

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté de Technologie

Thèse de Doctorat LMD

Présentée par

KARI Djamal Eddine

Filière : Science et Génie des Matériaux

Option : Science et Ingénierie des Matériaux

Influence des procédés de mise en forme des matériaux composites sur les propriétés physiques et thermomécaniques. Étude comparative expérimentale et simulation.

Devant le jury composé de :

M. MOHAMMEDI Kamal	Professeur.	Président	U M B Boumerdes
M. BENMOUNAH Abdelbaki	Professeur.	Directeur de thèse	U M B Boumerdes
M. RECHAK Said	Professeur.	Examineur	E N P Alger
M. RAHMOUNI Zine El Abidine	Professeur.	Examineur	U. M'Sila
M. BEZZAZI Boudjema	Professeur.	Invité	U M B Boumerdes

Année Universitaire 2022/2023

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

- *Je souhaite tout d'abord remercier mon directeur de thèse, monsieur **BENMOUNAH Abdelbaki**, Professeur à l'Université de Boumerdès, pour avoir bien voulu m'encadrer et Réaliser ce travail dans les meilleures conditions*
- *Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à monsieur **BEZZAZI Boudjema**, Professeur à l'Université de Boumerdès pour acceptes être notre invite et pour ses nombreux commentaires et suggestions sur la machine d'enroulement filamentaire.*
 - *J'adresse mes sincères remerciements à monsieur **MOHAMMEDI Kamal**, Professeur à l'Université de Boumerdès, accepté d'être président du jury pour sa contribution à l'amélioration de la qualité de cette thèse.*
 - *Je tiens également à adresser mes plus sincères remerciements à monsieur **RECHAK Said**, professeur à l'école nationale polytechnique d'Alger et Je lui suis très reconnaissant d'avoir accepté d'examiner ce travail.*
 - *Je tiens également à adresser mes plus sincères remerciements à monsieur **RAHMOUNI Zine ElAbidine** Professeur à l'université de M'sila, pour avoir accepté d'examiner ces travaux de thèse.*
 - *Je voudrais également remercier M. **BEZAZI Abderezak**, professeur à l'Université de Guelma et pour ses nombreux commentaires et suggestions.*
 - *. J'adresse ensuite mes remerciements à tout le personnel de **MAGHREB PIPE Industries**, et en particulier Docteur. **BAALI brahim** pour leurs précieux conseils et leur aide.*
 - *Je tiens également à adresser mes plus sincères remerciements à monsieur **BOUAZIZ Mohamed**, professeur à l'école nationale polytechnique d'Alger.*
 - *J'associe également, à mes remerciements, le Docteur **ARIBI Chouaib**, enseignant à l'Université de Boumerdès.*

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.

Enfin, mes remerciements vont à toute ma famille qui m'a soutenu tout au long de ce travail

Résumé

Les fibres naturelles ont suscité l'intérêt des industriels et chercheur à remplacer les composites en polymères avec des renforcements en fibres naturels ; nous avons conçu et réalisé une machine à enroulement filamenteuse à deux axes pour la fabrication des pipes en composite de diamètre 30 mm jusqu'à 450 mm et de longueur maximale de 1900 mm, les organes de transmission de puissance sont vérifiés aux conditions limite et complètement automatisée. Les fibres de jute ont fait l'objet d'une analyse spectrométrie infrarouge à transformée de Fourier : FTIR, Analyse thermogravimétrique : TGA et thermogramme à balayage différentiel : DTG. Les tubes composites élaborés sont structurés en groupe jute/époxy et verre /époxy hybride Jute/Verre /Epoxy ayant respectivement les désignations (90J/ α J2/90J) et (90V/ α V2/90V) possèdent quatre couches d'empilement la première et la quatrième couche sont toujours enroulées à 90 degrés alors que la deuxième et la troisième sont enroulées sous différents angles α égale soit à : 50°, 55°, 60°, 65°, 70°, 75°, 80°, 85° et 90 degrés. Une comparaison entre les conduites Jute Verre et Hybride. Elles sont découpées en éprouvettes pour les tester en compression circonférentielle et en traction circonférentielle (split disc) selon les normes ASTM D 2412 et ASTM D 2290. Cette étude expérimentale montre l'influence de l'angle d'enroulement α sur la rigidité spécifique S et à la contrainte de traction circonférentielle apparente. Elle a montré que la fibre de jute donne des résultats très intéressants en rigidité, l'angle d'orientation α de la famille jute/époxy influence directement les caractéristiques mécaniques des tubes composites réalisés par enroulement filamenteuse.

Mot clés : fibres naturels-jute/ époxy-rigidité -split disc-comparaison Jute et Verre-angle d'enroulement α -enroulement filamenteuse.

Abstract

Natural fibres have aroused the interest of industrialists and researchers in replacing polymer composites with natural fibre reinforcements; we have designed and realized a two-axis filament winding machine for the manufacture of composite pipes with a diameter of 30 mm up to 450 mm and a maximum length of 1900 mm, power transmission devices are checked at limit conditions and fully automated. The jute fibres were analysed Fourier transform infrared spectrometry: FTIR, Thermogravimetric analysis: TGA and differential scanning thermogram: DTG. The composite tubes produced are structured in jute/epoxy group and glass/epoxy hybrid Jute/Glass/Epoxy having respectively the designations (90J/ α J2/90J) and (90V/ α V2/90V) have four stacking layers, the first and fourth layers are always rolled at 90 degrees, while the second and third layers are rolled at different angles α equal to 50°, 55°, 60°, 65°, 70°, 75°, 80°, 85°, and 90 degrees. A comparison between Jute Glass and Hybrid pipes. They are cut into test pieces for circumferential compression and circumferential tension (split disc) according to ASTM D 2412 and ASTM D 2290. This experimental study shows the influence of the winding angle α on the specific stiffness S and the apparent circumferential tensile stress. It showed that jute fibre gives very interesting results in stiffness, the α orientation angle of the jute/epoxy family directly influences the mechanical characteristics of composite tubes made by filament winding.

Keywords: natural fibers-jute/ epoxy-rigidity -split disc- comparison between Jute and Glass -winding angle α -filament winding.

ملخص

أثارت الألياف الطبيعية اهتمام الصناعيين والباحثين باستبدال مركبات البوليمر بتعزيزات الألياف الطبيعية؛ لقد صممنا وأدرنا آلة لف خيوط ذات محورين لتصنيع أنابيب مركبة يبلغ قطرها 30 مم حتى 450 مم وطول أقصاه 1900 مم، ويتم فحص أجهزة نقل الطاقة بشروط محدودة تم هيكلة هذه الأنابيب المركبة المصنعة في مجموعة الجوت/الإيبوكسي. FTIR TGA و DTG ويتم تشغيلها آلياً بالكامل. تم تحليل ألياف الجوت لهما أربع طبقات مكدسة، الطبقتان (90V/ α V2/90V) و (90J/ α J2/90J) والزجاج/الإيبوكسي الهجين/الإيبوكسي مع التسميات على التوالي تساوي 50 درجة و 55 درجة و 60 درجة α الأولى والرابعة تندرجان دائماً عند 90 درجة، بينما تندرج الطبقتان الثانية والثالثة بزوايا مختلفة و 65 درجة و 70 درجة و 75 درجة و 80 درجة و 85 درجة و 90 درجة. مقارنة بين أنابيب الجوت والزجاج. يتم تقطيعها إلى قطع اختبار للضغط وإجهاد الشد S على الصلابة المحددة α المحيطي والتوتر المحيطي (قرص منقسم) أظهرت هذه الدراسة التجريبية تأثير الزاوية المتعرجة لعائلة الجوت/الإيبوكسي تؤثر بشكل α المحيطي الظاهر. أظهر أن ألياف الجوت تعطي نتائج مثيرة للاهتمام للغاية في التصلب، وزاوية الاتجاه مباشر على الخصائص الميكانيكية للأنابيب المركبة التي تصنعها لف الخيوط... إلخ.

الكلمات لف الكتاب - α مقارنة بين الجوت والزجاج - زاوية الرياح - split disc - الألياف الطبيعية - الجوت/الإيبوكسي - الصلابة الرئيسية

Table des matières

Introduction générale	
I Le composite tubulaire à base de fibre naturel : étude bibliographique	3
I.1 Introduction	3
I.2 Procède de mise en forme des matériaux composite par enroulement filamenteire.	3
I.2.1 1.Enroulement filamenteire	4
I.2.2 Enroulement humide.	6
I.2.3 Enroulement préimprégné	6
I.2.4 Techniques d'enroulement filamenteires	6
I.2.4.1 Enroulement circonférentiel	6
I.2.4.2 . Enroulement hélicoïdal	7
I.2.4.2.1 Enroulement hélicoïdal discontinu	7
I.2.4.2.2 . Enroulement hélicoïdal continu	7
I.2.4.3 . Enroulement satellite (polaire)	8
I.3 Etude bibliographique	8
II Conception et réalisation d'une machine à enroulement filamenteire a deux axes.	13
.....	13
II.1 Description et Chainé cinématique de la machine.	13
II.1.1 . Les différentes parties mécaniques de la machine	14
II.1.2 LES COMPOSANTS DE LA MACHINE FILAMENTEIRE REALISEE	16
II.1.3 . Chainé cinématique de la machine	17
II.2 . Dimensionnement des éléments mécanique de la machine	18
II.2.1 Dimensionnement de la partie mécanique	18
II.2.1.1 .. Dimensionnement des éléments du système de rotation de la barre	18
II.2.1.1.1 . Dimensionnement de la chainé	18
II.2.1.1.2 Choix du nombre de dents	23
II.2.1.1.3 Calcul du module	24
II.2.1.1.4 . Calcul les éléments géométriques définissant une denture droite	24
II.2.1.1.5 . Calcul des efforts	25
II.2.1.1.6 . Calcul du module réel	26
II.2.1.1.7 . Dimensionnement de la barre, calcul des roulements	29
II.2.1.1.8 . Schéma descriptif du système	29
II.2.1.1.9 . Calcul des roulements	30
II.2.1.2 . Dimensionnement des éléments du système de translation	35
II.2.1.2.1 . Dimensionnement de la chainé	35
II.2.1.2.2 Système vis-écrou	37
II.2.1.2.3 . Guidage en rotation par des roulements	43
II.2.2 . Calcul d'angle d'enroulement de la machine filamenteire	44
II.2.3 . Relation entre les différents paramètres (angle, vitesse de rotation du mandrin, vitesse de rotation de la vis)	44
II.2.4 . Essai sur la machine réalisée	45
II.2.4.1 Cas sans variateur de fréquence	45
II.2.4.2 Avec variateur de fréquence	45
II.2.4.3 Vitesse de rotation de la vis N_s :	45
II.2.4.4 Vérification du moteur d'entraînement	47

II.2.5	. Calcul le moment d'inertie de la barre	48
II.2.6	. Calcul le moment d'inertie du cylindre d'enroulement.....	49
II.2.7	Calcul du moment d'inertie de la roue réceptrice d'engrenage	50
II.2.8	. Calcul du moment d'inertie des outils de fixation	51
II.2.8.1	. Energie cinétique du système	52
II.2.8.2	. Puissance du moteur d'entraînement.....	52
II.3	. Dimensionnement de la partie électrique et commande	53
II.3.1	. Les étapes de réalisation de la partie électrique.....	53
II.3.2	. Conception de système électrique et commande.....	53
II.3.2.1	. Schéma du montage global (synoptique)	54
II.3.2.2	. Schémas de puissance	56
II.3.2.3	. Schémas de commande	57
II.3.2.4	. Consommation électrique	58
II.3.2.5	. Variateur de fréquence.....	58
II.3.2.6	. Programmations des variateurs de fréquence.	60
II.3.3	. L'automate programmable	60
II.3.3.1	Définitions.....	60
II.3.3.2	Rôles de l'API dans un système de production.....	60
II.3.3.3	. Caractéristiques techniques de l'API	61
II.3.3.4	. L'automate LOGO ! Siemens	61
II.3.3.5	. Justifications de choix de l'Automate Programmables LOGO	61
II.3.3.6	. Caractéristiques techniques de LOGO.....	62
II.3.3.7	. Fonctionnalités de LOGO	63
II.3.4	Fonctionnement de la machine.....	67
II.4	Innovation de la machine	68
II.4.1	. Système élévateur	68
II.4.2	Un système de raclage du stratifil	68
II.4.3	La polymérisation sur machine	69
II.5	Conclusion.....	69
III	<i>Elaboration des tubes composites.</i>	70
III.1	. Introduction	70
III.2	. Caractéristiques de la résine et des renforts.....	70
III.2.1	Caractéristiques de la matrice en résine	70
III.2.2	. Caractéristiques du renfort	73
III.2.2.1	Matériaux Jute	73
III.2.2.1.1	Spectrométrie infrarouge à transformée de Fourier (FTIR)	74
III.2.2.1.2	Analyse TGA	78
III.2.2.1.3	Analyse DSC	79
III.2.2.1.4	Essais de traction des fils de jute	80
III.2.2.1.5	Analyse statistique.	81
III.2.3	Matériaux Fibres de Verre	83
III.3	. Élaboration des tubes.	84
III.3.1	. Préparation du mandrin.....	84
III.3.2	. Préparation de la résine.....	84
III.3.3	. Préparation des paramètres de la machine et choix l'angle d'enroulement	85
III.3.4	. Réalisation des tubes	86
III.3.5	Traitement thermique des tubes	91

III.4 Conclusion.....	93
IV Les essais mécaniques. _____	94
IV.1 Description des tests utilisées.	94
IV.1.1 Essai de rigidité " compression circonférentielle ".	94
IV.1.2 Essai de traction circonférentielle.	96
IV.2 Caractérisation des tubes.	98
IV.2.1 Essai de compression circonférentielle	98
IV.2.1.1 Jute/Epoxy	98
. Effet des familles de fibres en compression circonférentielle des tubes composite pour les différents angles d'orientation α sur la Rigidité spécifique.	100
IV.2.1.2 Verre/Epoxy	102
. Effet des familles de fibres en compression circonférentielle des tubes composite pour les différents angles d'orientation α sur le module de Young Ecc.	104
IV.2.1.3 Hybride Jute/Verre/Epoxy	105
IV.2.2 Essai de traction circonférentielle.	107
IV.2.2.1 Jute /Epoxy	107
IV.2.2.2 Verre/Epoxy	112
IV.2.2.3 Hybride/Epoxy.....	118
V Analyse et interprétation des résultats. _____	121
V.1 Interprétation des résultats en compression circonférentielle.	121
V.1.1 Jute/epoxy.....	121
V.1.2 Verre/epoxy.....	121
V.1.3 Hybride J/V/époxy	122
V.2 Interprétation des résultats en traction circonférentielle.	122
V.2.1 Jute/époxy.....	122
V.2.2 Verre/epoxy.....	123
V.2.3 Hybride J/V/époxy	124
V.2.4 Faciès de rupture en traction circonférentielle	124
V.2.5 . Comparaison entre les différentes familles de renfort	126
V.2.5.1 Comparaison entre la force en fonction de la déflexion <i>Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride Jute/Verre/ Epoxy</i>	126
V.2.5.1 Effet des différentes familles sur la force à 5% du diamètre	126
V.2.5.2 Effet des différentes familles sur la rigidité spécifique	127
V.2.5.3 Effet des différentes familles sur modules de Young <i>Ecc</i>	128
V.2.5.4 Effet des différentes familles sur Contrainte Max etc	128
V.2.5.5 Effet des différentes familles sur modules de Young <i>Etc</i>	129
V.2.6 Comparaison entre les modules d'Young en compression circonférentielle, Ecc, et en traction circonférentielle, Etc.....	129
V.2.7 Conclusion	130
VI . Conclusion générale _____	131
VII References _____	133
VIII .Annexes _____	139
VIII.1 . Sollicitations sur la barre	139
VIII.2 Diagrammes des moments fléchissant.....	139

Liste des figures

Figure I

<i>Figure I</i>	8
<i>Figure I-1 Classification des composites.....</i>	<i>4</i>
<i>Figure I-2 Constituants d'un matériau composite.....</i>	<i>5</i>
<i>Figure I-3 (a) Pourcentage relatif de la production des FV par les différentes nations, (b) Consommation mondiale de fibres naturelles.....</i>	<i>7</i>
<i>Figure I-4 Techniques de fabrication de composite.....</i>	<i>8</i>
<i>Figure I-5 Processus d'enroulement filamentaire.....</i>	<i>8</i>
<i>Figure I-6 La chronologie de l'évolution de la technologie filamentaire.....</i>	<i>9</i>
<i>Figure I-7 Schéma d'enroulement de base; (a) méthode d'enroulement humide; (b) méthode d'enroulement du préimprégné.....</i>	<i>11</i>
<i>Figure I-8 Enroulement circonférentiel.....</i>	<i>11</i>
<i>Figure I-9 Enroulement hélicoïdal discontinue.....</i>	<i>12</i>
<i>Figure I-10 Enroulement hélicoïdal continu.....</i>	<i>12</i>
<i>Figure I-11 Enroulement satellite.....</i>	<i>13</i>
<i>Figure II 1 Type d'enroulement filamentaire 27.....</i>	<i>27</i>
<i>Figure II 2 Différentes parties mécaniques de la machine par logiciel solide Works.....</i>	<i>29</i>
<i>Figure II 3 Les composants de la machine réalisée.....</i>	<i>31</i>
<i>Figure II 4 Les composants de la machine réalisée.....</i>	<i>32</i>
<i>Figure II 5 Schéma cinématique du système de translation du dispositif d'enroulement.....</i>	<i>33</i>
<i>Figure II 6 Les chaînes à rouleaux.....</i>	<i>34</i>
<i>Figure II 7 Diagrammes des puissances transmissibles des chaînes des séries A et B.....</i>	<i>37</i>
<i>Figure II 8 Coefficient de service [Net 2].....</i>	<i>38</i>
<i>Figure II 9 Engrenage cylindrique à denture droit.....</i>	<i>41</i>
<i>Figure II 10 Interférence de fonctionnement.....</i>	<i>42</i>
<i>Figure II 11 Eléments caractéristiques d'une denture cylindrique droite.....</i>	<i>44</i>
<i>Figure II 12 Les efforts dans le cas d'engrenage cylindrique à denture droite.....</i>	<i>45</i>
<i>Figure II 13 Passage d'une denture cylindrique à une poutre rectangulaire encastrée.....</i>	<i>46</i>
<i>Figure II 14 Schéma descriptif du système.....</i>	<i>49</i>
<i>Figure II 15 Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoy)......</i>	<i>50</i>
<i>Figure II 16 Roue réceptrice d'engrenage.....</i>	<i>53</i>
<i>Figure II 17 Diagramme de moment fléchissant M_fZ.....</i>	<i>55</i>
<i>Figure II 18 Schéma illustre les efforts simplifiés sur la barre dans le plan (xoz)......</i>	<i>57</i>
<i>Figure II 19 Diagramme de moment fléchissant M_{fy}.....</i>	<i>59</i>

<i>Figure II 20 Schéma présente un arbre étagé</i>	61
<i>Figure II 21 Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoy).</i>	63
<i>Figure II 22 Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoz).</i>	63
<i>Figure II 23 Schéma présente l'emplacement des roulements</i>	64
<i>Figure II 24 Caractéristiques du roulement SKF N° 6013</i>	66
<i>Figure II 25 Caractéristiques de la vis</i>	72
<i>Figure II 26 Pas hélicoïdal</i>	72
<i>Figure II 27 Système vis-écrou trapézoïdale [14].</i>	74
<i>Figure II 28 Filetage trapézoïdale symétrique ISO.</i>	75
<i>Figure II 29 (a) guidage de type prismatique, (b) guidage par arbre [9].</i>	78
<i>Figure II 30 (a) Palier lisse monté serré, (b) Élément à visser [10].</i>	79
<i>Figure II 31 Guidages par interposition d'éléments roulants [10].</i>	79
<i>Figure II 32 Les étapes de réalisation de la partie électrique</i>	81
<i>Figure II 33 L'interface de solidworks Electrical</i>	82
<i>Figure II 34 Le montage global du système.</i>	83
<i>Figure II 35 Schémas de puissance</i>	84
<i>Figure II 36 Schémas de commande.</i>	86
<i>Figure II 37 Schéma descriptif d'un moteur asynchrone.</i>	86
<i>Figure II 38 Couplage étoile- triangle</i>	87
<i>Figure II 39 Fig. II. 37. plaque signalétique du moteur asynchrone triphasé</i>	87
<i>Figure II 40 Schéma de fonctionnement capteurs inductifs</i>	88
<i>Figure II 41 Schéma de fonctionnement de capteur capacitif</i>	88
<i>Figure II 42 Quelques exemples sur les capteurs capacitifs</i>	88
<i>Figure II 43 Les différents éléments de l'armoire</i>	89
<i>Figure II 44 Premier Variateur « hapn »</i>	90
<i>Figure II 45 Deuxième Variateur « Eurotherm drives »</i>	91
<i>Figure II 46 Vue de variateur sans le capot des borniers</i>	91
<i>Figure II 47 Les paramètres de la page 106.</i>	91
<i>Figure II 48 L'automate en commande</i>	92
<i>Figure II 49 Versions de l'automate LOGO</i>	93
<i>Figure II 50 Les différentes parties de LOGO</i>	94
<i>Figure II 51 les différents parties de l'extension LOGO</i>	94
<i>Figure II 52 LOGO ! TD avec l'automate</i>	95
<i>Figure II 53 simulation de fonctionnement.</i>	96
<i>Figure II 54 Plan de la machine d'enroulement filamenteuse.</i>	107
<i>Figure III 1 Caractéristiques de la résine</i>	111
<i>Figure III 2 Caractéristiques de la résine</i>	112

<i>Figure III 3 Eprouvette de résine</i>	113
<i>Figure III 4 Dimension des éprouvettes de résine</i>	113
<i>Figure III 5 Comportement de la résine époxy LORN en traction</i>	113
<i>Figure III 6 Epaisseur d'un fil de jute</i>	115
<i>Figure III 7 Spectrométrie infrarouge à transformée de Fourier (FTIR)</i>	116
<i>Figure III 8 Analyse thermogravimétrique (TGA)</i>	116
<i>Figure III 9 Calorimétrie à balayage différentiel (DSC)</i>	116
<i>Figure III 10 Essais de traction des fils de fibres</i>	117
<i>Figure III 11 Les spectrogrammes infrarouges des fils de jute</i>	119
<i>Figure III 12 Fils de jute TGA courbes</i>	121
<i>Figure III 13 Fils de jute courbes DSC</i>	122
<i>Figure III 14 Courbe de déformation typique des fils de jute</i>	123
<i>Figure III 15 Deux paramètres Distributions de Weibull pour la contrainte de traction, le module de Young et la déformation à la rupture pour les fils de jute</i>	125
<i>Figure III 16 Bobine de Fibre de verre type EDR24-2400tex</i>	126
<i>Figure III 17 Bac d'imprégnation [24]</i>	127
<i>Figure III 18 Vitesse de rotation du mandrin et de chariot pour chaque angle α</i>	128
<i>Figure III 19 L'angle d'enroulement α</i>	128
<i>Figure III 20 Fibres passant dans le bain de résine</i>	129
<i>Figure III 21 La machine en état de marche</i>	130
<i>Figure III 22 Exemple d'un produit fini</i>	130
<i>Figure III 23 L'empilement des couches d'un tube</i>	131
<i>Figure III 24 Machine d'enroulement à deux axes</i>	133
<i>Figure III 25 Photo des tube composite fabriquer par la machine d'enroulement filamenteire</i>	134
<i>Figure III 26 b: des éprouvettes tubes composite tube composite fabriquer par la machine d'enroulement filamenteire</i>	135
<i>Figure III 27 c: des éprouvettes tubes composite tube composite fabriquer par la machine d'enroulement filamenteire</i>	135
<i>Figure III 28 : Machine et dispositif de test de compression (rigidité)</i>	136
<i>Figure III 29 : Courbe force-déflexion</i>	137
<i>Figure III 30 Dispositif de test "Split disk" et éprouvette</i>	138
<i>Figure III 31 L'allure générale de la courbe contrainte-déformation</i>	139
<i>Figure IV 1 Evolution de la force en fonction de la déflexion Jute/Epoxy</i>	144
<i>Figure IV 2 Force à 5 % de déflexion par rapport aux angles d'orientation des fibres du tube jute/époxy</i> ..	145
<i>Figure IV 3 Evolution de la force en fonction de la déflexion Verre/Epoxy</i>	146
<i>Figure IV 4 Force à 5 % de déflexion par rapport aux angles d'orientation des fibres du tube Verre/Epoxy</i>	147

