (en MPa) dans les articulations pour un pignon de 19 dents.

Valeurs de s	Conditions d'emploi
1,25 à 1,5	Matériaux bien éprouvés, bon contrôle de qualité, contraintes réelles bien connues
1,5 à 2,0	Matériaux et conditions d'emploi bien connus
2,0 à 2,5	Contraintes bien connues, matériaux très souvent utilisés (c'est le cas le plus général dans le domaines des machines)
2,5 à 3,0	Matériaux fragiles et employés dans des conditions ordinaires
3,0 à 4,0	Comportement du matériau ou état des contraintes mal connu.

Tableau. IV : Valeurs pratiques du coefficient de sécurité s

type de roulement		e	F _a /F _r ≤ e		F _a /F _r > e		X _o	Y _o
			X	Y	X	Y		
A billes à contact radial à une ou deux rangées		dépend du rapport F _a /C _o	1	0	0,56	dépend de F _a /C _o	0,6	0,5
A billes à contact oblique	à une rangée	1,14	1	0	0,35	0,57	0,5	0,26
	à deux rangées	0,86	1	0,73	0,62	1,17	1	0,63
A rotule sur billes		voir catalogue	1	voir catalogue	0,65	voir catalogue	1	voir catalogue
A rotule sur rouleaux		voir catalogue	1	voir catalogue	0,67	voir catalogue	1	voir catalogue
A rouleaux coniques		voir catalogue	1	0	0,4	voir catalogue	0,5	voir catalogue
Butée à rotule sur rouleaux		_____	_____	si F _r /F _a ≤ 0,55				
				1,2	1	2,7	1	

Tableau .V : Coefficients e, X, Y, X_o et Y_o.

Bibliographie

[article 1] : Philippe COGNARD, « cor502 Applications des composites anticorrosion dans l'industrie ». Techniques de l'ingénieur, 10/06/2005, France.

[article 2] : Patricia KRAWCZAK, « p2645 Spectrométrie de masse – Principe et appareil ». Techniques de l'ingénieur, 10/04/2002, France.

[Fiche 1] : Fiche Pratiques ABC Plastique, « 0985 Préimprégnés phénoliques (PSMC, PBMC) : transformation, façonnage, recyclage ». Techniques de l'ingénieur, France.

[1] : Jean-Marie Berthelot, « Mécanique des matériaux et structure composites ». Institut Supérieur des Matériaux et Mécaniques Avancés, le Mans, France.

[2] : « Quelques procédés de mise en forme des composites », science de l'ingénieur.

[3]: thesis: « Design and optimization of filament wound composite pressure vessels». Master of Science in Engineering Mechanics Xi'an University of Technology, 2012, china.

[DAN1999] : Daniel Gay, jacques GAMBELIN, « dimensionnement des structures », édition Hermès, 1999.

[Tech 1] : Un guide pour le calcul et la conception des transmissions par chaînes, compte tenu de critères spécifiques aux applications « La conception de la transmission par chaîne ». technique d'ingénieur.

[Méc 2013]: Bouaziz, « transmission de puissance par chaînes ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[Méc 1] : Bouaziz, « transmission de puissance par engrenages ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[Méc 2] : Bouaziz, « dimensionnement des éléments technologique, roulements ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[Méc 3] : Bouaziz, « dimensionnement des éléments technologique, clavettes ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[cours 1 et cours 2] : Bouaziz, « vis- écrou, cours de construction mécanique » ; Riach, « conception de machine », ENP, 2013/2014

[Catal 1] : SKF, « catalogue général » SKF, 1992.

[précis] : R. Quatremer, j. Trotignon, « dessin conception et normalisation ». précis de construction mécanique, 1978.

[journal1]: Saad MUTASHER; Nazim MIR-NASIRI; Lee CHAILIN, « small- scale filament winding machine for producing fiber composite products». Journal of Engineering Science and Technology

Sites internet

[Net 1] : Renold_chaineARouleau -3.pfd

[Net 2] : la conception de la transmission par chaine. Rexnord

[Net 3] : engrenage032

[Net 4] : effort engrenage-doc : cherchez. Me

[Net 5] : XC38. PDF

[Net 6] : 453-pdf-[écrou type ETR.pdf]

[Net 7] : cours-Guidage translation.doc

[Wiki 1]: Wikipédia, « pignon crémaillère système ».

[Wiki 2]: Wikipédia, « système vis-écrou ».

[Wiki 3]: Wikipédia, « fibres caractéristiques »

[Wiki 4]: Wikipédia, « matériaux »

[Wiki 4]: Wikipédia, « clavetage »