<i>Figure IV 5 Force à 5 % de déflexion par rapport aux angles d'orientation des fibres du tube Hybride/Epoxy</i>	148
<i>Figure IV 6 Evolution de La Rigidité spécifique en fonction d'angle d'orientation des fibre α pour Jute /Epoxy</i>	149
<i>Figure IV 7 Evolution de La Rigidité spécifique en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy</i>	150
<i>Figure IV 8 Evolution de La Rigidité spécifique en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Hybride /Epoxy</i>	151
<i>Figure IV 9 Evolution Module de Young Ecc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy</i>	152
<i>Figure IV 10 Evolution Module de Young Ecc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Hybride /Epoxy</i>	154
<i>Figure IV 11 Les essais de traction circonférentielle pour différentes d'angle d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy</i>	158
<i>Figure IV 12 Evolution du Module de Young Etc en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy</i>	159
<i>Figure IV 13 Evolution Allongement Etc en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy</i>	160
<i>Figure IV 14 L'essai de traction circonférentielle J/90V/J et J/60V/J</i>	161
<i>Figure IV 15 L'essai de traction circonférentielle V/60J/V et V/90J/V</i>	161
<i>Figure IV 16 Evolution de la contrainte apparente σ_c en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Hybride /Epoxy</i>	162
<i>Figure IV 17 L'essai de traction circonférentielle Hybride/Epoxy</i>	163
<i>Figure IV 18 L'essai de traction circonférentielle Hybride/Epoxy</i>	164
<i>Figure IV 19 Les essais de traction circonférentielle pour différentes d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy</i>	167
<i>Figure IV 20 Evolution de la contrainte apparente σ_c en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy</i>	169
<i>Figure IV 21 Evolution module de Young Etc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy</i>	169
<i>Figure IV 22 Evolution Allongement Etc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy</i>	170
<i>Figure IV 23 Comparaison des modules de Young Ecc et Etc Jute /Epoxy</i>	171
<i>Figure IV 24 Faciès de rupture Jute/Epoxy</i>	172
<i>Figure IV 25 Faciès de rupture Verre/Epoxy</i>	172
<i>Figure IV 26 Evolution de la force en fonction de la déflexion Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride Epoxy</i>	173
<i>Figure IV 27 Effet de l'angle d'enroulement α et de la nature des fibres sur la rigidité spécifique S à la compression circonférentielle</i>	174

Figure IV 28 Comparaison des forces à 5% du diamètre pour Jute /Epoxy Verre/Epoxy et Hybride /Epoxy 175

Figure IV 29 Comparaison des modules de Young Ecc Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride/ epoxy..... 176

Figure IV 30 Comparaison Contrainte Max σ_c Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride/ epoxy 177

Figure IV 31 Comparaison des modules de Young Etc Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride/ Epoxy..... 177

Liste des tableaux

<i>II-I. Caractéristiques du matériau de la roue motrice [6].</i>	28
<i>Les caractéristiques mécaniques (module d'Young et contrainte maximale) sont présentées dans le</i>	
Tableau III-I.	72
Tableau III-II. <i>Caractéristiques mécaniques de la résine.</i>	73
<i>Tableau III-III .Composition chimique.</i>	78
<i>Tableau III-IV. Caractéristique de la fibre de verre type EDR24-2400-386.</i>	84
<i>Tableau III-V .Architecture des différents tubes réalisés</i>	89
<i>Tableau IV-I forces correspondantes à la déflexion maximale F (N) Jute/Epoxy.</i>	99
<i>Tableau IV-II La Rigidité spécifique et angle d'orientation des fibre α pour Jute /Epoxy.</i>	100
<i>Tableau IV-III. Les Module de Young correspondantes Jute Ecc (N/mm Jute/Epoxy Les Module de Young correspondantes Jute Ecc (N/mm² Jute/Epoxy.</i>	101
<i>Tableau IV-IV .les forces correspondantes à la déflexion maximale F (N) Verre /Epoxy.</i>	102
<i>Tableau IV-V La Rigidité spécifique et angle d'orientation des fibre α pour Verre /Epoxy</i>	103
<i>Tableau IV-VI. Tableau récapitulatif Module de Young Ecc et angle d'orientation des fibre α pour Verre/Epoxy.</i>	104
<i>Tableau IV-VII. les forces correspondantes à la déflexion maximale F (N) Verre /Epoxy.</i>	105
<i>Tableau IV-VIII.. La Rigidité spécifique et angle d'orientation des fibre α pour Hybride /Epoxy.</i>	106
<i>Tableau IV-IX. Module de Young Ecc et angle d'orientation des fibre α pour Hybride J/V//Epoxy</i>	107
<i>Tableau IV-X. Tableau récapitulative des Module de Young Etc , les Contrainte apparente σ_c et Allongement Etc avec les différentes angle d'orientation des fibre α pour Jute/Epoxy</i>	110
<i>Tableau IV-XI .Tableau récapitulative des Module de Young Etc , les Contrainte apparente σ_c et Allongement Etc avec les différentes angle d'orientation des fibre α pour Verre/Epoxy.</i>	113
<i>Tableau IV-XII. Tableau récapitulative des Module de Young Etc , les Contrainte apparente σ_c et Allongement Etc avec les différentes angle d'orientation des fibre α pour Hybride/Epoxy</i>	119

INTRODUCTION GENERALE

Les chercheurs et les industriels s'efforcent à concevoir des matériaux écologiques en utilisant des fibres naturelles comme renfort pour remplacer les matériaux synthétiques qui causent de la pollution. Les fibres naturelles ont plusieurs avantages telles que la légèreté, le faible coût, le respect de l'environnement, la grande flexibilité, la biodégradabilité. L'avenir des composites à base de fibres naturelles semble être lumineux. Les composites polymères renforcés de fibres naturelles sont utilisés dans divers domaines tels que les transports (pièces automobiles, les industries du bâtiment et de la construction). Parmi les fibres naturelles qui existent en abondance, on trouve les fibres de jute. Notre travail consiste à élaborer des tubes en composites à fibre de jute par enroulement filamentaire et d'étudier l'influence du nombre de couches sur le comportement mécanique de ces tubes. Pour bien mener notre travail, nous avons structuré notre manuscrit en Cinq chapitres :

Chapitre I. Une introduction générale aux fibres naturelles qui a suscité un intérêt industriel et académique pour le remplacement des composites de polymères par des renforts de fibres naturelles. Une étude bibliographique appuyée sur des travaux réalisés en utilisant des fibres naturelles élaborées par la technique d'enroulement filamentaire en différentes formes que ça soit circulaire, carré ou hexagonale. La majorité de ces travaux sont réalisés avec de la fibre naturelle. Nous essayons de regrouper ces travaux de recherche qui utilisent ce procédé de mise en forme.

Chapitre 2. Conception et réalisation d'une machine à enroulement filamentaire sont conçues pour la fabrication des conduites en composite de diamètre allant de 30 mm jusqu'à 450 mm. De 1900 mm de longueur maximale les organes de la machine sont vérifiés aux conditions limites des arbres roulement organe de transmission. La machine est également entièrement automatisée et gérée par un automate.

Chapitre 3. Fabrication de tubes en composite composés : de jute /Epoxy, verre/ Epoxy / et hybride Jute/Verre / Époxy. Une analyse Spectrométrie Infrarouge à Transformée de Fourier : FTIR avec Thermogravimétrie :TGA et Thermogramme à Balayage Différentiel : DTG pour ces fils de jute afin de caractériser la stabilité thermique de la fibre jute. Ces tubes sont structurés en groupe de famille Jute/Epoxy, Verre/Époxy et hybride Jute/Verre//Époxy ces tubes possèdent quatre couches d'empilement la première et la quatrième couche sont toujours enroulées à 90 degrés alors que la deuxième et la troisième sont, enroulées sous différents angles α égale soit à : 50°, 55°, 60°, 65°, 70°, 75°, 80°, 85° et 90 degrés.

Chapitre 4. Résultats des tests : Elles sont découpées en éprouvettes pour les tester en compression circonferentielle et Traction circonferentielle (split disc) respectivement selon les normes ASTM D 2412 et ASTM D 2290.

Chapitre 5. Interprétation des Résultats obtenus : le comportement des courbes, des tubes composites en fonction des angles d'orientation qui détermine La force maximum (F), obtenue à 5% de déformation du diamètre du tube composite, en fonction de l'angle d'orientation α . L'effet de l'angle d'enroulement α sur la rigidité spécifique S à la compression circonferentielle L'analyse des tests de traction circonferentielle sur les différentes éprouvettes ont permis de distinguer le comportement à la

rupture. La contrainte en fonction de la déformation ; pour chacun des tubes pour déterminer les 3 paramètres suivants : la contrainte maximale σ_{tc} , le module de Young *Etc*, et la déformation à la rupture.

Chapitre 6. Conclusion et perspective Cette étude expérimentale en fabrication les tube utilisant un procédé de mise en forme par enroulement filamentaire, le paramètre angle d'orientation α (: 50°, 55°, 60°, 65°, 70°,75°, 80°, 85°et 90 degrés) les 22 différents tubes sont structurée en 4 plies(90J/ $\pm\alpha$ J₂/90J) et(90V/ $\pm\alpha$ V₂/90V) et (Hybride J/V/Epoxy), tests en rigidité (ASTM D2412) et split disc (ASTM D2290) .pour déduire leur comportement en fonction des angles d'enroulement des fibres et une comparaison entre les différentes famille.

I Le composite tubulaire à base de fibre naturel : étude bibliographique

I.1 Introduction

Les plantes, qui produisent des fibres naturelles, sont classées comme primaires et secondaires en fonction de leur utilisation. Les plantes primaires sont celles qui sont cultivées pour leur contenu en fibres tandis que les plantes secondaires sont des plantes dans lesquelles les fibres sont produites comme sous-produit. Le jute, le chanvre, le kenaf et le sisal sont des exemples de plantes primaires. L'ananas, le palmier à huile et le coco sont des exemples de plantes secondaires [01]. La Figure 3(a) indique la production relative de fibres végétales par différents pays, la Chine étant en tête de liste. La consommation mondiale de fibres naturelles est également représentée dans la Figure 3(b), cette dernière montre que la consommation de fibres de lin est la plus élevée, suivie par le jute, la noix de coco, les autres légumes, le sisal et le chanvre. Le lin a le contenu cellulosique le plus élevé et possède donc une grande résistance, c'est la raison de sa plus grande consommation [02].

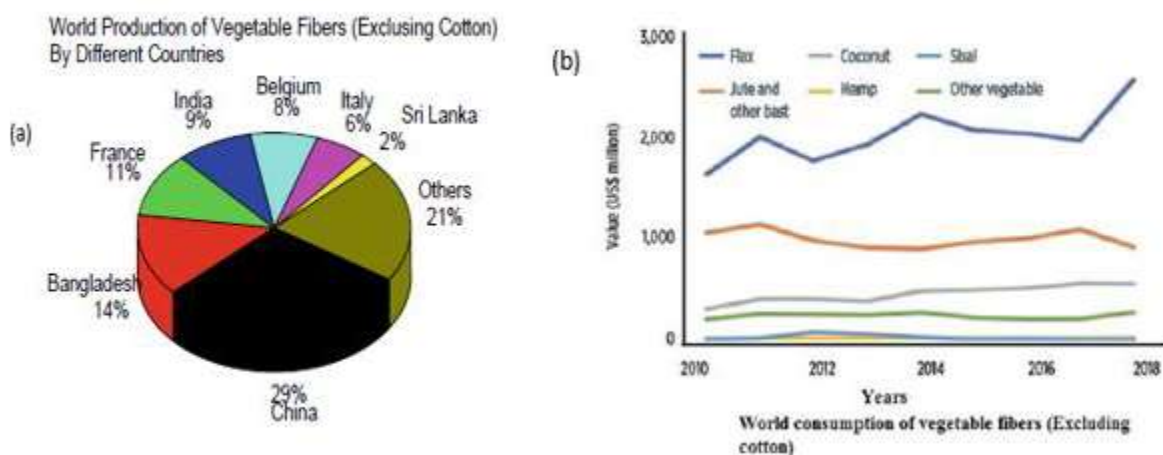


Figure I 1 .(a) Pourcentage relatif de la production des FV par les différentes nations, (b) Consommation mondiale de fibres naturelles [02].

I.2 Procède de mise en forme des matériaux composite par enroulement filamentaire.

La mise en œuvre des matériaux composites est une étape capitale pour donner forme à la pièce désirée, parmi les procédés les plus importants, il y a moulage par contact, moulage par projection simultanée, moulage en continu et bien sûr la technique d'enroulement filamentaire qui fait l'objet de cette étude. Figure I. 4

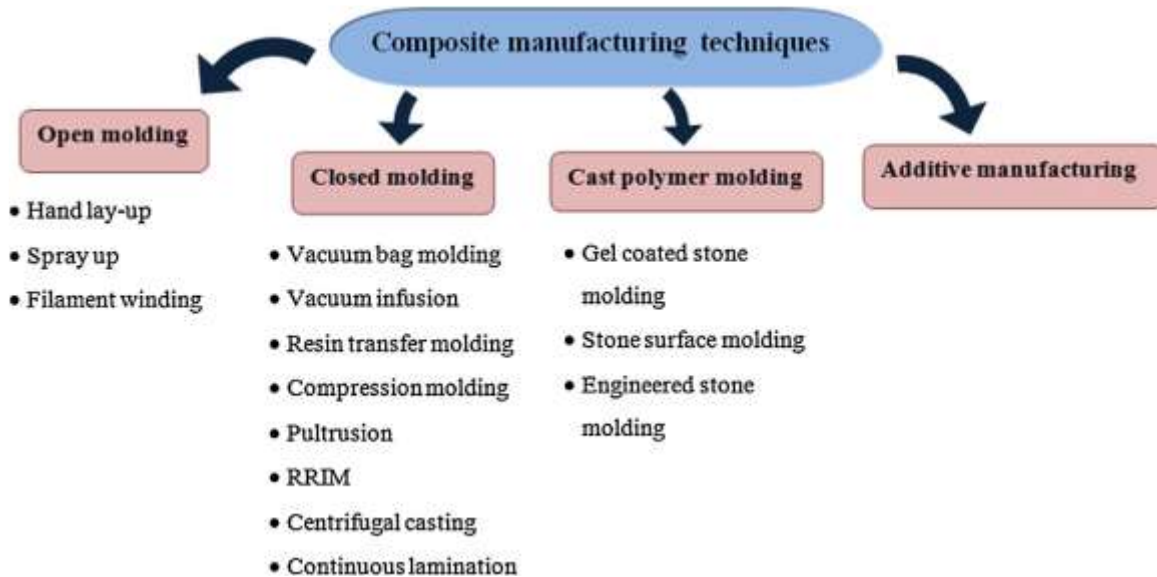


Figure I 2 . Techniques de fabrication de composite.[03] [04].

I.2.1 1.Enroulement filamentaire

C'est un processus de moulage ouvert automatisé qui utilise un mandrin rotatif comme moule. Les fibres de renforcement tirées de la mèche continue sont passées à travers le bain de résine chaud illustré à la Figure I 5, les fibres continues infusées de résine sont enroulées autour du mandrin rotatif qui a la forme interne souhaitée du produit [05].

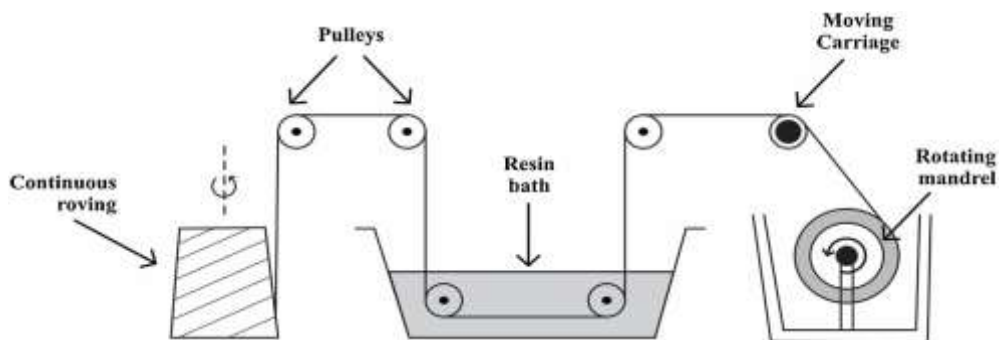


Figure I 3. Processus d'enroulement filamentaire.[06].

Le concept du filamentaire a été introduit dans les années 1940. En 1945, Bassons Industries a fabriqué des cerceaux en plastique renforcé léger sur le tour pour le projet nucléaire de Manhattan (pendant la Seconde Guerre mondiale). Sous l'égide du US Navy Bureau of Ordnance, une machine à bobiner avec un mandrin en bois a été conçue en 1947.[06]. La première production du boîtier du moteur-fusée (pour les applications spatiales) via le filamentaire a été enregistrée, ce qui a marqué le début des enrouleurs. La version de base à 2 axes a été produite jusque dans les années 1950 [07]. Les premières bobineuses industrielles ont été développées au début des années 1960, en raison de la complexité des machines, ces machines constituent des erreurs et impliquent de longs calculs de conception pour ajuster différentes tailles de pignons et longueurs de chaîne pour des tailles de produits particulières et étaient limitées à l'enroulement sur des formes limitées [07]. Dans les années

1960 et 1970, les bobineuses étaient utilisées commercialement pour fabriquer des tubes composites, des récipients sous pression et des lampadaires [08].

Les premières bobineuses commandées par ordinateur conçues à la fin des années 1970 étaient imprécises et difficiles à programmer, nécessitant des calculs et des essais et erreurs. Les systèmes de contrôle ont été développés par des sociétés telles que Bosch, Fanuc, NUM et Siemens au milieu des années 1970 et au début des années 1980. Ces systèmes de contrôle ont été conçus pour la coupe des métaux (fraisage et tournage), mais ils pourraient être utilisés pour FW. Il y avait un besoin évident de meilleures approches de programmation pour tirer parti des technologies modernes.[09]. Depuis les années 90, parallèlement à l'étude et à l'optimisation des structures à symétrie axiale, l'intérêt est né pour créer des produits composites de forme complexe, tels que des joints en T, L, S et Y, qui sont des formes irréalisables avec les systèmes filamentaires traditionnels, caractérisés par 2 degrés de liberté. Ce besoin, et plus généralement la faisabilité de géométries complexes, est devenu l'objet d'étude de certains chercheurs, qui ont conduit au développement de cellules robotisées innovantes à plus de 2 degrés de liberté. [11].[10]. Des systèmes de contrôle électronique ont été introduits pour les bobineuses avec des cartes de contrôle de mouvement et des dispositifs d'asservissement qui surveillent avec précision la position et la vitesse. 4 à 6 axes de mouvement ont été incorporés dans la conception[09]. Cependant, jusqu'en 2004, des machines avec des systèmes d'assistance robotiques complets ont été développées (G. Gardiner, Filament winding, reinvented. CompositesWorld, (2018). [http ps://www.compositesworld.com/articles/filament-winding-reinvented](http://www.compositesworld.com/articles/filament-winding-reinvented) (accessed mai 12, 2022)).

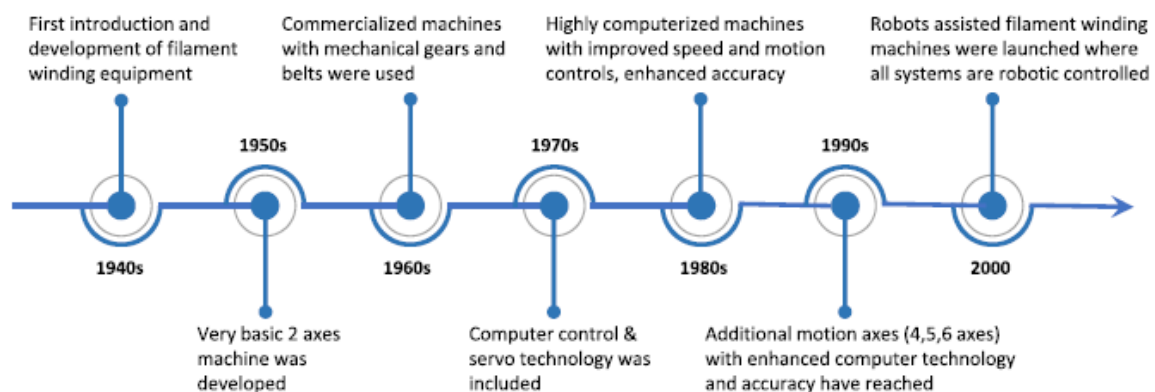


Figure I 4. La chronologie de l'évolution de la technologie filamentaire.[07].

Le processus de base est décrit dans un certain nombre de livres liés à la fabrication de matériaux composites.[04]. La recherche sur l'enroulement filamentaire va du calcul des chemins d'enroulement et de la génération de formes au travail sur les matériaux, la construction de machines et le fonctionnement des machines pour réaliser un chemin donné.[12]. Les recherches sur le sujet ont été publiées dans un large éventail de forums dans des domaines tels que la science des matériaux et diverses disciplines d'ingénierie, et c'est toujours un sujet d'intérêt actif. [13]. En pratique, l'utilisation de l'enroulement filamentaire est majoritairement orientée vers des objets cylindriques ou des formes étroitement liées telles que des dômes (pour coiffer des cylindres) [14], des tores (pour connecter des cylindres) et des coudes (pour changer la direction des cylindres)[15], et les jonctions cylindriques [15]. L'enroulement filamentaire a également été étendu à certaines surfaces de révolution.[17].

Il existe deux méthodes d'enroulement différentes, qui sont l'enroulement humide et préimprégné

1.2.2 Enroulement humide.

Enroulement humide (figure 5a), dans lequel les fibres sont passées à travers un bain de résine et enroulées sur un mandrin rotatif. Ce type de système à faible coût est généralement utilisé dans des applications commerciales avec des résines polyester et époxy. Le domaine de la résine est influencé par plusieurs paramètres : la viscosité de la résine, les rouleaux presseurs, le tendeur d'enroulement, le nombre de couches.,[72]. La figure 6a montre la vue générale de la méthode d'enroulement humide. Comparé à l'enroulement préimprégné, l'enroulement humide présente plusieurs avantages principaux : temps de traitement court ; faible coût du matériau composite, modèle de formulation de résine simple qui peut être facilement sélectionné pour répondre aux besoins spécifiques dans différentes conditions de travail sévères, convertibilité du système de résine qui peut être transformé. [73].

1.2.3 Enroulement préimprégné

Enroulement préimprégné (figure 5b), dans lequel les câbles de fibres pré-imprégnées sont placés sur le mandrin rotatif [74]. Les stratifils pré-imprégnés offrent un excellent contrôle de la qualité et une reproductibilité du contenu, de la bande passante et de l'uniformité. Ces paramètres peuvent être bien satisfaits avec le processus d'enroulement filamentaire. Dans le laboratoire d'expérimentation de l'usine, de nombreux tests de contrôle de la qualité peuvent être effectués pour l'enroulement du préimprégné. L'avantage évident du préimprégné est un meilleur contrôle de la teneur en résine, en raison de la protection fournie par la résine et des propriétés composites plus constantes qui réduisent les dommages causés par les câbles de fibres. Les défauts généraux du préimprégné sont une faible disponibilité de la couche de surface, des coûts plus élevés et une température ambiante aussi faible que possible. [73].

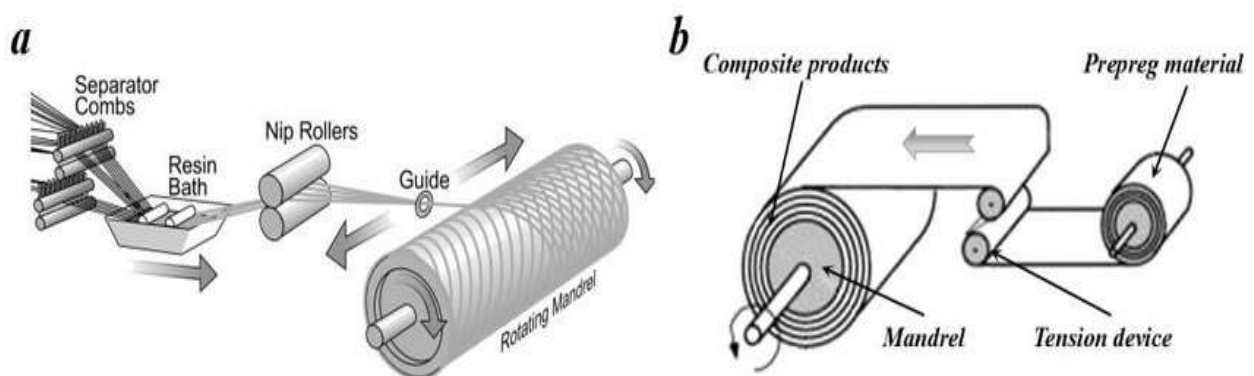


Figure 1 5. Schéma d'enroulement de base ; (a) méthode d'enroulement humide ; (b) méthode d'enroulement du préimprégné.[73]

1.2.4 Techniques d'enroulement filamenteuses

On distingue trois techniques d'enroulement filamenteuses disponibles

1.2.4.1 Enroulement circonférentiel

Le principe consiste à orienter le guide-fil d'environ 90° par rapport avec l'axe du mandrin, Cet enroulement est réalisé pour des structures qui subissent des efforts de pression intérieure (tube) sans effet de fond. (Figure 7).

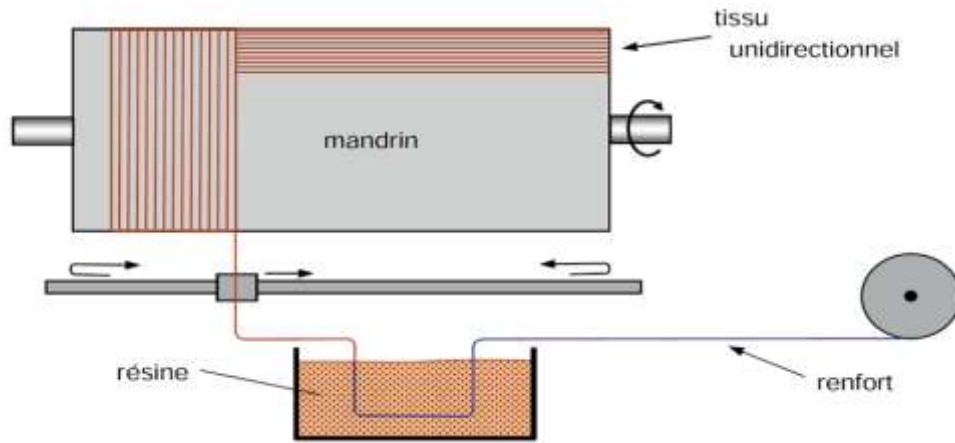


Figure I 6. Enroulement circonférentiel

I.2.4.2 . Enroulement hélicoïdal

Cet enroulement permet d'ajuster l'angle des renforts entre 20° à 90° par rapport à l'axe de la structure en fonction des caractéristiques mécaniques souhaitées. Cet enroulement est utilisé pour des structures soumises à des efforts de pression intérieure avec effet de fond qui créent des contraintes radiales et longitudinales dans les parois.

Il existe deux catégories d'enroulement hélicoïdal :

I.2.4.2.1 Enroulement hélicoïdal discontinu

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 tubes de forage pétrolier, de bouteilles de gaz, etc.

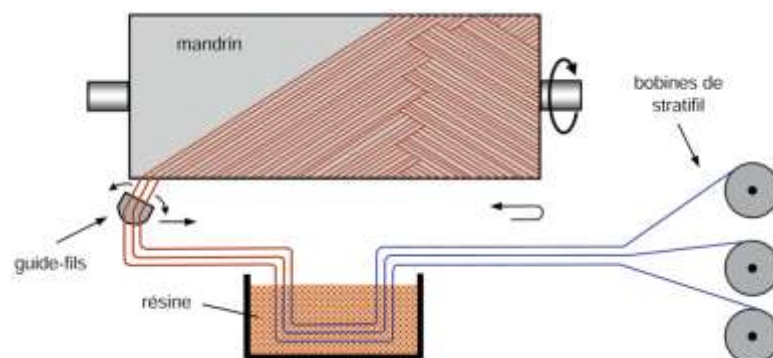


Figure I 7. Enroulement hélicoïdal discontinu

I.2.4.2.2 . Enroulement hélicoïdal continu.

L'enroulement hélicoïdal continu permet la fabrication industrielle de tubes et de tuyaux de hautes performances de divers diamètres et de grandes longueurs directement polymérisés dans un four.

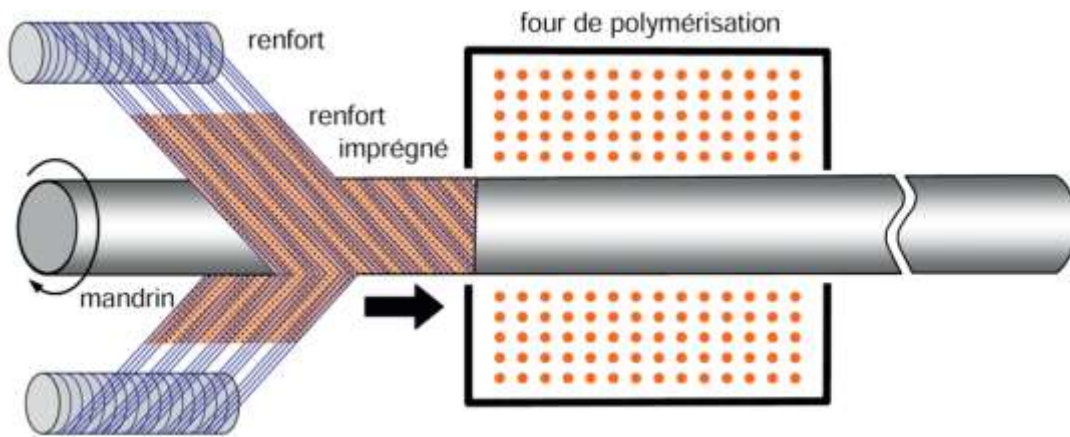


Figure I- 8. Enroulement hélicoïdal continu

I.2.4.3 . Enroulement satellite (polaire)

L'enroulement satellite ou polaire permet de fabriquer des pièces à extrémités sphériques sans discontinuité (réservoir avec fond) résistant donc aux efforts axiaux. Dans ce type d'enroulement, le mandrin doit disposer toute la plage angulaire et 6 ou 7 degrés de liberté qui sont accessibles pour obtenir cet enroulement. Cette technologie sert à fabriquer des réservoirs haute pression, des réservoirs de moteurs de fusée, des équipements spatiaux, etc.

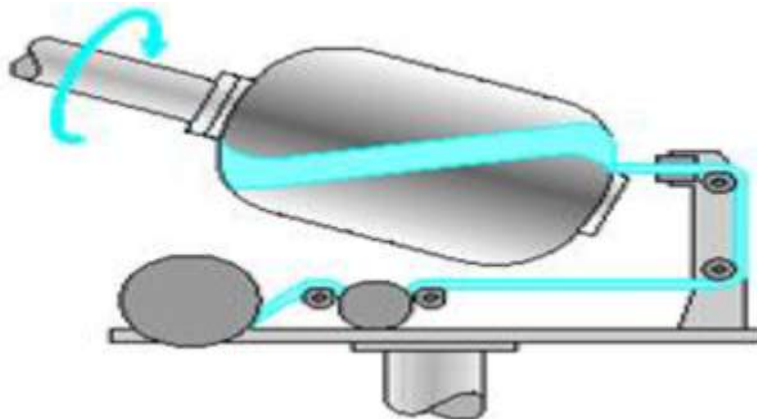


Figure I 8 . Enroulement satellite

Les travaux cités utilisent des bancs d'essais constituant des machines industrielles d'enroulement filamenteuse. Dans le cadre de cette thèse de doctorat notre laboratoire à Unité de Recherche Matériaux, Procédés et Environnement (U.R M P E) Boumerdes à juge judiciairement de concevoir et réaliser sa propre machine d'enroulement filamenteuse. Pour l'élaboration des tubes en composite et bio composite à enroulement filamenteuse.

I.3 Etude bibliographique

Dans la littérature scientifique il est possible de trouver différentes études visant à l'optimisation des caractéristiques physiques et mécaniques des pièces produites en fonction des paramètres du procédé.[54].

Une étude bibliographique appuyée sur des travaux réalisés en utilisant des fibres naturelles élaborées par la technique d'enroulement filamentaire en différentes formes que ça soit circulaire, carre ou hexagonale. La majorité de ces travaux sont réalisé avec la fibre de kénaf. Nous essayons de regrouper ces travaux de recherche qui utilise ce procédés.

Des essais expérimentaux sur les tubes en composite coton/époxy testé en compression axiale de diamètres différents (50, 70, 90, 110 et 130 mm) et avec deux angles d'orientation des fibres de 80° et 90 degrés : l'étude est concentrée sur trois facteurs qui sont la géométrie de la structurels, le diamètre et l'orientation des fibres. Les imperfections géométriques initiales sont mesurées à l'aide de la machine à mesurer tridimensionnelle Mistral. Les courbes chargent déplacement des tubes cotons/époxy dépend fortement de la configuration géométrique et de l'orientation de la fibre. Les résultats montrent que le tube en composite orientée a 80 °degrés avec un diamètre extérieur de 130 mm présente la meilleure capacité de charge. La capacité d'absorption d'énergie dépend du diamètre du tube. Du point de vue matériel, les propriétés mécaniques des fibres libériennes cellulosiques sont déterminées par la composition chimique, la cellulose est un polymère organique, il représente le principal composant structural, peut atteindre les 50% de la paroi cellulaire des fibres végétales.[55]. Les échantillons élaboraient sont en composites naturels à fibre de soie/époxy sous forme de tissu tissé caractérisé par une combinaison de longueurs différentes (50, 80 et 120 mm) ; des essais en compression axiaux ont été effectués sur une section carrée composée de 12 plis. L'analyse montre que la charge maximale est obtenue dans les tubes courts. Les résultats obtenus par cette recherche soie/époxy ne donne pas ne sont pas de bons résultats en comparaison avec d'autres.

Une étude expérimentale sur les tubes en composites à fibres de lin/époxy ; soumis à la compression axiale ; les échantillons élaborés comprennent trois diamètres intérieurs différents (36, 54 et 82 mm), un nombre trois de plis (1, 2 et 3) et trois rapports longueur/diamètre (1, 1,5 et 2) ; les paramètres à mesurer étaient la charge à l'écrasement maximal, la contrainte maximale de l'énergie totale absorbée ; l'analyse montre que la capacité d'absorption spécifique augmente en fonction du nombre de plis pour un même diamètre et une même longueur et les tubes composites à fibre de Lin/époxy dépend fortement de la géométrie du tube ce d'où les tubes composites époxy renforcés par les fibres de lin pourraient être utilisés comme absorbeurs[56][57]. Ils ont étudié des tubes en composite à fibre de kénaf soumis à des tests de fatigue ; ils ont trouvé que les angles d'orientation modifient leur durée de vie, Ils ont conclu que les composites à fibre de kénaf peuvent être utilisés pour des applications d'ingénieries légères et peu coûteuses.[5]. Le comportement des tubes en composites à fibre chanvre/époxy en compression axiale pour des angles d'orientation de 10°, 30°, 45°, 60° ; cette étude est destiné pour des applications en génie civil ; Ils ont constaté que l'orienter à 10° (T10) donnent des valeurs les plus élevé en contraintes et module d'Young et elles sont quatre fois plus élevées que les renforts orientés à 90° ; Il a été conclu que les modes de fracture étaient liés aux orientations des fibres naturelles longues LNF et à l'épaisseur de la paroi ; le module de compression et la résistance à la compression ultime diminuent avec l'augmentation de l'angle d'orientation de la fibre ; la résistance et la rigidité maximales des tubes LNFC renforcée à 0 degré sont quatre fois supérieures à ceux de 90 degrés.[59]. Les fibres de chanvre peuvent être tissées (préformées) et imprégnées de résines pour obtenir de meilleurs résultats. L'étude de l'effet de l'écrasement statique ont conclu que la défaillance des éprouvettes s'entame en deux étapes, à savoir début de la fissure, propagation de la fissure, qui entraîne le flambement progressif et le délaminage.

[60] Ils sont réalisés des tubes en composites à fibres de kénaf avec une matrice en polyester non saturé, ils les ont renforcés avec un tube et sans tube nuent en aluminium puis, ils ont associé à ces

tubes deux angles d'enroulement ± 45 et ± 90 degrés ; ces tubes sont soumis à l'écrasement axial. Ces résultats montrent que l'angle d'enroulement de 45 degrés donne une bonne capacité d'absorption d'énergie spécifique (résistance à la collision).

[61]. Commenté les deux méthodes utilisées pour mouiller les fibres dans la résine du procédé d'enroulement filamentaire à savoir par pénétration dans le bain ou par tambour rotatif pour la fabrication des tubes en composite et il évoque le test de split disc pour la détermination de la résistance en traction circonférentielle des tubes.

[62]. Il a comparé les propriétés mécaniques des tubes en composite ayant des renforts en fibres de verre et en fibres de lin et utilisant deux types de matrice EpoBioXTM et Epopox AFLV ; ces tubes sont testés en traction circonférentielle (split disc), en chocs par mouton de Charpy puis l'absorption d'eau après 35 jours .Les résultats de ces tests montrent que les composites à base fibres de lin/Epo Biox aient d'environ 25 à 29% fois plus grands que celle des composites en verre E./Epo Biox en traction circonférentiel. Il conclut que les composites à renfort en fibres de lin donnent une mauvaise liaison fibre et matrice

[62] Des tubes ont été testés en torsion puis comparée avec une analyse numérique (Abaqus) qui a donné une bonne concordance avec les résultats expérimentaux. Ils ont observé que les tubes en composites avec fibre de kénafs renforcés avec un mandrin en aluminium donnent une meilleure valeur de 33 N m pour une orientation de 45 degrés et se fracturent à un angle de torsion de 30 degrés. La présence d'aluminium au mandrin améliore la propriété de torsion.[64]. Pour les mêmes tubes ils ont remplacé le mandrin en aluminium par un mandrin en PVC ; des essais en split disc selon la norme ASTM D-2290 indiquent que l'angle d'enroulement a un impact significatif sur la contrainte en traction circonférentielle ; le renforcement avec le mandrin en PVC améliore la contrainte en traction circonférentielle de plus de 25%.

Deux travaux faites sur les tubes en composites à fibres de kénaf avec matrice en polyester soumis à des essais en compression axial avec deux différentes formes carrées et cylindriques deux paramètres ont été utilisés, les orientations des fibres 00, 50 et 100 et le nombre de couches 1, 2 et 3 couches, les essais montre que le nombre de pli et l'orientation des fibres donne une meilleure capacité d'absorption d'énergie. [65].Ils ont élaboré des tubes en composite à fibre de kénaf hybrider avec une fibre de verre qui est renforcée sur un tube nu en aluminium (mandrin) associer à une résine en polyester ; les fibres de verre et les fibres de kénaf sont combinées avec des rapports volumétriques de : 0(A), 25(B), 50(C), 75(D) et 100% (E) et des orientations de, $[\pm 15^\circ]$, $[\pm 30^\circ]$ and $[\pm 45^\circ]$; ils ont subi un écrasement axial ; hybridation des tubes avec des fibres améliore les forces maximales en compression; les orientations des fibres de $[\pm 0^\circ]$ et $[\pm 45^\circ]$ donne les capacités d'absorption d'énergie plus élever; l'hybridation des tubes renforcée avec un mandrin en aluminium augmente les performances d'écrasement.

[66] Cet article présente un aperçu des développements réalisés dans le domaine des fibres naturelles ; la résistance aux chocs, telle que la charge de pointe, capacité d'absorption d'énergie spécifique et efficacité de la force de collision. Les fibres naturelles telles que le kénaf, le palmier à huile, la fibre de coco, les lamelles et la soie sont prometteurs pour une utilisation future dans les composites et les polymères ; l'amélioration des capacités d'absorption d'énergie a été largement étudiée les fibres naturelles peuvent constituer la prochaine génération de fibres synthétiques. L'effet de la géométrie sur capacité d'absorption d'énergie et la capacité de charge des tubes hexagonaux composites renforcés de fibres de kénaf.

(Iqbal Mokhtar, Mohd Yazid Yahya, Ab Saman Abd Kader , Shukur Abu Hassan ,Carlo Santulli Transverse impact response of filament wound basalt composite tubes Composites Part B 128 (2017) 134e145). L'effet de l'énergie de choc et la taille de l'élément de frappe sur les tubes en composites avec un renfort de fibre de basalte et une matrice en époxy. Ces tubes ayant quatre angles d'enroulement différents $[\pm 45]_3$, $[\pm 55]_3$, $[\pm 65]_3$ avec des diamètres différents impacte. Pour une énergie d'impact donné les tubes en composites renforcé de fibre de basalte ayant des angles d'enroulement plus élevés absorbent moins d'énergie que les tubes ayant des angles d'enroulement plus petits ce qui réduit la pénétration endommagée sur les tubes en basalte apparaît nettement plus petit que dans les tubes en fibre de verre. Les modes de fracture étaient liés aux orientations des fibres. Dans les structures à paroi mince avec un t/D 0,04, la charge de compression appliquée a entraîné la formation de lobes. Les tubes à paroi mince du type T30 sont fracturés avec un flambage en accordéon caractérisé par la formation de lobes circonférentiels.

[67] Ils ont fabriqué des tubes en composite (méthode de dépose à la main) avec deux géométries (circulaire et carrée) en utilisant trois couches et trois hauteurs différentes ; ils ont étudié l'effet de l'utilisation de la fibre de jute et Kevlar sur la résistance aux chocs le composite est à matrice époxy renforcée de fibres de verre ; les résultats montrent que le tube composite a fibre de jute étaient inefficaces et se rompe directement. Le remplacement d'une couche de fibres de jute par une couche d'autres types de fibres permet d'améliorer les paramètres de résistance aux chocs. La géométrie circulaire donne de meilleurs résultats que la forme carrée. Les meilleurs résultats sont obtenus en utilisant la jute et le kevlar (hybrides) ; dans le cas d'un tube circulaire de diamètre 50 mm où l'absorption d'énergie est augmentée de 17,75% et l'absorption d'énergie spécifique de 25,12% ; dans le cas d'un tube carré, une augmentation de 62,76% pour l'absorption d'énergie et 58,94% pour l'absorption d'énergie spécifique.

(M. Fan, B. Weclawski .Advanced High Strength Natural Fibre Composites in Construction. <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-100411-1.00006-6.2017>). Les composites en fibres naturelles présentent de nombreux avantages qui les rendent très attrayants pour la conception de structures innovantes, allant des systèmes de construction à isolation intelligente aux revêtements de sol en composites, revêtements de sol, plafonds, poutres, colonnes et même des systèmes de construction hybrides complets. Un important développement a été réalisé pour innover en composites de fibres naturelles pour la construction future, allant de l'interface fondamentale des fibres naturelles et de la matrice au super-léger, en passant par les bio composites durables et complets à la fois avec des fibres naturelles et biopolymères. Les composites intelligents et multifonctionnels ont suscité un intérêt particulier.

[68].Par une méthode de dépose à la main des tubes à paroi mince cylindrique en aluminium enrobée de fibre verre/kénafe/époxy comprennent quatre configurations de tube soient ouvertes, avec un fond plat, avec fond bombé, peu profond et avec fond bombé profond soumis à l'écrasement statique. Les résultats ont révélé que la capacité d'absorption d'énergie spécifique du tube hybride est 15 à 35% supérieure à celle du tube en aluminium simple ; l'utilisation de tubes hybrides améliore la résistance aux chocs des éléments absorbeurs d'énergie utilisant dans les véhicules automobiles. Srinivas Shenoy Heckadka, Suhas Yeshwant Nayak Vishal Shenoy P and Nishank Minil Amin Evaluation of Flexural and Compressive Strength of E Glass/Jute and E Glass/Banana Hybrid Epoxy Hollow Composite Shafts, 2018). Les fibres de banane et de jute sont extraites, lavées, séchées puis traitées avec une solution de NaOH à 5% pendant 4 h, suivies d'un rinçage dans une solution d'acide acétique à 1% afin d'éliminer les alcalis résiduels. Les tubes composites sont fabriqués selon glass /Jute /Époxy

G/J/G/J/G [90°/0°/90°/0°/90°] et Glass/ Banana/Époxy g/B/G/B/G [90°/0°/90°/0°/90°] de diamètre de 50 mm et une longueur de 500 mm Les essais de compression axiale selon ASTM D5449 et des essais en flexion selon ASTM D7264 les composites comportant des fibres de jute et de verre E pourraient supporter plus de charge, aussi bien en compression qu'en flexion. Une analyse numérique utilisant la théorie de défaillance d'Azzi-Tsai-Hill pour vérifier la présence d'une défaillance avant leur fabrication.

[69] Dans cette étude, la réponse à l'impact à faible vitesse des tubes en composites de renfort verre E/époxy à 3 filaments ($\pm 55^\circ$). Les tubes ont été soumis à des chutes de charges différentes. La formation d'impact a également été évaluée. L'évolution des dommages dans les conduites est contrôlée par le déplacement de la direction radiale de l'auge. Les résultats obtenus ont été évalués statistiquement par la méthode de Weibull. Une analyse par microscopie des modes de défaillances observées, présente le décollement, les fissures radiales, les fissures de transfert et les ruptures par délaminage.

[70] Une étude analytique pour l'optimisation des paramètres de fabrication d'un tube en composite par enroulement filamentaire montre que le contenu en fibres doit être augmenté autant que possible afin d'améliorer la résistance transversale et éviter la rupture du tuyau. La condition de charge de pression interne (hydro-test) combinée aux différents critères de défaillance, permet d'estimer l'épaisseur de paroi minimale requise, la fraction volumique établissant un optimum de V_f à 45–60% et l'angle d'enroulement constituant un minimum à ± 55 degrés ; dans ce document, il est montré que l'angle d'enroulement optimal est en fait variable dans plage $\pm 44,5^\circ$. $\pm 52,5$ degrés il estimait que le paramètre R test de l'angle d'enroulement à $\pm 55^\circ$ entraînera une augmentation de l'épaisseur du tube

Les chercheurs s'intéressent actuellement à l'analyse comportementale des dommages causés par les impacts à haute et basse vitesse et à la résistance à la fatigue des polymères renforcés de fibres et/ou des structures hybrides. [71]

Dans le présent travail de thèse les tubes en composite Jute/époxy, Verre /époxy et hybride Jute/Verre/époxy ont été réalisés sur une machine conçue et réalisée au niveau du laboratoire à Unité de recherche matériaux, procédés et Environnement (U R M P E) de l'université de Boumerdes

Etude consiste à évaluer les caractéristiques mécaniques en compression circonférentiel et en Traction circonférentiel. Selon les normes ASTM D 2412 et ASTM D 2290 avec le paramètre angle d'orientation des fibres.

II Conception et réalisation d'une machine à enroulement filamentaire a deux axes.

L'enroulement filamentaire est l'un des plus anciens procédés d'élaboration de structures composites. Destiné à la production de structures de révolution, il consiste en un bobinage d'un filament (ou d'une mèche constituée de plusieurs filaments) imprégné de résine sur un mandrin tournant autour de son axe. [1]

Ce chapitre est consacré à la présentation et la conception générale de notre machine ainsi que les étapes et les éléments constitutifs pour la réalisation de notre système automatisé.

Le procédé de mise en forme par enroulement filamentaire comme décrit à la Fig. II.1 dispose de plusieurs techniques.

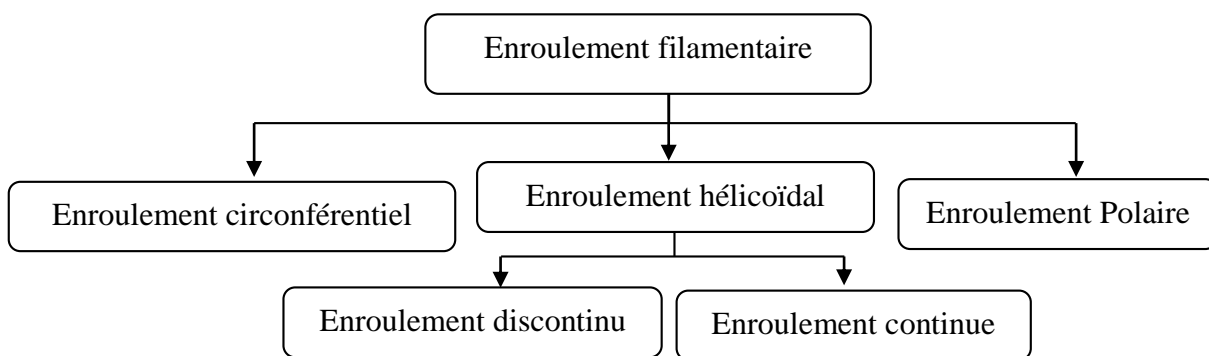


Figure II 1. Type d'enroulement filamentaire (27)

II.1 Description et Chaîne cinématique de la machine.

La machine permet d'obtenir des pièces en matériaux composites (tubes, pièces par enroulement des fibres sur un mandrin. Elle consiste à enrouler, par l'intermédiaire d'un guide-fil, des fibres (verre, carbone, aramide..) imprégnées de résine sur un mandrin et à faire polymériser la structure. L'emploi d'une bande pré imprégnée apporte une grande facilité de mise en œuvre pour cette fabrication. La machine filamentaire est étudiée pour un cylindre d'enroulement de diamètre 400 mm et de longueur 1480 mm ces 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., cette longueur peut aller jusqu'à un 2160 mm son diamètre sera déterminé à partir d'une étude de résistance et de rigidité à la flexion et à la torsion. 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 150. Pour leur maintien, elles sont reliées entre elles par 4 tubes suffisamment rigides de diamètre 50mm. Les organes de transmission de puissance situés au niveau de ces faces latérales sont protégés par des couvercles tous les organes de la machine sont vérifiés aux conditions limite les arbres roulement organe de transmission

De même cette machine est complètement automatique programmée par un automate siemens type LOGO de nouvelle génération muni d'un écran LOGO TD pour faciliter les différentes fonctions de la machine : visualisation des entrées et les sorties. Le mécanisme de la machine

d'enroulement filamenteuse est composé de plusieurs sous-ensembles reliés entre eux par une ou plusieurs liaisons. Pour une conception concise, nous avons 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.

II.1.1 . Les différentes parties mécaniques de la machine

Les figures suivantes représentent les différentes parties mécaniques de la machine par logiciel solide Works

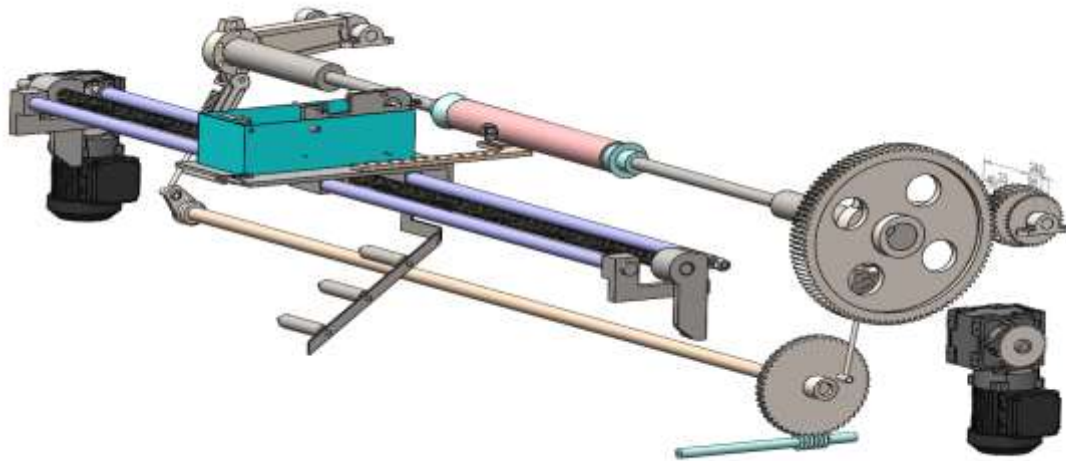


Figure II 2 . Mécanisme global de la machine

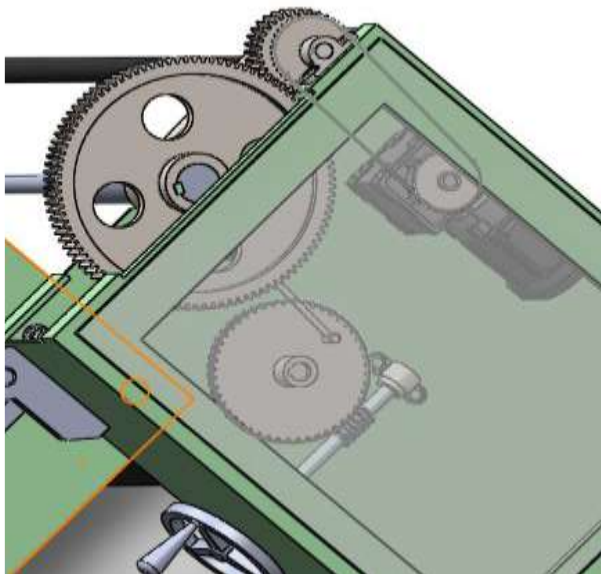


Figure II 3 . Mécanisme de rotation Mandrin

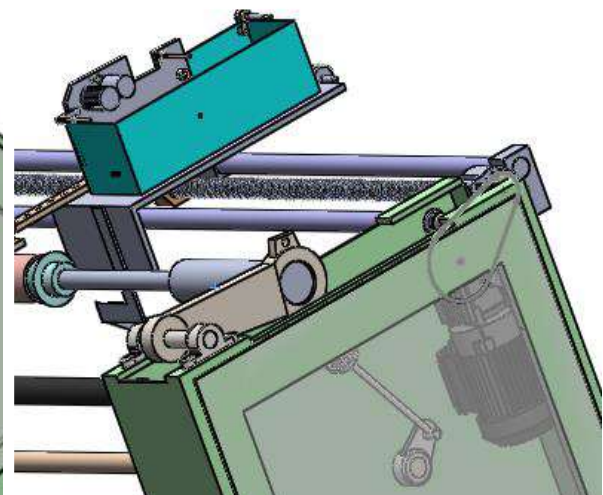


Figure II 4 . Mécanisme de translation table
(Système vis-écrou)

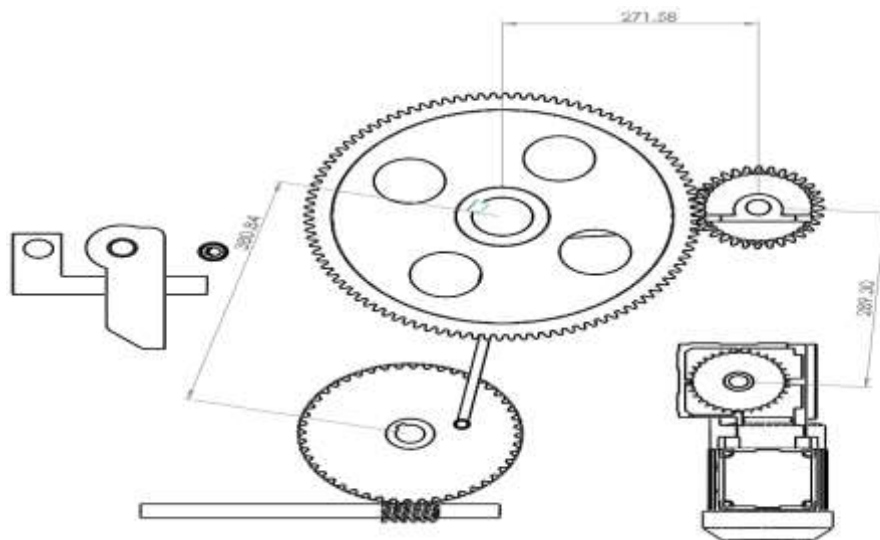


Figure II 5 . Plan Mécanisme de rotation Mandrin

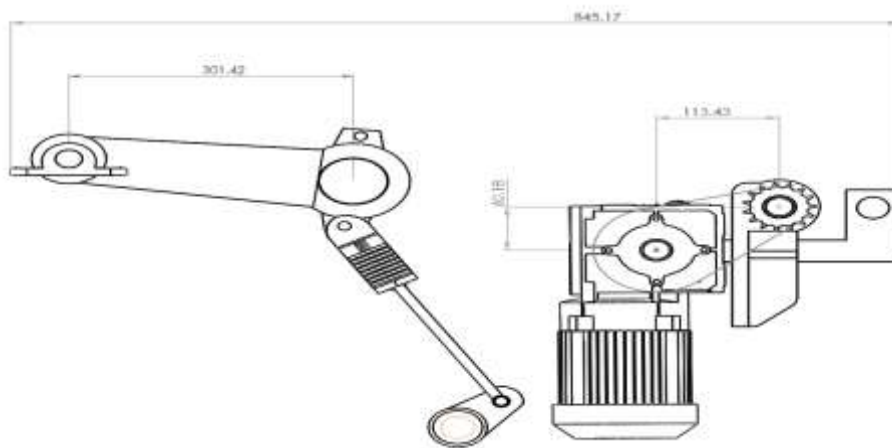


Figure II 6 . Mécanisme Table de rotation

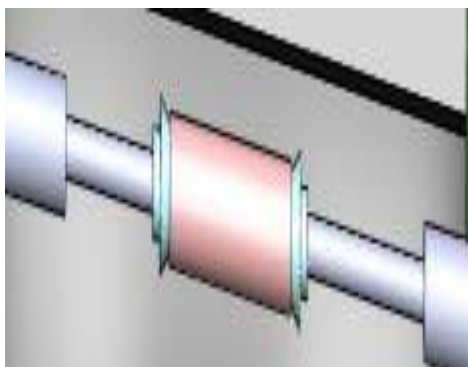


Figure II 7 . Le mandrin avec le moule

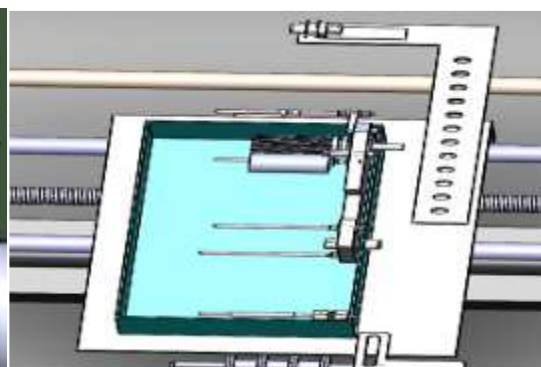


Figure II 8 . Bain de résine

Figure II 9 Différentes parties mécaniques de la machine par logiciel solide Works

II.1.2 LES COMPOSANTS DE LA MACHINE FILAMENTAIRE REALISEE

La figure suivante représente l'assemblage de la machine

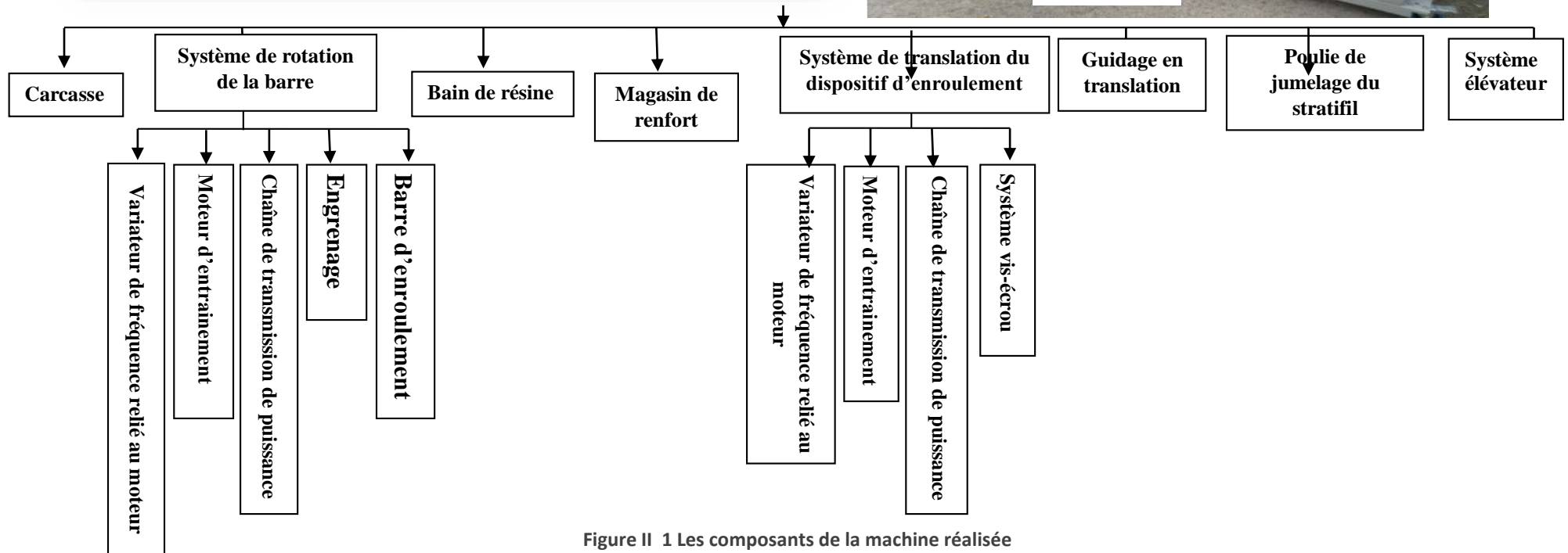
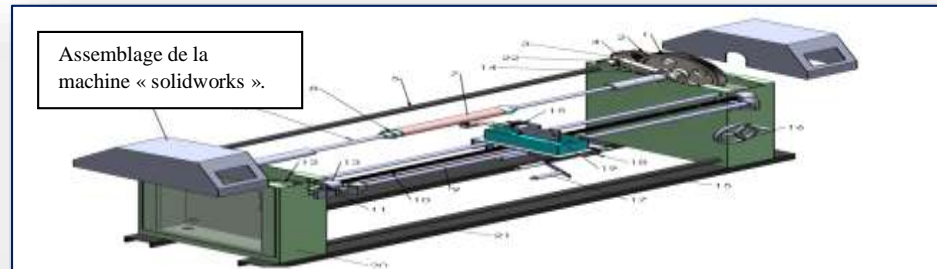


Figure II 1 Les composants de la machine réalisée

II.1.3 . Chaîne cinématique de la machine

Dans la littérature, nous ne trouvons pas la chaîne cinématique complète de la machine filamenteire, c'est-à-dire, les éléments qui la composent (moteurs, éléments de transmission de puissance ; etc....). Nous proposons alors la chaîne cinématique présentée dans la **Fig. II.4.**

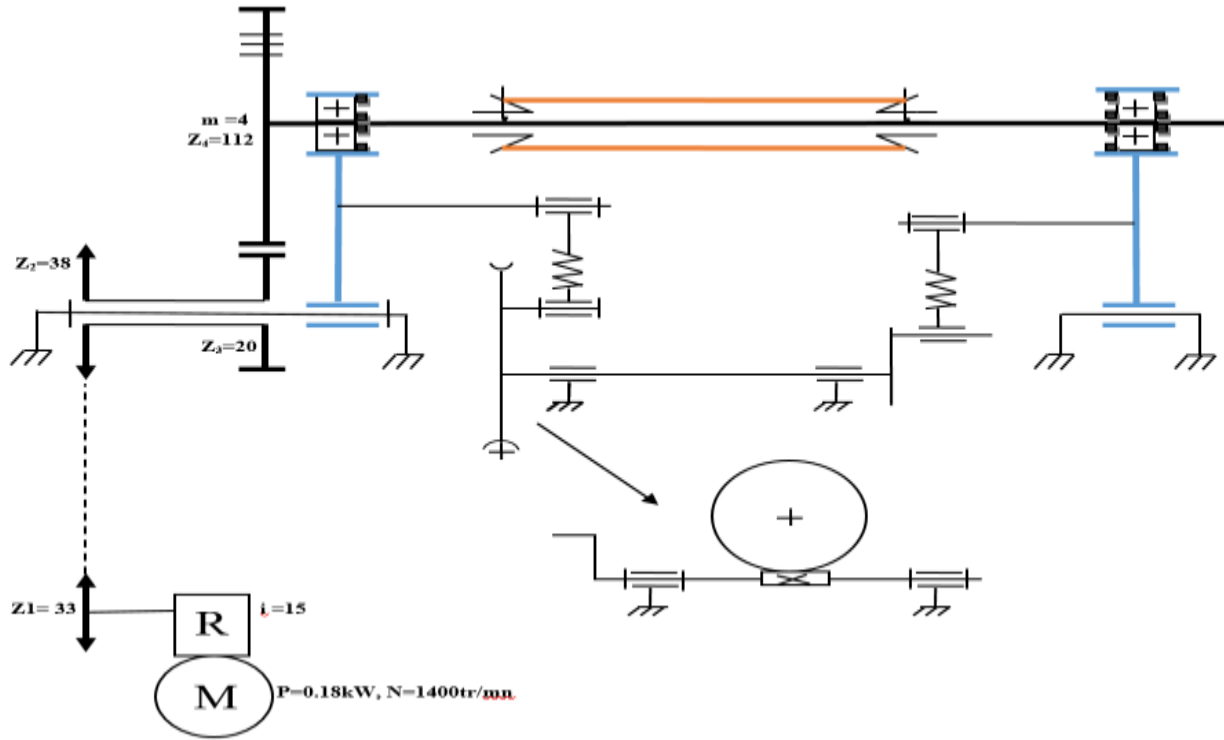


Figure II 10 .Les composants de la machine réalisée

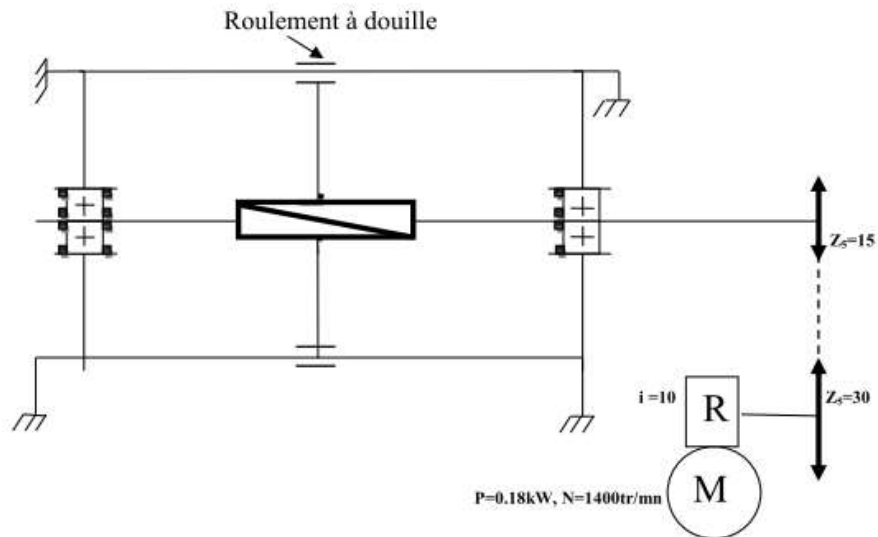


Figure II 11 Schéma cinématique du système de translation du dispositif d'enroulement

II.2 . Dimensionnement des éléments mécanique de la machine

II.2.1 Dimensionnement de la partie mécanique

II.2.1.1 .. Dimensionnement des éléments du système de rotation de la barre

II.2.1.1.1 . Dimensionnement de la chaîne

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 des maillons, un maillon coudé est nécessaire.

➤ 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. Nous faisons 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. Nous choisissons 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 :

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

N_1 : Vitesse de rotation à la sortie du motoréducteur ;

N_4 : Vitesse de rotation de la barre.

On a aussi : $i = i_1 i_2$ II.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 : $i_2 = \frac{1}{4} i_1$ II.3

C'est-à-dire :

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

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

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

➤ **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 suivant : Z_1 : 17 ; 19 ; 21 ; 23 ; 25 ; 27 ; 29 ; 31 ; 33 dents.

Pour la roue, on choisira parmi les nombres suivants : Z_2 : 38 ; 57 ; 76 ; 95 ; 114 ; 122 dents.

Dans notre cas, on choisit pour la chaîne à rouleau de la machine d'enroulement filamenteuse par exemple : $Z_1 = 33$ dents.

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

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

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

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

C'est-à-dire : $i_2 = 0,18$

➤ **. 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 :

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

➤ **. Choix de la chaîne à rouleau**

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

➤ **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]:

$$L_m = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2E_m + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 E_m} \quad \text{II.7}$$

Avec : $E_m = \frac{E}{p} = \frac{194}{9,525} \approx 20,37$ maillons II.8

Il vient : $L_m = \frac{33 + 38}{2} + 2 \times 20,37 + \frac{(38 - 33)^2}{4\pi^2 \times 20,37} = 76,59$ maillons

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

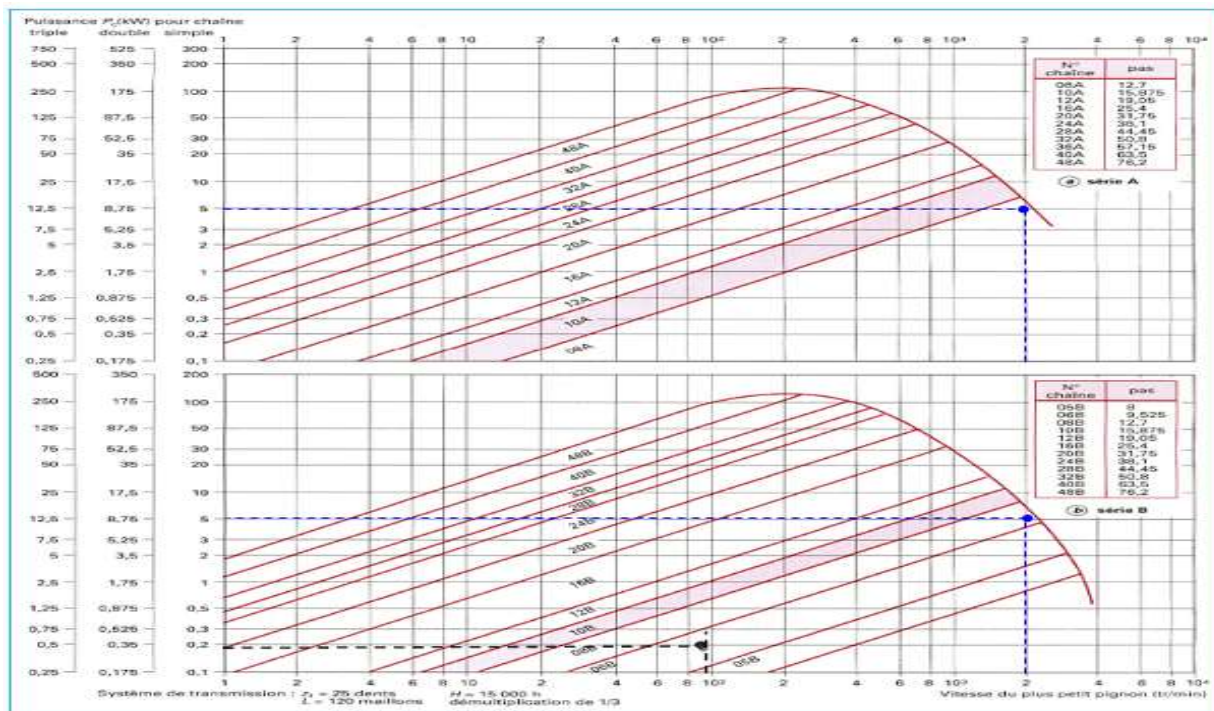


Figure II 12 Diagrammes des puissances transmissibles des chaînes des séries A et B

[7].

➤ **Calcul de la puissance effective (ou puissance corrigée)**

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 :

$$P_{eff} = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 P_n \quad \text{II.9}$$

k_1 : Coefficient du nombre de dents Z_1 du pignon. Il est donné par la relation :

$$k_1 = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{33} = 0,7575 \quad \text{II.10}$$

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

$$k_2 = \frac{1}{m^{0,83}} \quad (\text{Formule tirée à partir du graphe}) \quad \text{II.11}$$

La chaîne est à un 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 : $k_3 = \frac{120}{n} = \frac{120}{77} = 1,5584 \quad \text{II.12}$

k_4 : Coefficient de service tenant compte des types de machines motrices et réceptrices.

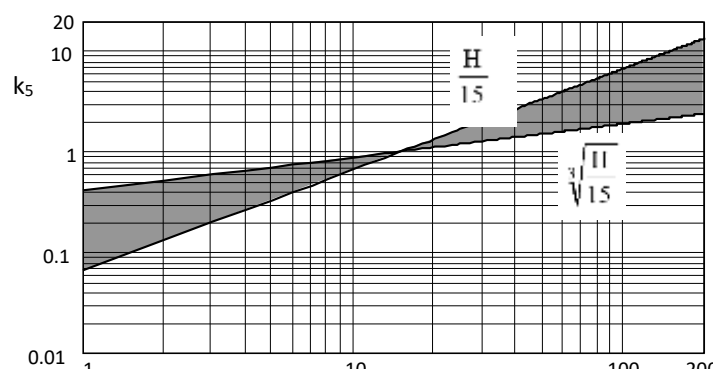
Le tableau I ses valeurs couramment rencontrées [Net 2]

Machine entraînée	Machine d'entraînement		
	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

Figure II 13 . 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 :

$$\text{On a: } P_{\text{eff}} = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 P_n = 0,7575 \times 1 \times 1,5584 \times 1,3 \times 1 \times 0,18 = 0,276 \text{ kW} \quad \text{II.13}$$

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.

➤ . Vérification du choix final

Vitesse tangentielle

$$V_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{p Z_1 N_1}{60} = \frac{9,525 \times 10^{-3} \times 33 \times 93,33}{60} = 0,49 \text{ m/s} \quad \text{II.14}$$

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

$$F = \frac{P_n}{V} + m_l V^2 \quad \text{II.15}$$

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 :

$$F_u = \frac{P_n}{V_1} = \frac{180}{0,49} = 367,34 \text{ N} \quad \text{II.16}$$

– Effort centrifuge :

$$F_c = m_l V_1^2 = 0,39 \times 0,49^2 = 0,09 N \quad \text{II.17}$$

– Effort total dans le brin tendu :

$$F = F_u + F_c = 367,43 N \quad \text{II.18}$$

Pression de contact dans les articulations des maillons

Elle est donnée par la relation :
$$p_s = \frac{F}{S} \quad \text{II.19}$$

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 :

$$p = \frac{F}{S} = \frac{367,43}{28} = 13,12 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \quad \text{II.20}$$

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 :

$$s = \frac{R}{F} \quad \text{II.21}$$

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 :

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

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

II.2.1.1.2 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 :

$$Z_4 = \frac{Z_3}{i_2} = \frac{20}{0,18} = 111,6 \quad \text{II.23}$$

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

➤ **Rapport de réduction corrigé**

$$i_{2\text{corrigé}} = \frac{20}{112} = 0,1785 \quad \text{II.24}$$

➤ **Rapport de réduction total corrigé**

$$i_{\text{corrigé}} = i_{1\text{corrigé}} \times i_{2\text{corrigé}} = \frac{33}{38} \times \frac{20}{112} = 0,155 \quad \text{II.25}$$

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

$$N_{4\text{corrigé}} = i_{\text{corrigé}} \times N_1 = 0,155 \times 93,33 = 14,47 \text{tr} / \text{mn} \quad \text{II.26}$$

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

$$N_2 = N_3 = 81,05 \text{tr} / \text{mn} \quad \text{II.27}$$

II.2.1.1.3 Calcul du module

L'entraxe est donné par la relation suivante :

$$a = m \times \frac{Z_3 + Z_4}{2} \quad \text{II.31}$$

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.

$$m = \frac{2a}{Z_3 + Z_4} = \frac{2 \times 260}{20 + 112} = 3,93 \text{mm} \quad \text{II.32}$$

Le module normalisé le plus proche est de 4 mm

II.2.1.1.4 . Calcul les éléments géométriques définissant une denture droite

$$\text{Diamètre primitif : } d = mZ \quad \text{II.33}$$

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

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

- Hauteur de saillie : $h_a = y \cdot m$ II.34

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

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

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

- Hauteur de creux : $h_f = (y + j)m$ II.35

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

- Diamètre de tête : $d_a = d + 2h_a = m(Z + 2y)$ II.36

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

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

- Diamètre de pied : $d_f = d - 2h_f = m[Z - 2(y + j)]$ II.37

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

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

- Pas de denture : $p = m\pi = 4 \times 3,14 = 12,56mm$ II.38

- Épaisseur de denture pour une denture normale :

$$s = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$$
 II.39

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

- Intervalle de creux : $e = p - s = \frac{\pi m}{2} = 6,28mm$ II.40

- Largeur de denture : $b = km$; $k = 6$ à 16 (10 à 12 : valeurs courantes) II.41

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

- Entraxe réel : $a = m \frac{Z_3 + Z_4}{2} = 4 \times \frac{20 + 112}{2} = 264mm$ II.42

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.

II.2.1.1.5 . 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 où 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 .

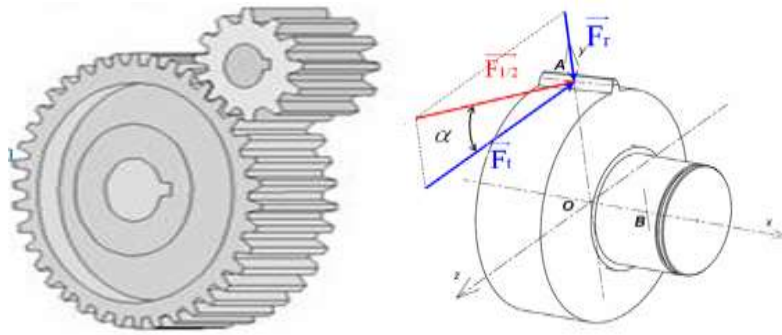


Figure II 14 .Les efforts dans le cas d'engrenage cylindrique à denture droite.[5]

Les deux composantes de l'effort sont :

- L'effort tangentiel :

$$T = \frac{2 \times C}{d_3} = \frac{2 \times p}{d_3 \times \omega_3} \quad \text{II.43}$$

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

- L'effort radial :

$$F_r = T \tan \alpha \quad \text{II.44}$$

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

Cette formule est tirée des documents de cours construction mécanique [5].

$$\text{L'effort résultant : } F_n = \sqrt{T^2 + F_r^2} \quad \text{II.45}$$

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

II.2.1.1.6 . Calcul du module réel

➤ Hypothèses simplificatrices

- La dent est une poutre encastree ;
- Un seul couple de dents en prise ;
- Epaisseur 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.

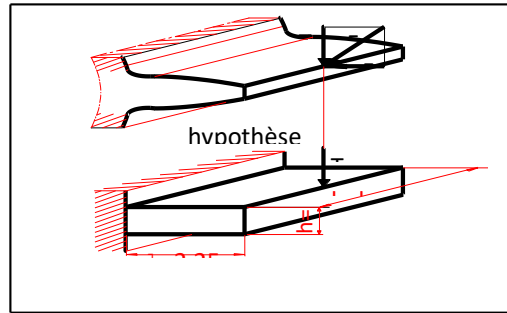


Figure II 15 Passage d'une denture cylindrique à une poutre rectangulaire encastrée

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

$$\sigma_{f \max} = \frac{M_{f \max}}{\left(\frac{I}{v}\right)} \leq \sigma_p \quad \text{II.46}$$

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

Le moment fléchissant maximal :

$$M_{f \max} = \ell T \quad \text{II.47}$$

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

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^2}{6} \quad \text{II.48}$$

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

Avec $b = k.m$ et $h = \frac{\pi m}{2}$, on aura : $\frac{I}{v} = \frac{\pi^2}{24} k.m^3$ II.49

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) II.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: ont 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

II-1. Caractéristiques du matériau de la roue motrice [6].

. Caractéristiques du matériau de la roue motrice [6].

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, 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 forêts (perceuses), ressorts, arbres de transmission, matrices (moules), engrenage.

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 par 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 II 1. Composition chimique de C35 (XC 38) en %

Nuances	R _m (N/mm ²)	R _e (N/mm ²)	E (MPa)
C35 (XC38)	500 / 550	245 / 300	210000

Tableau II 2 Caractéristiques mécaniques moyennes

Pour le calcul du module, on utilise $R_e = 126 \text{ N/mm}^2$ le matériau le moins résistant, ici, c'est le bronze. D'après le tableau 2, on a. 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 :

$$\sigma_p = \frac{R_e}{s_e} = 63 \text{ N/mm}^2$$

II.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

II.2.1.1.7 . Dimensionnement de la barre, calcul des roulements

Comme le montre la chaîne cinématique, la machine filamenteuse 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.

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.

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 filamenteuse 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.

Voire Annexe

II.2.1.1.8 . Schéma descriptif du système

La figure suivante illustre une description du système :

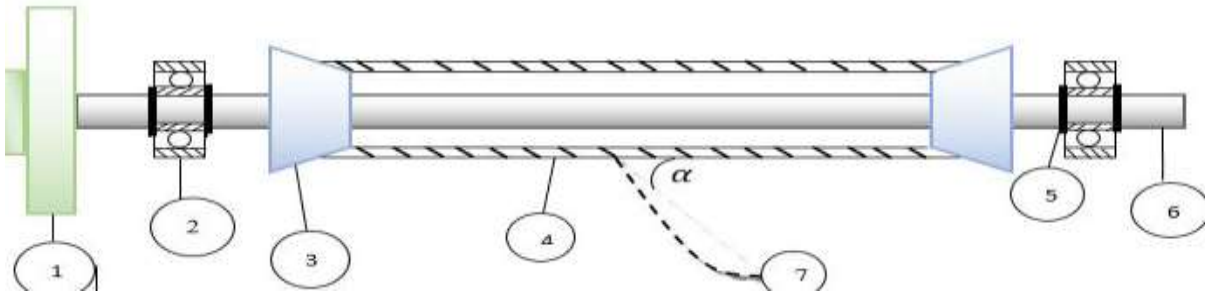


Figure II 16 Schéma descriptif du système

Légende :

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

II.2.1.1.9 . Calcul des roulements

a. 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, nous avons 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 :

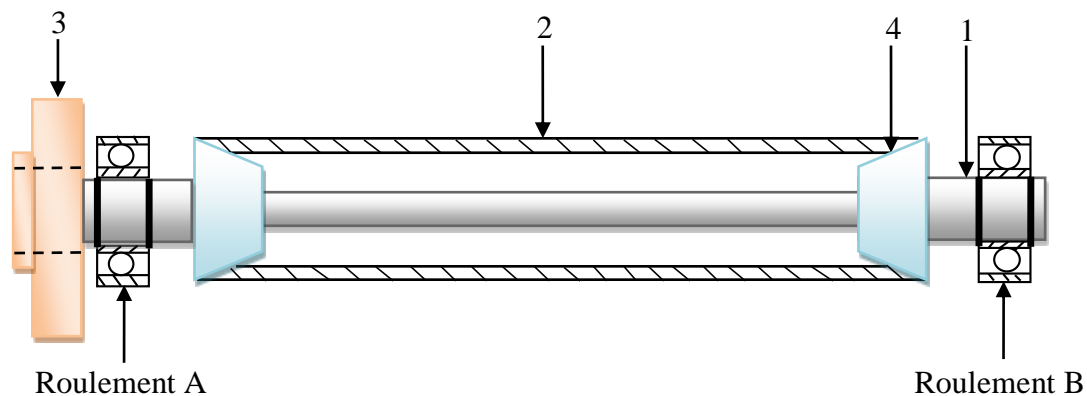


Figure II 17. Schéma présente l'emplacement des roulements

b. Choix de type des roulements

On a choisi le type des roulements après le calcul des charges axiales et radiales

b.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 :

$$\text{Au point A : } R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad \text{II.82}$$

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

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

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

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

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

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 :

$$R_A = \sqrt{551,58^2 + 243^2} = 602,73\text{N} \quad R_B = \sqrt{293,12^2 + 34,41^2} = 295,13\text{N}$$

b.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 :

$$F_{a_{\max}} = 83,73\text{N} \quad \text{II.83}$$

On conclut, que la barre est soumise à des charges radiales moyennes et des charges axiales faibles dans les deux côtés. 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 roulage 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 : $F_a = 83,73 \text{ N}$

c. caractéristiques du roulement [14]

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

Figure II 11. Caractéristiques du roulement SKF N° 6013

d. Charge dynamique équivalente

Pour les roulements montés séparément, elle est donnée par la relation par [10] :

$$P = F_r \quad \text{si} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \text{II.84}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{si} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad \text{II.85}$$

$$\text{On a :} \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{83,73}{671,1} = 0,11$$

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

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

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

e. 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 :

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{II.86}$$

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 :

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

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

$$\text{C'est-à-dire :} \quad P_o = 671,1 \text{ N}$$

f. Durées de vie nominales [10]

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 :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad \text{II.87}$$

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 :

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

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

g. Facteur de sécurité statique

$$\text{Il est défini par : } s_o = \frac{C_o}{P_o}$$

II.88

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

Le facteur s_0 exprime la sécurité contre une déformation permanente et assure un fonctionnement silencieux. Le tableau 3 indique ses valeurs d'après SKF.

Mode de fonctionnement	Exigences de fonctionnement						Roulement à l'arrêt	
	Faibles		Normales		Élevées			
	Type de roulement							
	à billes		à rouleaux		à billes		à rouleaux	
	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 II 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.

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.

II.2.1.2 . Dimensionnement des éléments du système de translation

II.2.1.2.1 . 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 :**

- ✓ Moto-réducteur 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 : $r = \frac{N_5}{N_6} = 0,5$ II.89

c) Nombre de dents de la roue : $Z_5 = \frac{Z_6}{r} = \frac{15}{0,5} = 30$ dents II.90

d) Choix de la chaîne à rouleaux

D'après le diagramme de puissances (figure II.6), 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 II.6, 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 :

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

D'après la figure II.6, 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 :

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

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.

➤ **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.

II.2.1.2.2 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. Cette transformation engendre la translation du dispositif d'enroulement. Ce qui permet de parcourir toute la longueur du cylindre d'enroulement

a. 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 :

$$C = C_t + C_f \quad \text{II.91}$$

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

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

b. Expression de C_t

$$C_t = Q r_{moy} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \quad \text{II.92}$$

$$\text{Tel que : } Q = (\cos \alpha \cos \beta - f \sin \beta) \int_S p dS \quad \text{II.93}$$

$$\text{Et } \operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \alpha} \quad \text{II.94}$$

f : Coefficient de frottement vis/écrou ;

p : Pression de contact ;

dS : Élément 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

$$\text{On a : } C_f = \frac{2}{3} f Q \left(\frac{\rho_e^3 - \rho_i^3}{\rho_e^2 - \rho_i^2} \right) \approx f Q \rho_{moy} \quad \text{II.95}$$

Tel que : $p = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi(\rho_e^2 - \rho_i^2)}$

$$\rho_{moy} = \frac{\rho_e + \rho_i}{2}$$

II.96

f : Coefficient de frottement vis/écrou ;

Q : Charge normale ;

ρ_{moy} : Rayon moyen ;

ρ_e : Rayon extérieur ;

ρ_i : Rayon intérieur.

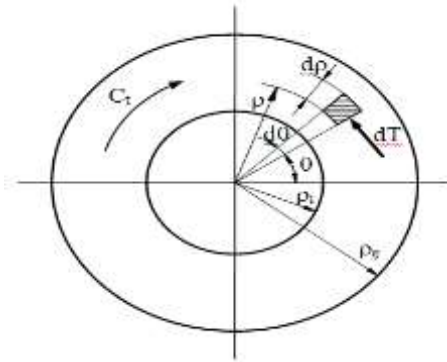


Figure II 18 .Caractéristiques de la vis

Expression du couple de serrage

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

$$C = Q r_{moy} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) + \frac{2}{3} f Q \left(\frac{\rho_e^3 - \rho_i^3}{\rho_e^2 - \rho_i^2} \right) \quad \text{II.97}$$

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

c. Rendement d'une vis

• Couple de torsion moteur

Dans ce cas, la puissance motrice est :

$$P_m = C_t \omega \quad \text{II.98}$$

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 :

$$P_r = Q V_x \quad \text{II.99}$$

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

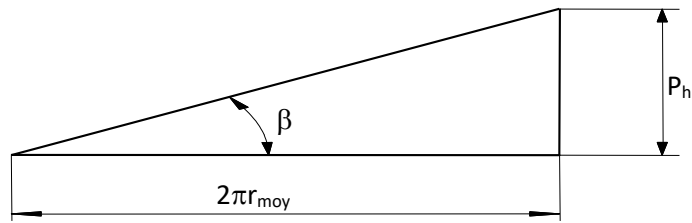


Figure II 19 Pas hélicoïdal

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

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

D'où : $\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)}$ II.100

• **Force axiale motrice**

Dans ce cas, la puissance motrice est :

$$P_m = QV_x = QV_t \operatorname{tg}\beta = Qr_{\text{moy}}\omega \operatorname{tg}\beta$$
 II.101

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

Le rendement vaut donc : $\eta = \frac{P_r}{P_m} = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{\operatorname{tg}\beta}$ II.102

d. Éléments 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

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 II 4 Caractéristique d'un filet trapézoïdal série EHA [14].



Figure II 20 Système vis-écrou trapézoïdale [14]

- 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 :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_h}{2\pi r_{\text{moy}}} = \frac{6}{2 \times \pi \times 19} = 0,05 \quad \text{II.103}$$

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

Tel que :

$$P_h = n \cdot P = 1 \times 6 = 6 \text{ mm}$$

II.104

n : Nombre de filet ;

P_h : Pas hélicoïdale ;

r_{moy} : Rayon moyen (ses valeurs sont indiquées dans le tableau II.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 II.9. Rayon moyen en fonction du diamètre nominal

Tableau II 5 Rayon moyen en fonction du diamètre nominal

Calcul l'angle de frottement fictif

L'angle de frottement fictif est donné par :

$$\text{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \alpha}$$

II.105

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)

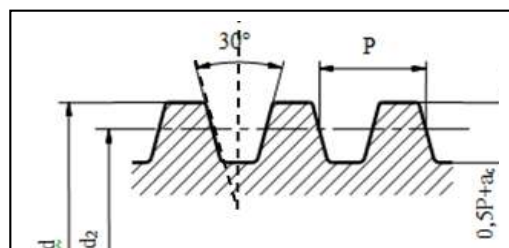


Figure II 21 Filetage trapézoïdale symétrique ISO

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

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

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

d. Vitesse de déplacement de l'écrou v_x

$$\text{On a : } \operatorname{tg}\beta = \frac{V_x}{V_t} \quad \text{II.106}$$

$$\text{C'est-à-dire : } V_x = \operatorname{tg}\beta \times V_t \quad \text{II.107}$$

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

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

e. 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 :

$$P_m = C_t \omega_2 \quad \text{II.108}$$

$$\text{C'est-à-dire : } C_t = \frac{P_m}{\omega_2} = \frac{180}{7,32} = 29,3 \text{ N.m}$$

• Calcul l'effort axial Q

On a :

$$C_t = Q r_{\text{moy}} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \quad \text{II.109}$$

C'est-à-dire : $Q = \frac{C_t}{r_{\text{moy}} \text{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{29,3}{0,019 \times \text{tg}(2,87 + 4,14)} = 12541,34 \text{ N} = 12,54 \text{ kN}$

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

$$P_r = QV_x = 12541,34 \times 0,022 = 276 \text{ N} \quad \text{II.110}$$

• **Calcul C_f**

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

$$C_f = \frac{2}{3} f Q \left(\frac{\rho_2^3 - \rho_1^3}{\rho_2^2 - \rho_1^2} \right) \approx f Q \rho_{\text{moy}} \quad \text{II.111}$$

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

ρ_1 et ρ_2 sont indiqués dans le tableau 3.

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

$$\eta = \frac{\text{tg}\beta}{\text{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{\text{tg}(2,87)}{\text{tg}(2,87 + 4,14)} = 0,41 \quad \text{II.113}$$

II.2.1.2.3 . Guidage en rotation par des roulements

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 II 6 Caractéristiques du roulement SKF N° 6005

II.2.2 . Calcul d'angle d'enroulement de la machine filamentaire

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

L'angle d'enroulement est dépendu de la direction du stratifil par rapport à l'axe du mandrin, suivant la variation de cet 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.
- , Enroulement circonférentiel : l'angle est voisin de 90° . Ce type d'enroulement est très 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.

II.2.3 . 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 [15] :

$$\tan(\alpha) = \frac{2\pi r N_m}{L N_s} \quad \text{II.112}$$

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.

II.2.4 . 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

II.2.4.1 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 :

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

La vitesse de rotation de la vis est de :

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

II.2.4.2 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 (Hz)	10	20	30	50	100	120	150
N_m (tr/mn)	2,89	5,79	8,68	14,47	28,94	34,73	43,41

Tableau. II.14. Vitesse de rotation du mandrin en fonction de la fréquence

Tableau II 7 Vitesse de rotation du mandrin en fonction de la fréquence

II.2.4.3 Vitesse de rotation de la vis N_s :

La vitesse de rotation de la vis est donnée par :

$$N_s = \frac{2\pi r N_m}{L \tan(\alpha)} \qquad \text{II.113}$$

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 90 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	373,98	235,76	136	114,2	95,3	61,12	36,47	
5,79		472,34	272,7	228	190,9	157,44	73	
8,68			408,8	343	286,26	236	109,54	
14,47					477	393	182,6	
28,94							365,2	23,79
34,73							438,3	28,55
43,41								35,68

Tableau II 8 Vitesse de rotation de la vis pour D= 90 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(Hz)	20	30	45	50	55	60	75	89
10	66,78	42,1	24,28	20,39	17	10,91	6,5	
20		84,34	48,69	40,7	34	28	13	
30			73	61,25	81,78	42	19,56	
50					85,17	70,17	32,6	
100							65,2	4,25
120							78,26	5,1
150								6,37

Tableau II 9 Fréquence de la vis pour D=90 mm

II.2.4.4 Vérification du moteur d'entraînement

Le moteur choisi dans le système de rotation de la barre est de : $P = 180 \text{ W}$, $N = 1400 \text{ tr/mn}$.
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.

A. Energie cinétique

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

$$T(S/R) = \frac{1}{2} \int_{P \in (S)} \left[\overrightarrow{V(P/R)} \right]^2 dm \quad \text{II.114}$$

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

$$2T(S/R) = \overrightarrow{V(A/R)} \cdot m \overrightarrow{V(G/R)} + \overrightarrow{\Omega(S/R)} \cdot \overrightarrow{\sigma_A(S/R)} \quad \text{II.115}$$

Dans notre cas on a le point A est confondu avec le centre d'inertie G, donc : II.116

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

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 :

$$\overrightarrow{\Omega(S/R)} = \omega \vec{x} \quad \text{II.117}$$

Il vient :

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

o 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 :

$$2T[(S_1 \cup S_2 \cup \dots \cup S_n)/R] = 2T(S_1/R) + 2T(S_2/R) + \dots + 2T(S_n/R) \quad \text{II.118}$$

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 $E = \{1, 2, 3, 4\}$

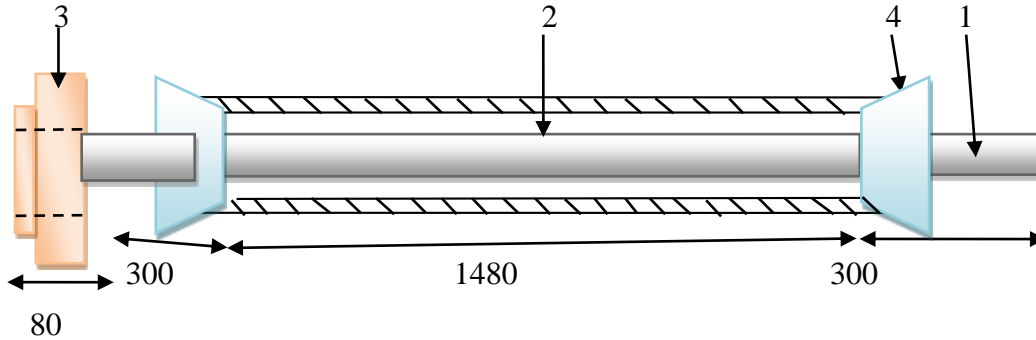


Figure II 22. Les 4 solides : barre- mandrin-roue-outil de fixation

II.2.5 . Calcul le moment d'inertie de la barre.

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

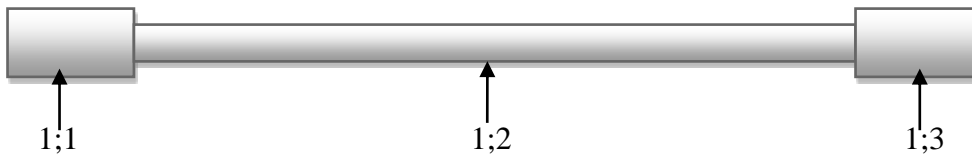


Figure II 23 .Cylindre d'enroulement

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

$$\begin{pmatrix} \frac{1}{2} m_1 R_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{4} m_1 R_1^2 + \frac{1}{12} m_1 l_1^2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{4} m_1 R_1^2 + \frac{1}{12} m_1 l_1^2 \end{pmatrix} \quad \text{II.119}$$

C'est-à-dire : $I_{lox} = I_{11} + I_{12} + I_{13}$ II.120

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

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

a. Masse m_{11}

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

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

$$m_{11} = \rho_{acier} V_{11} = \rho_{acier} \pi L_{11} R_{11}^2 \quad \text{II.121}$$

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

b. Masse m_{12}

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

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

$$m_{12} = \rho_{acier} V_{12} = \rho_{acier} \pi L_{12} R_{12}^2 \quad \text{II.122}$$

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

c. Masse m_{13}

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

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

$$m_{13} = \rho_{acier} V_{13} = \rho_{acier} \pi L_{13} R_{13}^2 \quad \text{II.123}$$

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

➤ **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 : $I_{lox} = I_{11} + I_{12} + I_{13}$ II.124

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

II.2.6 . Calcul le moment d'inertie du cylindre d'enroulement.

C'est un cylindre creux, il est en acier, sa matrice d'inertie est donnée par :

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

II.125

C'est-à-dire : $I_{2ox} = m_2 R_2^2$

II.126

– La masse du mandrin est de : $m_2 = 36,25 \text{ kg}$;

– Le moment d'inertie est donné par :

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

II.2.7 Calcul du moment d'inertie de la roue réceptrice d'engrenage

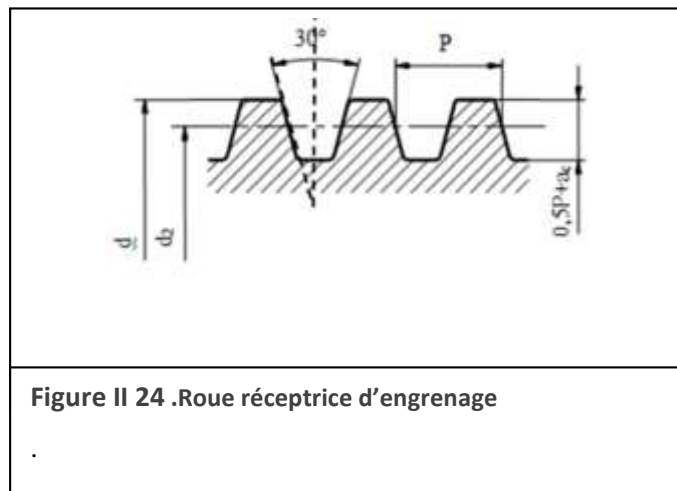


Figure II 24 .Roue réceptrice d'engrenage

– Moment d'inertie de la couronne

$$R_{31} = 224 \text{ mm}$$

$$R_{32} = 204 \text{ mm}$$

$$L_{31} = 40 \text{ mm}$$

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

II.127

– Moment du cylindre

$$R_{32} = 204 \text{ mm}$$

$$L_{32} = 24mm$$

$$I_{cylin} = \frac{1}{2}(\rho_{acier}\pi L_{32}R_{32}^2)R_{32}^2 = 0,5125kg.m^2 \quad \text{II.128}$$

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

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

$$L_{31} = 40mm$$

$$I_{trou} = \frac{1}{2}(\rho_{acier}\pi L_{31}R_{33}^2)R_{33}^2 = 5,5 \times 10^{-4} kg.m^2 \quad \text{II.129}$$

Moment d’inertie des 4 trous

$$R_{34} = 28mm$$

$$L_{32} = 24mm$$

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

$$I_{4trou} = 4 \times \left[\frac{1}{2}(\rho_{acier}\pi L_{32}R_{34}^2)R_{34}^2 + (\rho_{acier}\pi L_{32}R_{34}^2) \times d^2 \right] = 3,63 \times 10^{-2} Kg.m^2 \quad \text{II.130}$$

– Moment d’inertie de la roue d’engrenage $I_{3ox} = I_{couronne} + I_{cylin} - I_{trou} - I_{4trou} = 0,8631Kg.mm^2 \quad \text{II.131}$

II.2.8 . Calcul du moment d’inertie des outils de fixation

Les outils de fixation sont fabriqués en aluminium

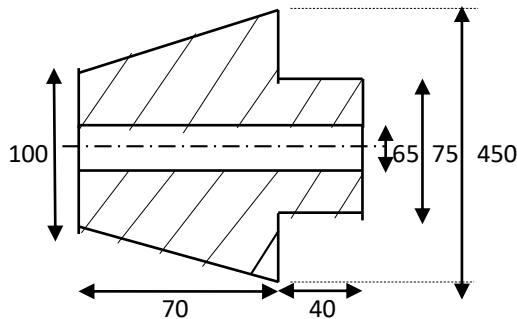


Figure II 25. Outil de fixation

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

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

$$m_p = \frac{\rho_{alu}}{3} \pi L_4 (R_{41}^2 + R_{42}^2 + rR_{41}) \times 10^{-9} = 12,741kg \quad \text{II.132}$$

– Masse du tronc de cône creux est donnée par :

$$m_1 = m_p - \rho_{alu} \pi R_{43}^2 L_4 \times 10^{-9} = 12,11 \text{ kg} \quad \text{II.133}$$

Moment d'inertie du tronc de cône plein :

$$I_{\text{cône-plein}} = \frac{1}{10} \rho_{alum} \pi \left(\frac{L_4}{R_{41} - R_{42}} \right) (R_{41}^5 - R_{42}^5) = 0,1955 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad \text{II.134}$$

– Moment d'inertie du creux cylindrique :

$$I_{\text{creux}} = \frac{1}{2} (\rho_{alum} \pi L_4 R_{43}^2) R_{43}^2 = 3,31 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{II.135}$$

– Moment d'inertie du cylindre creux de longueur $L_{41} = 40 \text{ mm}$ et de rayon $R_{44} = 37,5 \text{ mm}$ est donné par :

$$I_{\text{cylcreux}} = \frac{1}{2} \rho_{alum} \pi L_{41} (R_{44}^2 - R_{43}^2) (R_{44}^2 + R_{43}^2) = 1,46 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{II.136}$$

$$I_{4ox} = I_{\text{cône-plein}} - I_{\text{creux}} + I_{\text{cylcreux}} = 0,1953 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

– Moment d'inertie total

$$I_{ox} = I_{1ox} + I_{2ox} + I_{3ox} + 2I_{4ox} = 2,7146 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad \text{II.137}$$

II.2.8.1 . Energie cinétique du système

D'après paragraphe II, La vitesse de rotation du mandrin peut aller jusqu'à $N = 50 \text{ tr/mn}$ par l'utilisation des variateurs de fréquence

$$\text{La vitesse de rotation angulaire : } \omega = \frac{\pi N}{30} = 5,23 \text{ rad / s} \quad \text{II.138}$$

$$\text{L'énergie cinétique est donnée par : } E_c = \frac{1}{2} I_{ox} \omega^2 = 37 \text{ J} \quad \text{II.139}$$

II.2.8.2 Puissance du moteur d'entraînement.

La puissance est donnée par :

$$P = \frac{E_c}{t_d} = 74 \text{ W} \quad \text{II.140}$$

Tel que le temps de démarrage est $T_d = 0,5 \text{ S}$.

Puissance nominale du moteur pour un rendement $\eta = 0,85$

$$P_n = \frac{P}{\eta} = 87 \text{ W} \quad \text{II.141}$$

Pour une vitesse de rotation de 50 tr/mn , le moteur choisi est satisfaisant.

La durée de vie de ces roulements est illimitée.

Le guidage en translation du dispositif d'enroulement est assuré alors par des roulements de type roulements à douilles ou linéaire (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.

II.3 . Dimensionnement de la partie électrique et commande.

II.3.1 . Les étapes de réalisation de la partie électrique

Le schéma suivant montre les étapes que nous avons respectées pour réaliser la partie électrique (système automatiser) pour notre machine d'enroulement filamenteire.

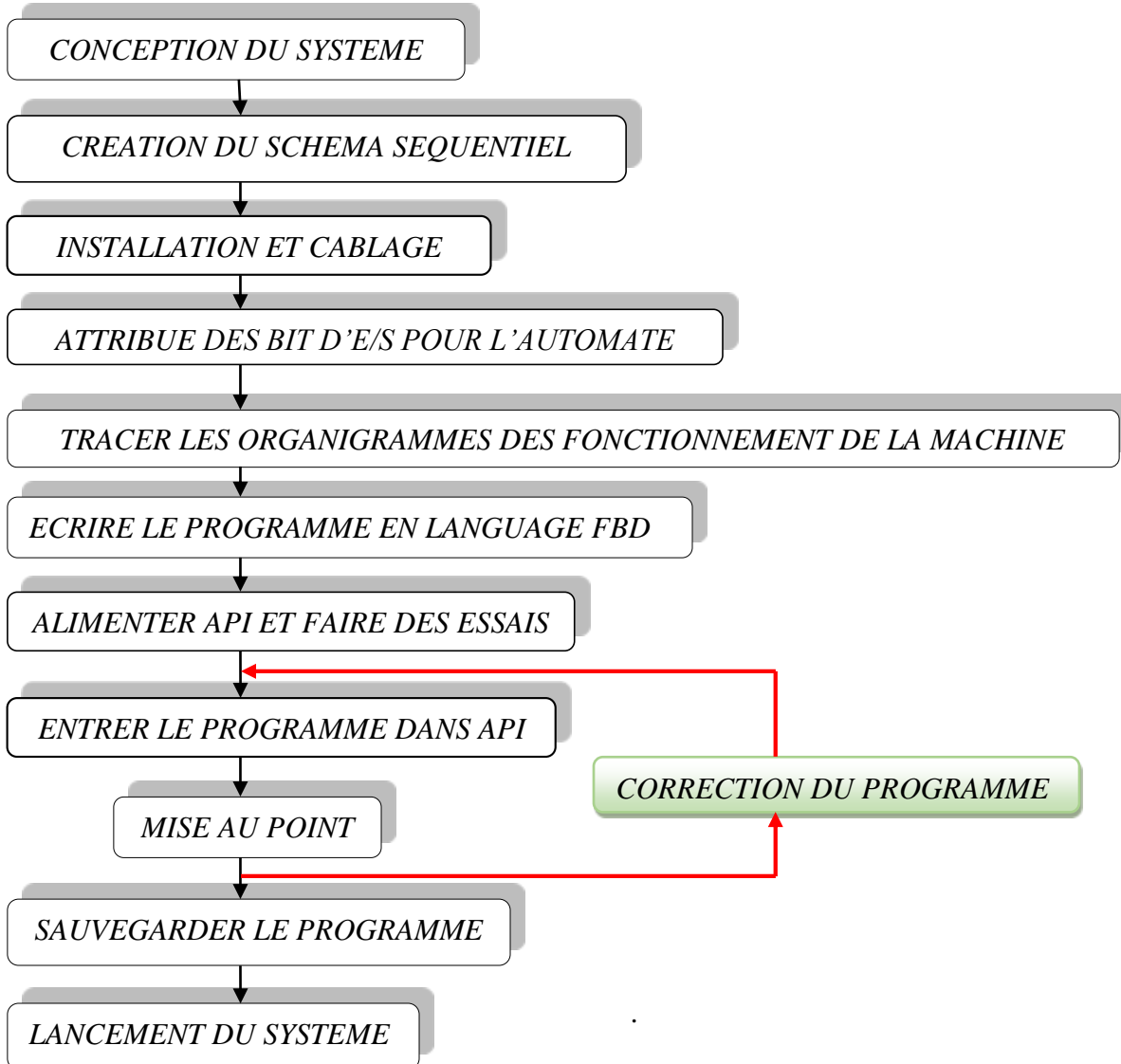


Figure II 26 Les étapes de réalisation de la partie électrique

II.3.2 . Conception de système électrique et commande

Le montage global du système et les schémas électriques se fait avec « SOLIDWORKS ELECTRICAL »

SOLIDWORKS Electrical est un logiciel qui simplifie la création de schémas électriques grâce à une interface intuitive qui accélère la conception des systèmes électriques intégrés, l'intégration bidirectionnelle en temps réel avec le logiciel de CAO 3D SOLIDWORKS améliore la productivité des ingénieurs électriciens et mécaniciens, ainsi que leur collaboration, afin de réduire les retards et les coûts, d'uniformiser et de normaliser les conceptions et d'accélérer le délai de mise sur le marché [7]. Les figures suivantes représentent les schémas électriques ainsi le montage global du système

Pour crée un nouveau projet il faut suivre ces étapes :

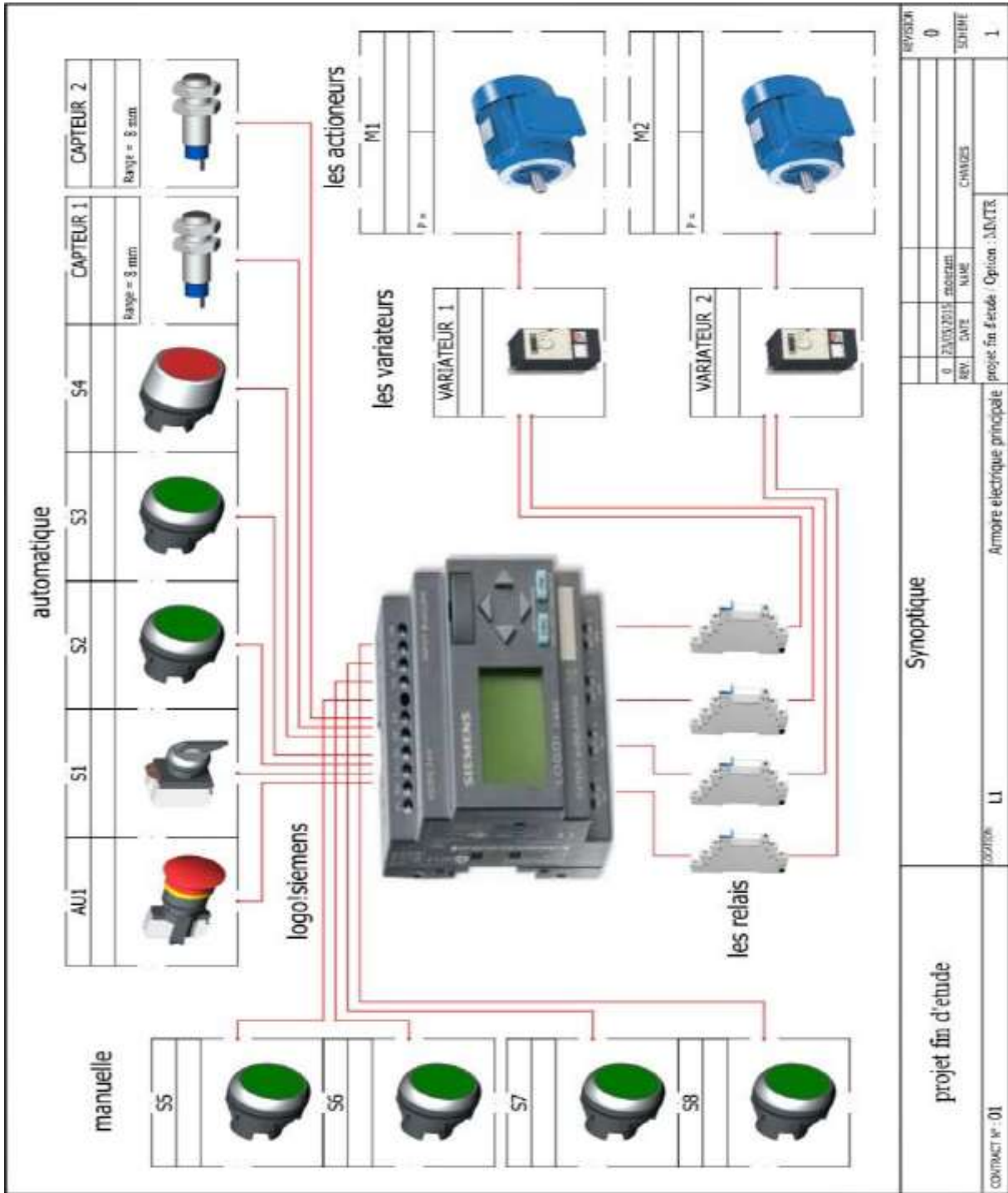
- 1- Ouvrir logiciel SOLIDWORKS Electrical.
- 2- Cliquez sur le bouton de barre d'outils [Nouveau] dans gestionnaire de projet.



Figure II 27 L'interface de solidworks Electrical

La figure suivante représente les schémas électriques du notre système construites par « SOLIDWORKS ELECTRICAL »

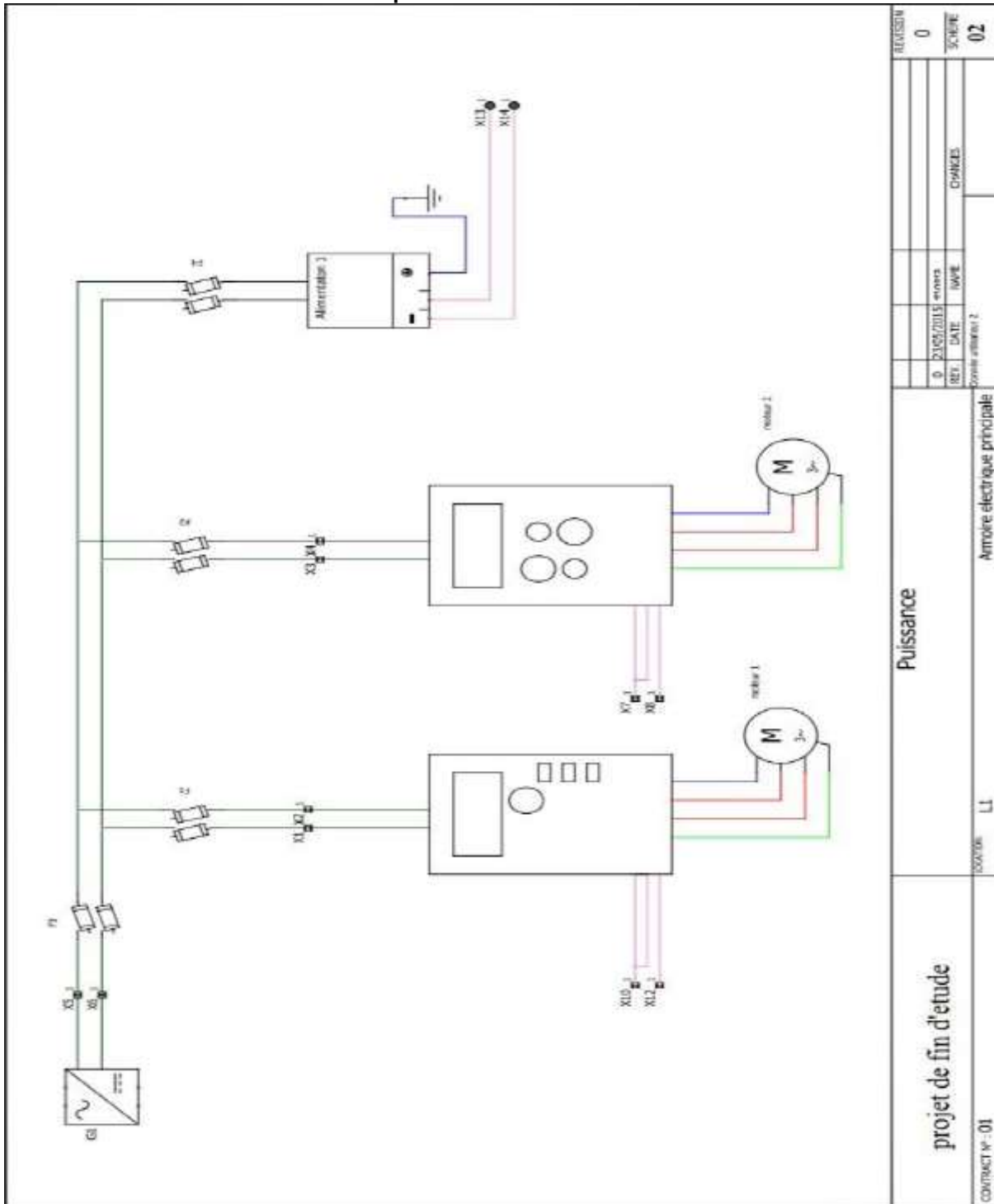
II.3.2.1 . Schéma du montage global (synoptique)



manuel		automatique		REVUSION	
S5	S6	S7	S8	0	0
				REV. DATE	REV. DATE
				0 23/03/2015	02/03/2015
				SYN. NAME	SYN. NAME
				CHANGES	CHANGES
projet fin d'étude				projet fin d'étude / Option : NEMTR	
CONTRACT N° : 01				LI	
Synoptique					
				Amoire électrique principale	

Figure II 28 Le montage global du système

II.3.2.2 . Schémas de puissance



projet de fin d'étude	Puissance		REVISION	0
	CONTRAT N° : 01	LI	DATE	02
Ammoire électrique principale		CHANGES	SCORE	
		REVISION	0	
		DATE		
		SCORE		

Figure II 29 Schémas de puissance

II.3.2.3 . Schémas de commande

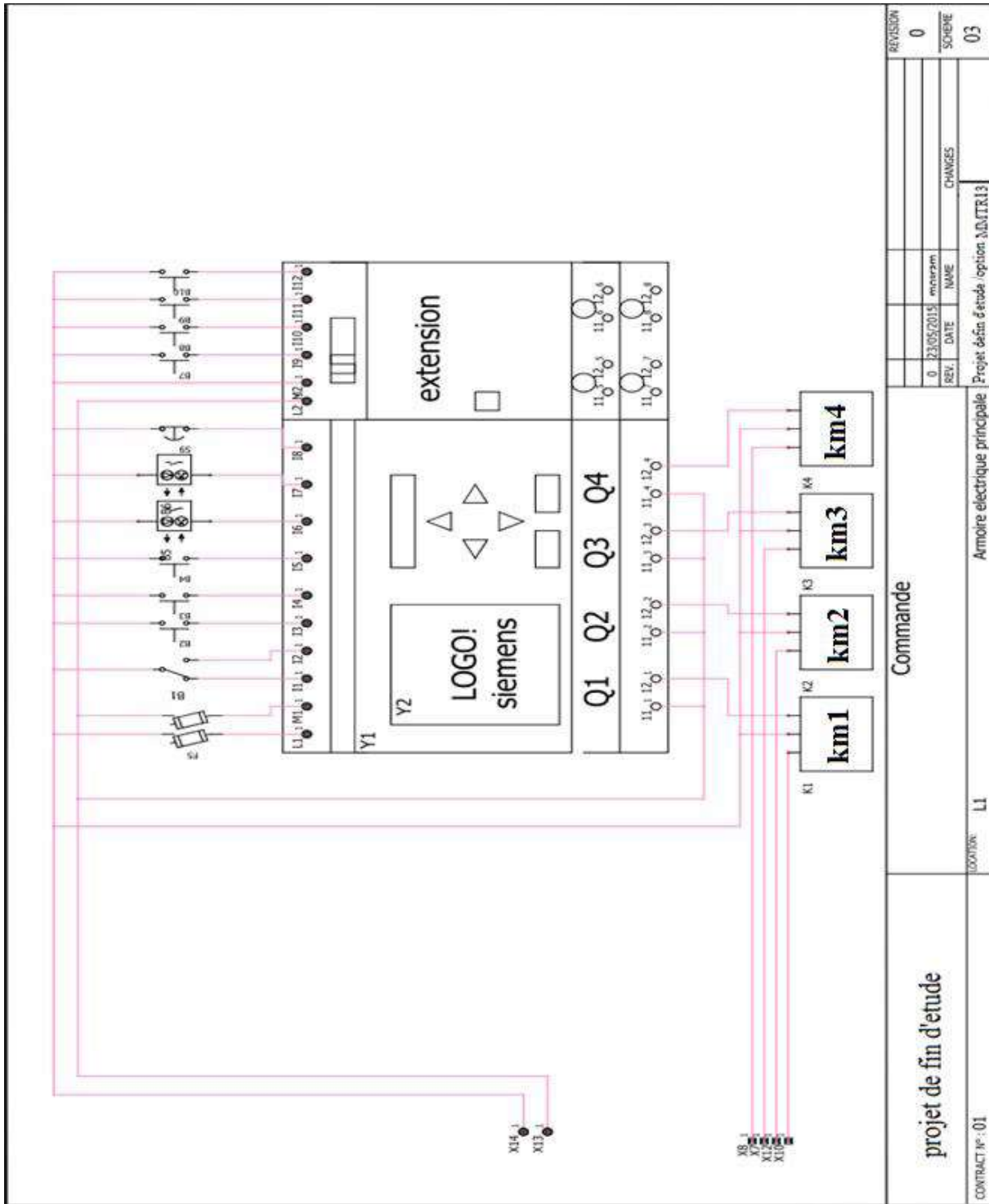


Figure II 30 Schémas de commande

II.3.2.4 . Consommation électrique

La machine consomme :

- Variateurs : 1500 Watt.
- Alimentation 24VDC : 100 Watt.
- Tension : 220 V.
- Fréquence : 50 Hertz

Notre armoire électrique compose de plusieurs composants :

- Un automate programmable.
- Deux variateurs de fréquence.
- Quatre relais 24 v DC
- Une alimentation de 24v DC
- Un répartiteur
- Des disjoncteurs
- Des boutons poussoirs et des switches



Figure II 31 Les différents éléments de l'armoire

- L'automate permet de contrôler le fonctionnement de la machine
- L'écran pour la visualisation de l'état de la machine, c'est une interface graphique entre la machine et l'opérateur elle utilise aussi pour faire le changement des valeurs de fonctionnement.
- Les variateurs de fréquence pour contrôler les moteurs asynchrone (la vitesse, sens de rotation, accélération, décélération...etc.)
- Une alimentation 24v DC pour alimenter (la partie commande).
- Les relais pour la commande les variateurs de fréquence

II.3.2.5 . Variateur de fréquence

1. Premier Variateur de fréquence

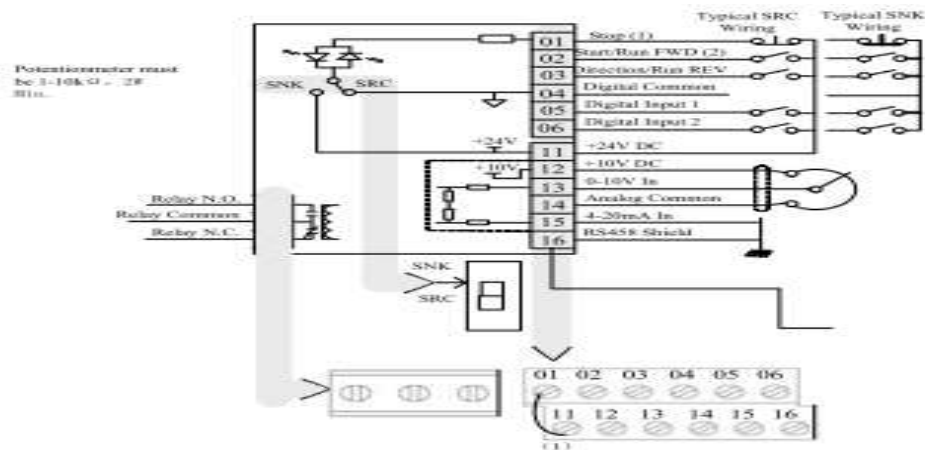


Figure II 32. Schéma du câblage de circuit principal et de contrôle

Dans notre armoire on a utilisé deux variateurs de fréquence le premier marque « hapi » pour assurer le bon fonctionnement du moteur asynchrone qui assure la rotation du mandrin (le mécanisme de rotation) il est important dans cette partie la vitesse de rotation qui nous donne le type d'enroulement des fibres.

Le tableau suivant montre les bornes principales de variateur

2 Deuxième Variateur de fréquence

Le deuxième variateur marque (EUROTHERM DRIVES) pour assurer le bon fonctionnement du deuxième moteur asynchrone qui assure le déplacement du bain de résine (le mécanisme translation) il est important dans cette partie de la vitesse de rotation qui nous donne l'angle d'enroulement des fibres.



Fig. II. 26. Deuxième Variateur « Eurotherm drives

Terminal	Description	
R/L1, S/L2	1- Phase Input	
R/L1, S/L2, T/L3	3- Phase Input	
P1, P2	DC Bus Inductor Connection ¹	
U/T1	To Motor U/T1	
V/T2	To Motor V/T2	 Switch any two motor leads to change forward direction
W/T3	To Motor W/T3	
DC+, DC-	DC Bus Connection	
BR+, BR-	Dynamic Brake Resistor Connection ²	
⏚	Safety Ground-PE	

Figure II 34 Vue de variateur sans le capot des borniers

II.3.2.6 . Programmations des variateurs de fréquence.

Ces types des variateurs de fréquence travaillent en quatre modes (mode terminal, console, serial Com, keyboard). Avant de démarrer les variateurs de fréquence il est nécessaire de les programmer en une configuration parce qu'ils contiennent plusieurs fonctions et paramètres (des pages), dans notre cas on n'a pas besoin que de travailler en mode terminal automatique c'est l'automate qui commande le démarrage et l'arrêt des variateurs.

II.3.3 . L'automate programmable

II.3.3.1 Définitions

L'automate programmable, souvent appelé automate programmable industriel (API, en anglais PLC pour Programmable logic Controller) pour rappeler son domaine privilégié d'utilisation, l'industrie, est apparu voici 40 ans et s'est rapidement répandu dans la production, la logistique, le conditionnement, la gestion technique de bâtiments, etc. Son développement a accompagné celui de l'automatisation de la production, la faisant passer du stade de la machine automatisée à celui du système automatisé de production (SAP), et il en est devenu, avec le robot, un composant majeur, le « fantassin de l'automatisation industrielle »

II.3.3.2 Rôles de l'API dans un système de production

L'API est donc d'abord un composant de commande, envoyant des signaux vers les actionneurs, en fonction des informations reçues de l'instrumentation du système matériel, La Partie Opérative, et des ordres reçus (consignes), selon une algorithmique appropriée définie par le programme [10].

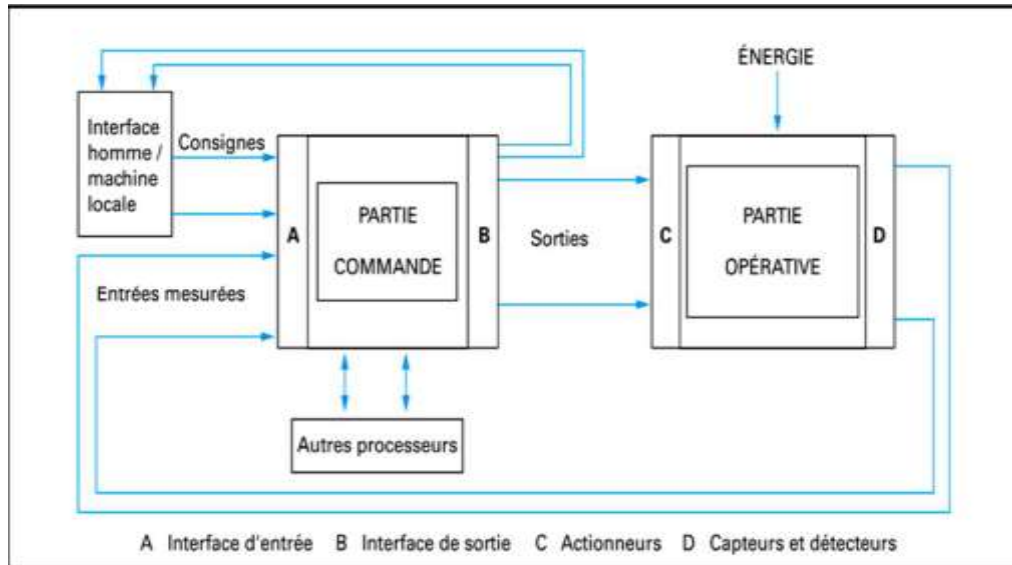


Figure II 28. L'automate en commande

II.3.3.3 . Caractéristiques techniques de l'API

Les caractéristiques principales d'un automate programmable industriel (API) sont :

- Compact ou modulaire
- Tension d'alimentation
- Taille mémoire
- Sauvegarde (EPROM, EEPROM, pile, ...)
- Nombre d'entrées / sorties.
- Modules complémentaires (analogique, communication ...)
- Langage de programmation.

II.3.3.4 . L'automate LOGO ! Siemens

LOGO c'est un API (qui nous permet d'exécuter des tâches dans la technique domestique et d'installation (notamment l'éclairage des cages d'escalier, l'éclairage extérieur, les stores, et bien d'autres choses).

Dans la construction des armoires de commande, des machines et des appareils (par exemple, les commandes des portes, les installations de ventilation, les pompes d'eau industrielle et bien d'autres choses).

II.3.3.5 . Justifications de choix de l'Automate Programmables LOGO

L'Automate Programmable LOGO est un produit de l'entreprise Siemens, elle est prévue pour des petites applications. Elle possède 8 entrées et 4 sorties, nous trouvons actuellement des LOGO qui ont plus d'entrées et des sorties (par exemple 12 entrées, 8 sorties). Le tableau suivant compare les différentes versions de l'API.

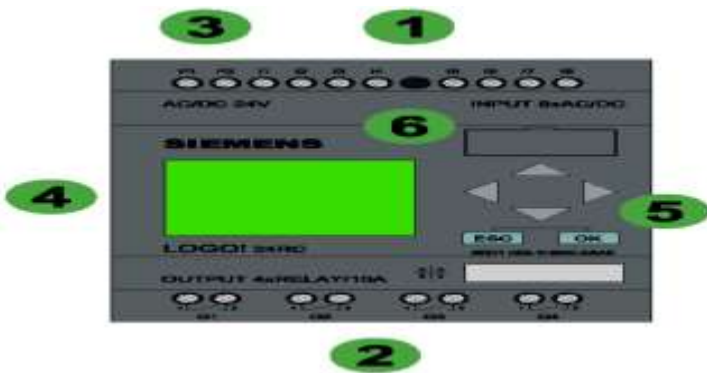
Type de LOGO	Alimentation et Contacts	Sorties	Version de l'automate LOGO
LOGO 24	Alimentation et contacts 24 V	Sorties transistorisées	Version 6 entrées et 4 sorties
LOGO 24R	Alimentation et contacts 24V	Sorties à relais	Version 6 entrées et 4 sorties
LOGO 24 L	Alimentation et contacts 24V	Sorties transistorisées	Version 12 entrées et 8 sorties
LOGO 24RC	Alimentation et contacts 24V	Sortie à relais+ horloge	Version 8 entrées et 4 sorties
LOGO 24RL	Alimentation et contacts 24V	Sorties transistorisées	Version 12 entrées et 8 sorties

Tableau. II. 29. Versions de l'automate LOGO

Tableau II 10 Versions de l'automate LOGO

II.3.3.6 . Caractéristiques techniques de LOGO

Les modules existent avec ou sans écran pour 8 entrées et 4 sorties. Les modules d'extension permettent des configurations jusqu'à 24 entrées, 16 sorties et 8 entrée analogique. Le logiciel permet l'utilisation de 8 fonctions de base et 26 fonctions spéciales. La cartouche mémoire permet de sauvegarder les programmes [11].



- 1- Bornier de raccordement des 1-
- Bornier de raccordement des entrées
- 2- Bornier de raccordement des sorties
- 3- Bornier d'alimentation de l'automate
- 4- Ecran LCD multi caractères
- 5- Clavier touches (flèches hautes, bas, droite gauche et touche ESC et OK)
- 6 - Emplacement pour la cartouche 2-
- Bornier de raccordement des sorties

Figure II 30. Les différentes parties de LOGO

Figure II 37 Les différentes parties de LOGO



- 1- Bornier de raccordement des entrées
- 2- Bornier de raccordement des sorties
- 3- Bornier d'alimentation de l'extension
- 4- Voyant RUN/STOP
- 5- Levier de connexion à l'automate LOGO

Figure II 38 les différents partis de l'extension LOGO

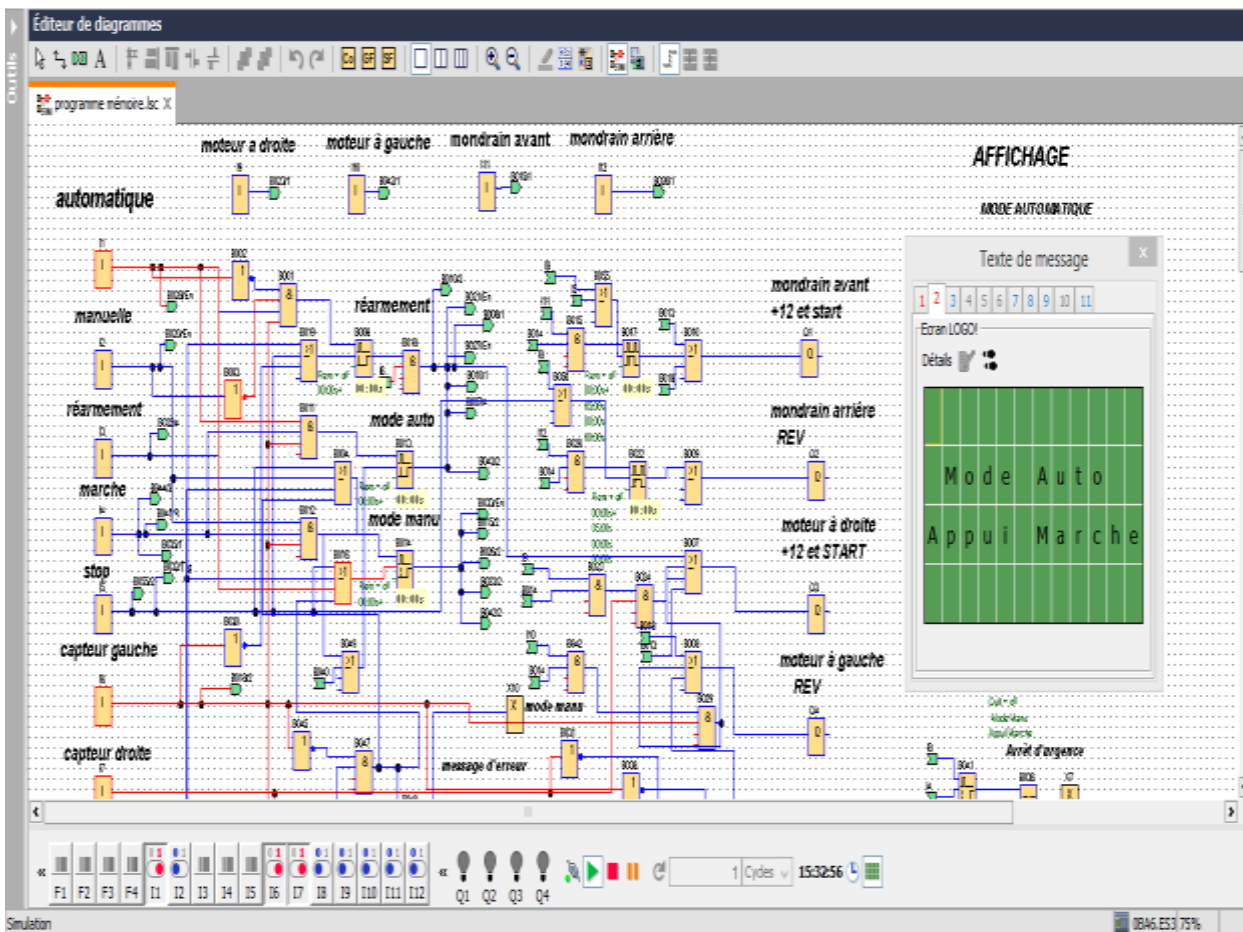
Avec des sorties à relais chaque contact supporte 2 A, l'alimentation des entrées se fait avec la même tension que celle d'alimentation de l'automate. Le LOGO peut se programmer avec un PC, toute fois le mode de programmation est le même, on actionne les touches du LOGO dessiné à l'écran. Le seul avantage est de pouvoir visualiser le programme dans son ensemble c'est pour cela on va utiliser ce logiciel pour avoir un affichage qui permet de visualiser les états logiques des sorties et des entrées et d'autres bloc, etc....

II.3.3.7 . Fonctionnalités de LOGO

Depuis des années, LOGO est le premier module logique qui résout les tâches simples d'automatisme dans les domaines tertiaire, résidentiel et industrielle. Sa modularité permet de s'adapter à toutes les applications, et son logiciel LOGO Soft Confort facile à utiliser avec un choix de 36 fonctions intégrées. Le contrôle et la commande s'effectuent grâce à un écran intégré rétro éclairé, ou écran extérieur LOGO ! TD.



Figure II 39. LOGO ! TD avec l'automate



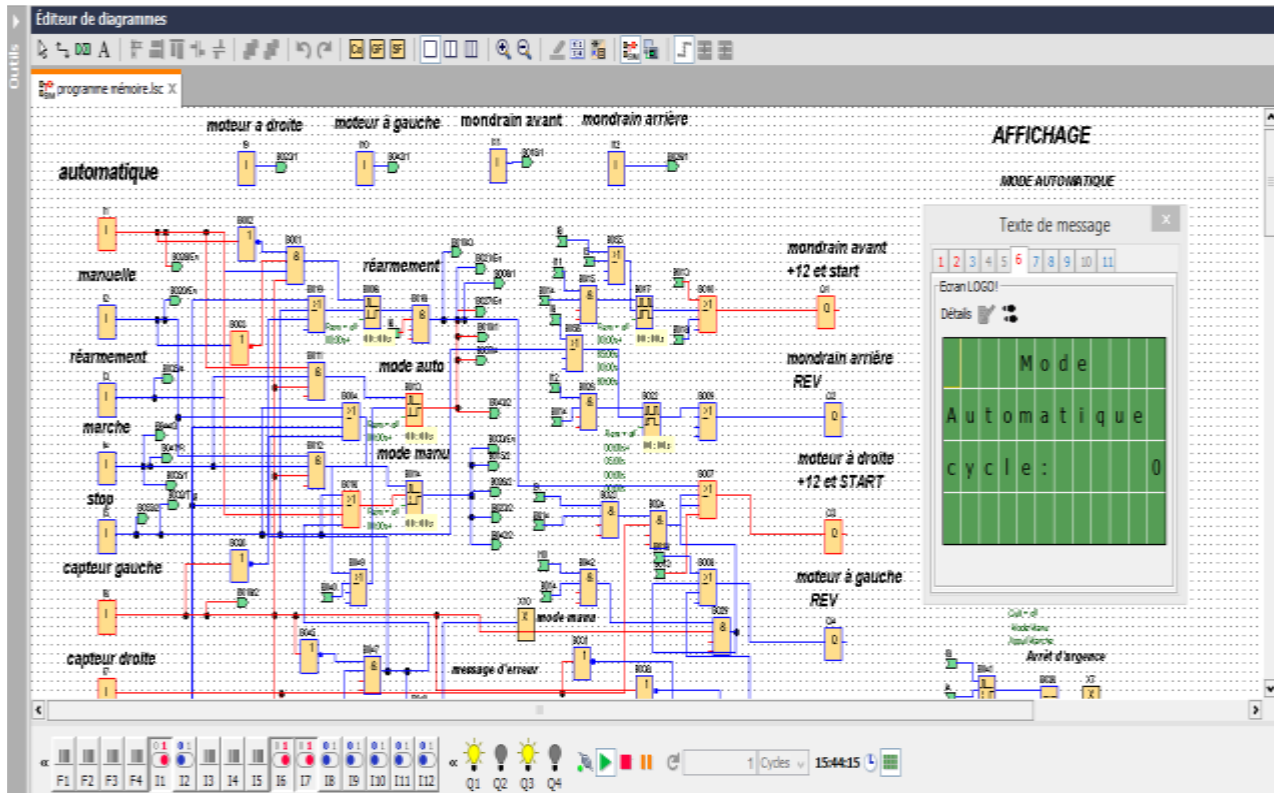


Figure II 40 .simulation de fonctionnement

LOGO permet d'économiser 50% des coûts de réalisation en remplaçant les appareils traditionnels, en utilisant des coffrets plus petits et en diminuant les frais de maintenance. Aussi il nous fait économiser 70% de votre temps en réduisant le câblage, en proposant des programmes type gratuits, en évitant les interventions.

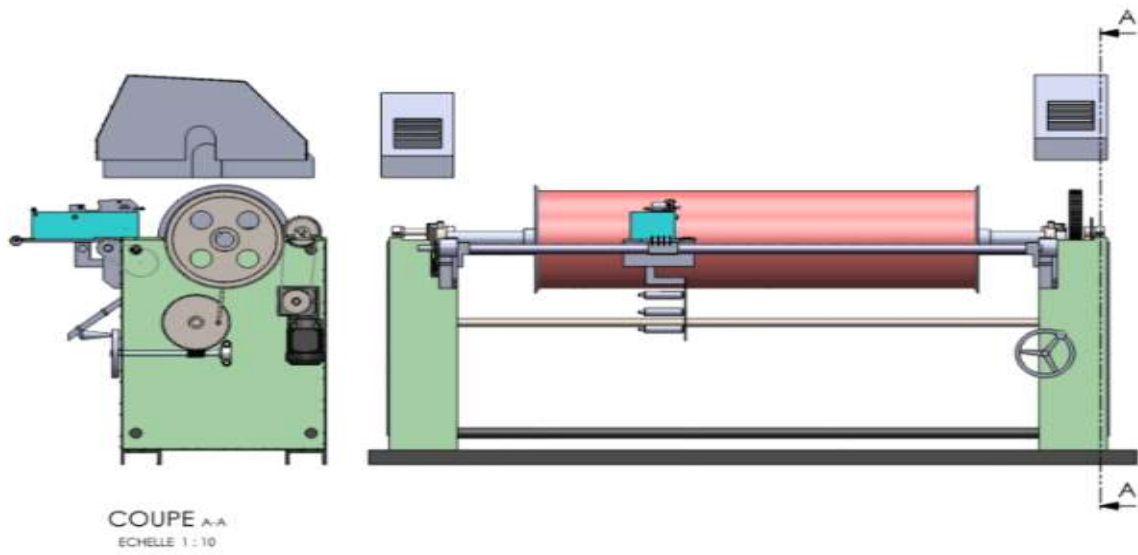


Figure II 41. Plan de la machine d'enroulement filamentaire.



Figure II 42. la machine d'enroulement filamentaire réaliser .

II.3.4 Fonctionnement de la machine

Avant de démarrer la machine il faut :

1. Mettre la machine sous tension.
2. Vérifier l'état des capteurs et leurs emplacements.
3. Placer le moule dans le mandrin.
4. Placer les bobines de la fibre à leur emplacement.
5. Faire des tests on mode manuel afin de connaître le bon fonctionnement du système.
6. Cliquer sur le bouton poussoir « réinitialisation » la partie opérative se rend à sa position initiale.
7. Vérifier sur l'écran le message d'accueil qui indique que la machine est prête.
8. Faire passer les fils des fibres sur l'ensemble des rouleaux du bain jusqu'au moule.
9. Vérifier que le bain de résine est rempli.

Au début nous devons choisir entre le mode manuel et automatique, l'automate vérifie que les mesures de sécurité sont en mode « off » si non, un message sera affiché sur l'écran de l'automate 'Bloque l'exécution du programme'.

Quand on met le commutateur en mode automatique, un message est envoyé de l'automate vers l'écran indique qu'il faut valider ce mode en appuyant sur le bouton poussoir marche à ce moment l'automate commence l'exécution du programme qui donne le fonctionnement de la machine.

Alors l'automate commence à exécuter le programme, deux contacts « Q1 et Q3 » sont fermés, ils permettent d'actionner les variateurs de fréquence en mode démarrage « RUN », Les moteurs asynchrones font démarrer les mécanismes de translation et de la rotation en même temps donnent une rotation de mandrin avec un déplacement du bain de résine.

Dès qu'un capteur fin de course est placé à droite, il détecte le bain de résine, donne un signal +24V à la septième entrée « I7 », arrête le déplacement et actionne la deuxième sortie de l'automate « Q2 » et change le sens de rotation du moteur à l'aide de variateur en mode inverse « REV », donc le bain de résine change le sens du déplacement vers la gauche jusqu'au capteur placé à gauche « I6 », ce dernier arrête le déplacement et change le sens vers l'autre.

A ce moment le compteur dans le programme incrémente un cycle, jusqu'à la valeur programmée, l'automate arrête la manipulation et rend la partie opérative à sa position initiale. Si on met le commutateur en mode manuel, un message est envoyé de l'automate vers l'écran indiquant qu'il faut valider ce mode en appuyant sur le bouton poussoir marche, à ce moment l'automate commence l'exécution du programme qui donne le fonctionnement manuel de la machine. Une fois ce mode est activé, le mode automatique sera désactivé nous pouvons sélectionner les mécanismes que nous voulons faire marcher.

Quand nous appuyons sur les boutons poussoirs du pupitre manuel, des signaux de +24 VDC seront envoyés aux entrées de l'extension de l'automate à partir de I1 jusqu'à I4.

- Le bouton poussoir qui est relié à l'entrée I1 tourne le mandrin à droite.
- Le bouton poussoir qui est relié à l'entrée I2 tourne le mandrin à gauche.
- Le bouton poussoir qui est relié à l'entrée I3 déplace le bain à droite jusqu'au capteur D.
- Le bouton poussoir qui est relié à l'entrée I4 déplace le bain à gauche jusqu'au capteur G.

Remarque :

Au cours du fonctionnement de la machine si une sécurité est déclenchée, la machine va s'arrêter automatiquement et un message sera affiché sur l'écran qui nous indiquera la localisation du problème.

II.4 Innovation de la machine

II.4.1 . Système élévateur

L'axe de rotation du mandrin des machine d'enroulement filamentaire existant est fixe notre machine dispose d'un système permettant d'avoir un axe flottant muni d'un 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 avec deux ressorts voire Figure II 43 . Figure II 5. Figure II 6. Ceci nous permet de compresser le tube composite et d'éliminer le bullage et le vides élimination des bulles d'air et avoir une uniformité du tube à fabriquer

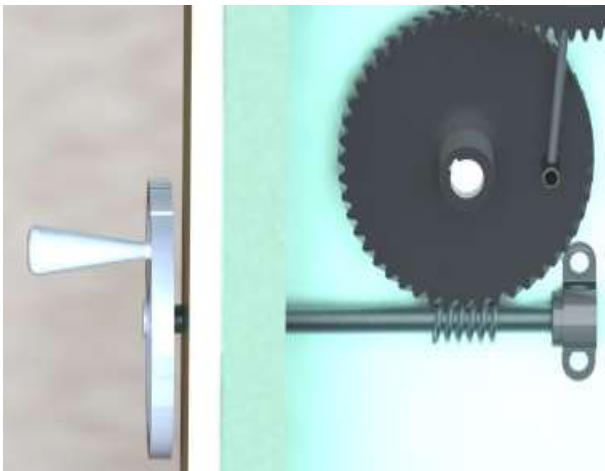


Figure II 44: Système élévateur

II.4.2 Un système de raclage du stratifil

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 réglable pour paramétrer la fraction volumétrique presser avec ressort entre eux.

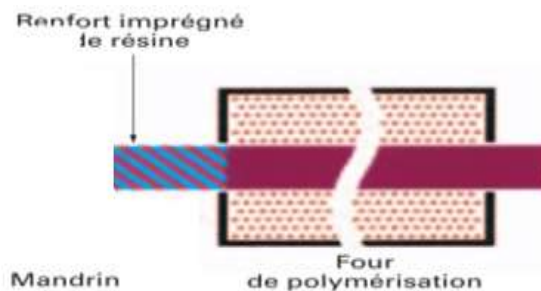


Système de
raclage

Figure II 45: Bain de résine.

II.4.3 La polymérisation sur machine

Le plus souvent la polymérisation est effectuée en étuve cette opération se fait machine à l'arrêt et il faut démonter le tube composite, dans notre cas sans enlever le tube et la machine continue à tourner nous avons ajouté un système qui peut être chauffé le tube avec mandrin jusqu'à atteindre une polymérisation totale chauffées par des panneaux radiants et nous facilite le démoulage du tube composite du mandrin, afin d'accélérer la polymérisation et le durcissement après avoir terminé l'opération d'enroulement.



II.5 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 ($p = 9,525$ mm), un engrenage cylindrique droit de module 4 mm

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. 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. 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 filamentaire 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. Nous avons conçu et réalisé une machine à enroulement filamentaire pour la fabrication de pièces de révolution en matériaux composites naturels à partir de fibres unidirectionnelles et enroulées autour d'un cylindre. Nous avons exploré les

difficultés que pose l'enroulement filamentaire tant dans la phase conception et réalisation de la machine que dans celle de sa mise au point : paramètres d'avance, de rotation, d'angles d'enroulement, résines utilisées, renforts, constitution des stratifiés (nombre de plis ou de couches, épaisseurs, angle d'enroulement, etc...). Nous avons procédé à la réalisation d'une série de tubes avec des fibres de natures différentes, imbibées de résine et enroulées sous différents angles. Les tubes ainsi conçus ont été traités thermiquement afin d'accélérer le durcissement de la résine.

III Elaboration des tubes composites.

III.1 . Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la méthode d'élaboration de tubes en composites, (résine + fibres), réalisés par le procédé d'enroulement filamentaire qui est une méthode bien adaptée aux pièces cylindriques : tubes, réservoirs, Pour la réalisation des tubes nous avons utilisé deux renforts : fibres de Jute, fibre de Verre et hybride.

Nous avons confectionné 13 catégories de tubes de même diamètre interne $DN = 91\text{mm}$; ces tubes se composent de 4 couches de fibres, préalablement imbibées de résine, enroulées sous différents angles α ($50^\circ, 55^\circ, 60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 75^\circ, 80^\circ, 85^\circ, 90^\circ$).

Les tubes ainsi réalisés sont traités thermiquement afin d'accélérer le durcissement de la résine, puis caractérisés mécaniquement.

III.2 . Caractéristiques de la résine et des renforts

Les tubes sont constitués de fibres de Jute fibre de Verre et d'une résine thermodurcissable Epoxy.

III.2.1 Caractéristiques de la matrice en résine

La résine G35 utilisée (fiche technique en Annexe 1) est commercialisée sous le nom « LORN » et est à base de résine époxy et d'un durcisseur spécifique, le Tableau III.1 présente quelques caractéristiques physiques [7].

Résine EPOXY LORN	Résine	Durcisseur
Densité à 23°C	1.5	1.01
Viscosité à 23°C	12000	800
Rapport d'emploi en poids	65%	35%

Figure III 1. Caractéristiques de la résine

A partir de cette résine, nous avons élaboré des éprouvettes en haltère, selon la norme ISO 527, afin d'en déterminer les caractéristiques mécaniques. Les essais de traction sont effectués sur une machine Zwick/Roel de capacité 10 KN, dotée d'un extensomètre de haute résolution. La Figure III.1 présente les courbes de 3 essais de traction réalisés sur cette résine, et dont les caractéristiques mécaniques (module d'Young et contrainte maximale) sont présentées dans le Tableau III.2

La résine utilisée est la résine époxy commercialisée sous le nom « Lorn » à base de résine époxy bis A et d'un durcisseur spécifique apportant au système une très grande adhérence et un faible jaunissement.

Résine époxy lorn	Résine	Durcisseur
Densité à 23°C	1.5	1.01
Viscosité à 23°C	12000	800
Rapport d'emploi en poids	65%	35%

Figure III 2. Caractéristiques de la résine

[8].

Pour déterminer les caractéristiques mécaniques de cette matrice nous avons élaboré des éprouvettes à partir de cette résine Figure III.1. Les éprouvettes élaborées ne sont pas des éprouvettes en haltère selon la norme ISO 527, car on ne dispose pas du moule nécessaire pour élaborer cette forme d'éprouvette. Les dimensions des éprouvettes sont présentées dans la Figure III.2.

Les essais de traction sont effectués au CRTI (centre de recherche en technologie industriel) chéraga, Alger, sur une machine MTS Criterion (Machines universelles statiques hydraulique MTS Criterion) de capacité 100 KN, dotée d'un extensomètre de haute résolution. Les essais de traction sont effectués sur 05 éprouvettes. Les résultats des essais de traction sont présentés dans la Figure III.3.



Figure III 3. Epruvette de résine

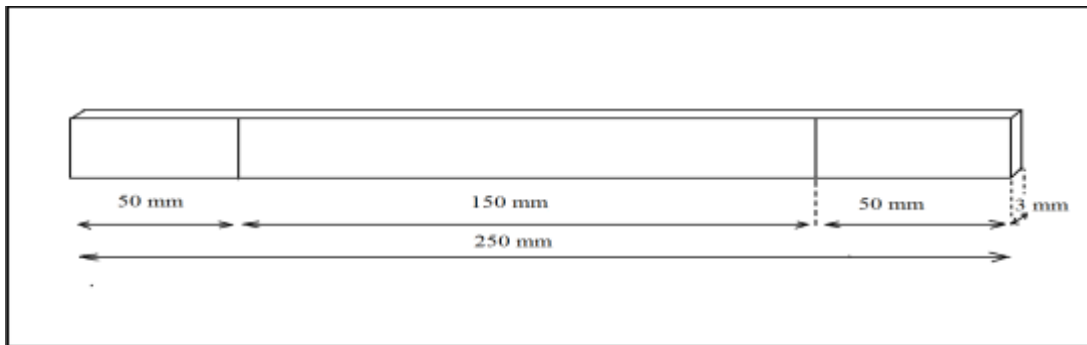


Figure III 4. Dimension des épruvettes de résine

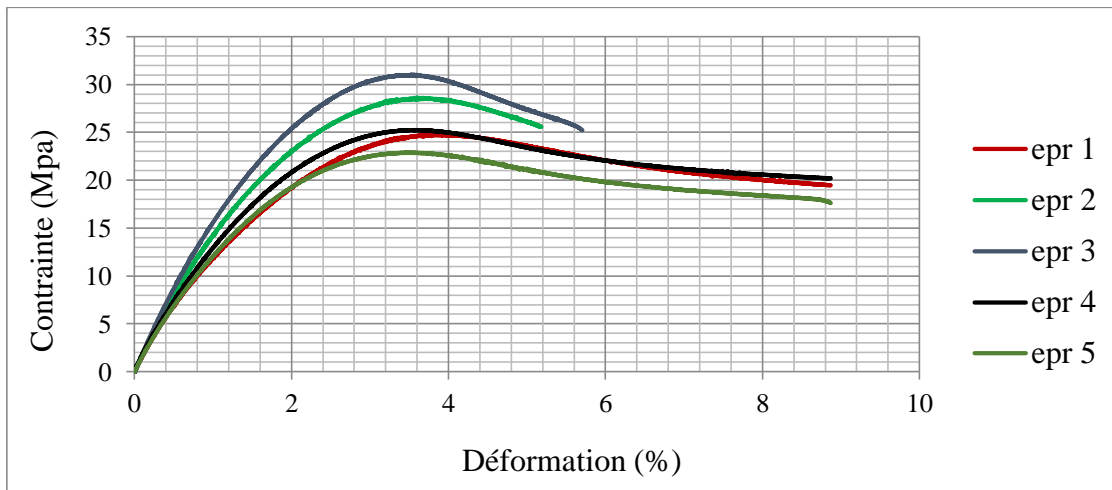


Figure III 5. Comportement de la résine époxy LORN en traction

Les caractéristiques mécaniques (module d'Young et contrainte maximale) sont présentées dans le **Tableau III-I**.

t	Stress (Mpa)	Module de Young (Gpa)
1	27,34	1,07
2	28,58	1,14
3	28,12	1,08
4	25,75	1,00
5	27,11	1,06
6	29,81	1,14
7	31,07	1,24
Moyenne	28,25	1,10
Ecart type	1,77	0,08

Tableau III-II.Caractéristiques mécaniques de la résine.

III.2.2 . Caractéristiques du renfort

III.2.2.1 Matériaux Jute

Les fibres utilisées sont des faisceaux de fibre de jute en bobine TEX 920 ayant un diamètre moyen de ont été fournis respectivement par les sociétés de textile TEXALG ABEJE BEJAIA Algérie

Le jute (*Corchorusolitorius L.* et *Corchoruscapsularis L.*), la deuxième fibre naturelle en importance dans la quantité produite après le coton. Les fibres de jute utilisées dans la présente enquête ont été fournies par Ropes Factory Co. Ltd., Bejaïa, Algérie, sous forme de fils. Le fil de jute se compose des principaux composants de la cellulose (58 à 63 %), de l'hémicellulose (21 à 24 %), de la lignine (12 à 14 %) et, en plus, de certains oligo-ingrédients comme les matières azotées, les graisses, les cires et les cendres... etc. (Gejo et coll., 2017). Le fil de fibre de jute a été produit en 3 brins torsadés et leur angle de torsion se situant entre 13° et 18° est l'angle entre une tangente à l'hélice. Le diamètre moyen a été mesuré à l'aide d'un microscope optique à trois endroits différents Figure III.4. La valeur moyenne trouvée est d'environ 800 m et leur densité de 1,01 g/cm³ déterminée à l'aide d'un pycnomètre.

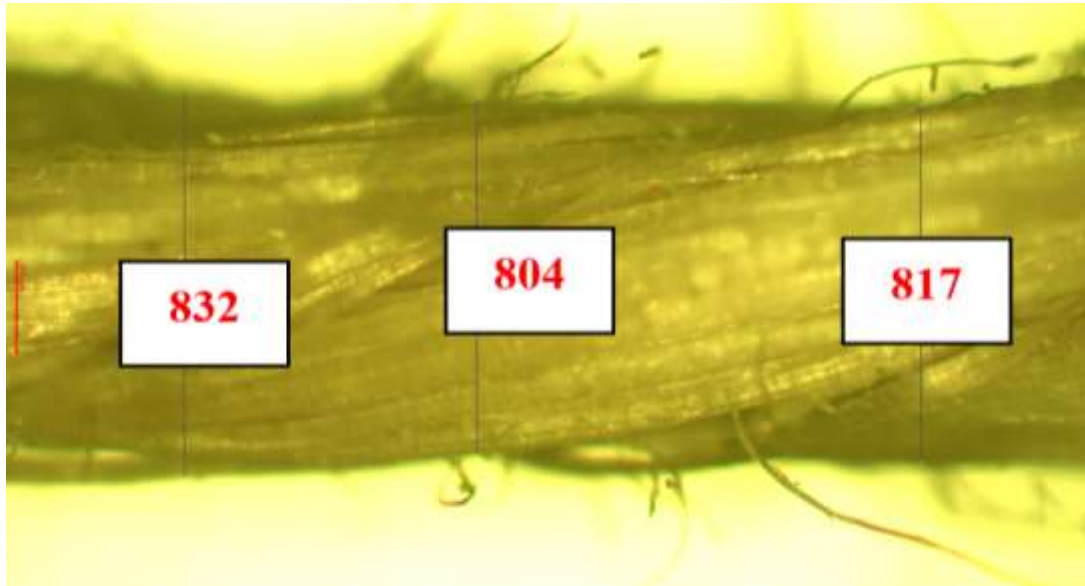


Figure III 6 Epaisseur d'un fil de jute

III.2.2.1.1 Spectrométrie infrarouge à transformée de Fourier (FTIR)

Les spectres FTIR ont été obtenus à l'aide d'un Thermo Scientific Nicolet iS10 FTIR avec une résolution du nombre d'ondes de 1 cm^{-1} après 32 balayages continus. Les spectres ont été enregistrés entre 4000 et 400 cm^{-1} à une température de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et 50% d'humidité relative. Figure III.5.



).

Figure III 7 Spectrométrie infrarouge à transformée de Fourier (FTIR).



Figure III 8 Analyse thermogravimétrique (TGA).

Les études TGA et DTG ont été réalisées à l'aide d'un METTLER TOLEDO TGA/DSC 3+ à l'aide d'un échantillon d'environ 10 mg chauffé entre 30 °C et 600 °C dans une atmosphère de N₂ avec un débit de 50 ml/min.



Figure III 9 Calorimétrie à balayage différentiel (DSC).

L'analyse DSC a été réalisée avec DSC 3+ (METTLER TOLEDO)(Figure III.4.1 et 2). L'échantillon pèse environ 6 mg chauffés de 30 °C à 550 °C à un taux de chauffage de 10 °C/min. L'azote a été utilisé comme gaz porteur avec un débit de 100 ml/min.

Les essais de traction ont été effectués à l'aide d'une machine d'essai universelle Zwick/Roell de type Z2.5 équipées d'une cellule de charge de capacité de 200 N(Figure III.5). La vitesse des essais était de 2 mm/min et d'une longueur de 80 mm à une température ambiante de 23 °C et d'une humidité relative d'environ 50 %. Vingt échantillons ont été testés pour la cohérence des résultats, selon la procédure

standard ASTM D3822-07. Le diamètre de la fibre est supposé être de forme cylindrique pour la détermination de la contrainte de traction.

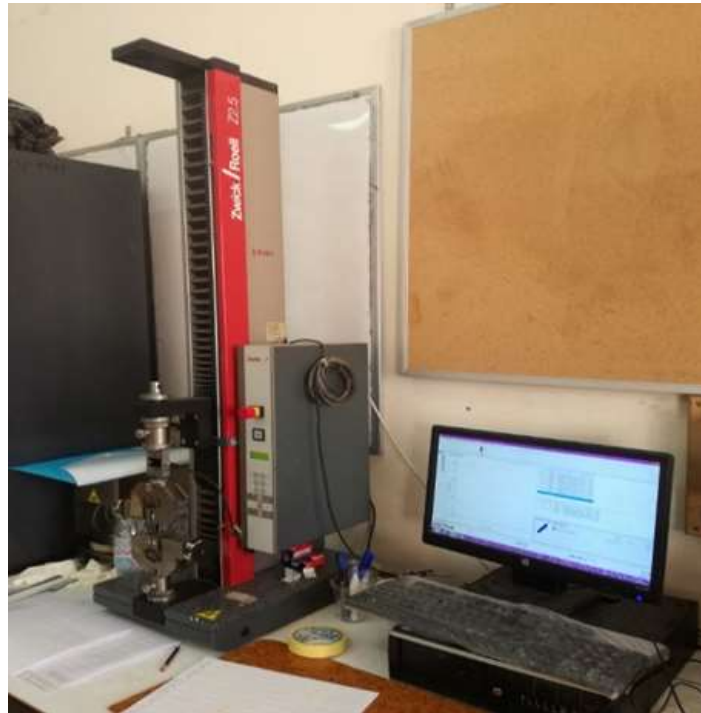


Figure III 10 .Essais de traction des fils de fibres

Les propriétés de traction de toute fibre naturelle sont difficiles à analyser en raison de la dispersion des résultats en fonction de la situation géographique et de ses conditions météorologiques de croissance, de l'âge de la plante, du temps de récolte et de la méthode d'extraction, etc. plusieurs chercheurs ont utilisé des modèles de distribution de Weibull pour estimer les propriétés de traction des fibres lignocellulosiques (Boumediri et coll., 2019; Maache et coll., 2017; Amroune et coll., 2015; Saaidia et coll., 2015). De cette façon, les résultats obtenus ont été analysés par les modèles Weibull à 2 et 3 paramètres comme suit :

$$\text{Weibull2-P: } F(x) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{x}{s} \right)^\beta \right] \quad (1)$$

$$\text{Weibull3-P: } F(x) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{x - s_0}{s} \right)^\beta \right] \quad (2)$$

Où : $F(x)$ est la probabilité de défaillance jusqu'à la contrainte appliquée x ;

β est le paramètre de forme qui caractérise la largeur de la distribution ;

S est le paramètre d'échelle, qui est approximativement la moyenne ou la contrainte de défaillance prévue. Les résultats obtenus ont été analysés par le logiciel Minitab 17 à un niveau de confiance de 95%.

La figure III.6 montre les spectrogrammes infrarouges des fils de jute. Selon la figure, le premier pic de haute intensité observé à 3340 cm^{-1} est dû à la vibration d'étirement hydroxyle O-H et à la liaison hydrogène des groupes hydroxyles (Bezazi et al., 2014). Les pics suivants sont de 2925 cm^{-1} et 2854 cm^{-1} en raison des vibrations asymétriques et symétriques du CH_2 de la cellulose et des hémicelluloses, respectivement (Boumediri et al. 2019). Le pic de 1739 cm^{-1} correspond à l'étirement du groupe carbonyle $\text{C}=\text{O}$ du groupe ester dans les hémicelluloses. Des pics de 1508 cm^{-1} et de 1425 cm^{-1} sont associés à l'étirement $\text{C}=\text{C}$ des vibrations squelettiques aromatiques et à la flexion CH de la lignine, respectivement (Maache et al., 2017).

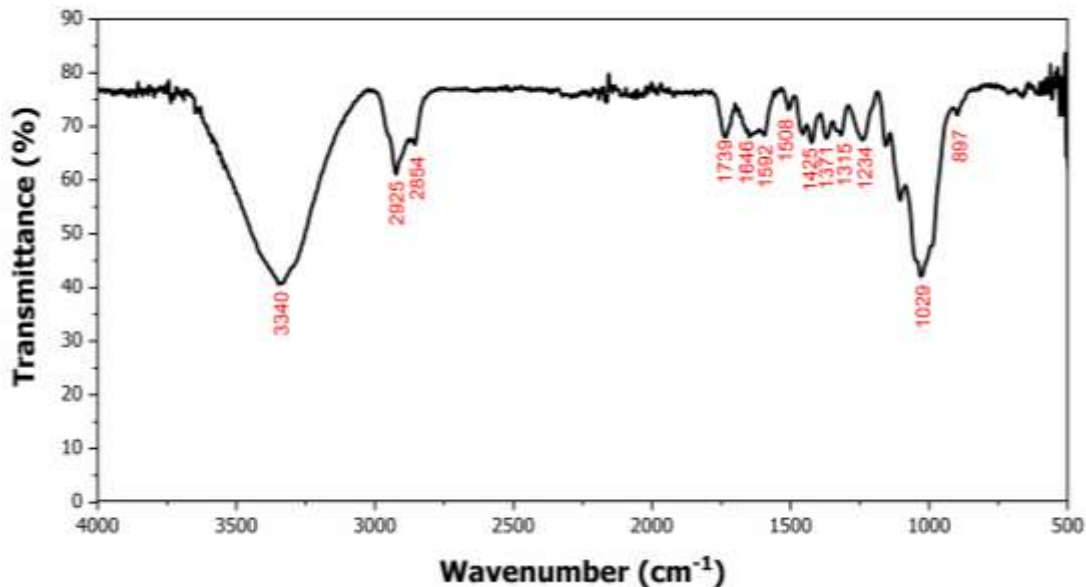


Figure III 11. Les spectrogrammes infrarouges des fils de jute

Le pic observé à 1371 cm^{-1} est attribué à la vibration de flexion du groupe C-H de l'hémicellulose et du cycle aromatique de la cellulose. Le petit pic de 1315 cm^{-1} est attribué à la vibration de bascule du CH_2

dans la cellulose (Fiore et al., 2014). La bande d'absorbance à 1234 cm^{-1} est assignée à l'étirement C-O du groupe acétyle dans la lignine (Boumediri et al. 2019). Le grand pic observé à 1029 cm^{-1} est attribué à l'anneau d'étirement C-O dans l'hémicellulose (Saaidia et al., 2015). Le dernier pic à 897 cm^{-1} indique la présence de liens β -glycosides entre les monosaccharides (Bezazi et coll., 2014) Tableau III.3.

Plage d'ondes (cm^{-1})	Affectation des vibrations	Source
897	Étirement C–O–C	β -glycosidic linkage in Cellulose
1029	Anneau d'étirement C–O	Cellulose,
1234	C=O Étirement	Hémicelluloses
1315	Vibration de bascule CH ₂	Cellulose
1371	Vibration de déformation C-H	Cellulose
1425	Flexion CH ₂	Cellulose
1508	C=C des vibrations squelettiques aromatiques	Lignine
1592	C=O étirage de l'acide carboxylique et de l'ester	Lignine
1739	C=O Étirement de la vibration de l'acétyle	Hémicellulose
2854	Étirement symétrique CH ₂	Cellulose, Hémicellulose
2925	Étirement asymétrique CH ₂	Cellulose, Hémicellulose
3340	Étirements O–H	Hydroxyle groups

Tableau III-III .Composition chimique.

III.2.2.1.2 Analyse TGA

L'analyse TGA et DTG des fils de jute a été effectuée pour caractériser la stabilité thermique des matériaux de fibres naturelles et les résultats sont présentés à la figure III.7.

La courbe de dégradation thermique des fils de fibres de jute s'est produite en quatre grandes étapes à 62 °C, 285 °C, 330 et 428 °C. Le stade initial de dégradation s'est produit à 62 °C, entre la température ambiante et 120 °C en raison de l'élimination de la teneur en humidité des fils de fibres de jute [10].

Le deuxième pic de dégradation observé à 285 °C est lié à la dégradation des hémicelluloses. Le troisième stade de dégradation montre que le pic le plus élevé est apparu à 367 °C, ce qui indique la présence de la région cristalline de la cellulose. Le dernier stade de dégradation à 428 °C indique la dégradation de la lignine, composée d'unités de polymères aromatiques fortement réticulées. De plus, des quantités de résidus carbonisés ont été observées avec un poids d'environ 3,72 %.

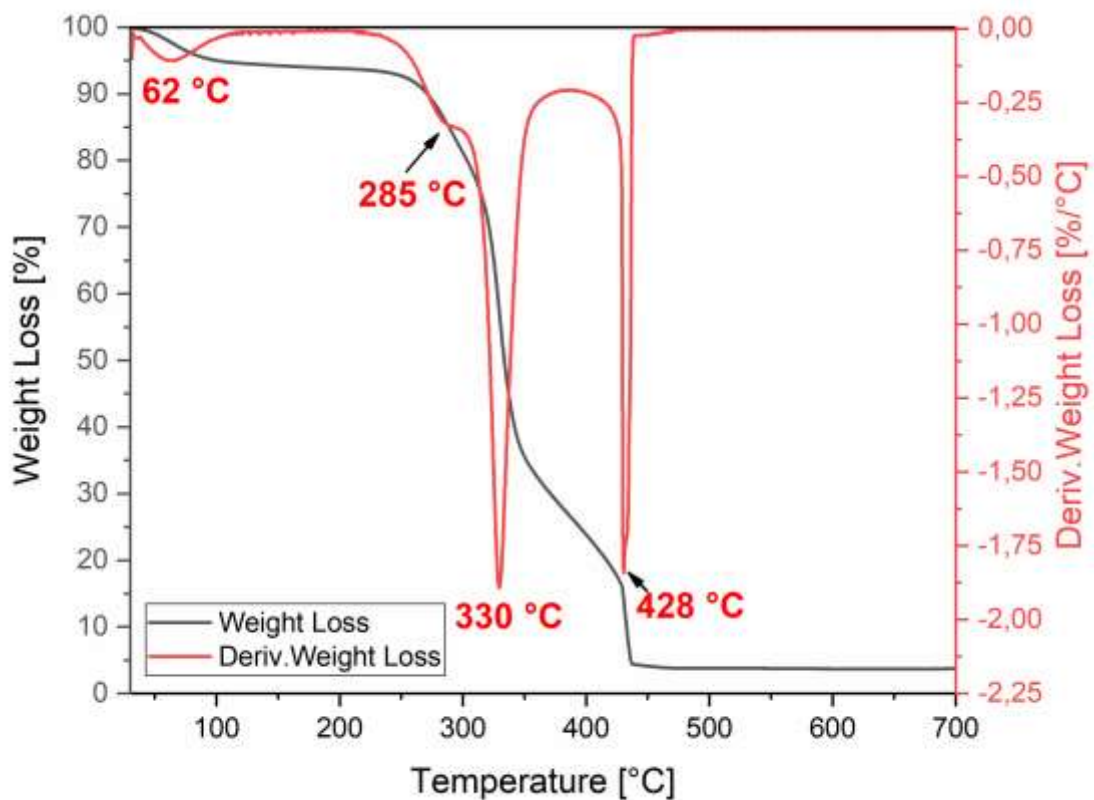


Figure III 12 Fils de jute TGA courbes

III.2.2.1.3 Analyse DSC

La figure III.8 montre le thermogramme à balayage différentiel (DSC) des fils de jute. Le premier pic endothermique a été centré à 101 °C peut être attribué à la chaleur requise par la fibre pour évaporer son contenu en humidité. Cette plage de température est en accord avec les résultats TGA, dans lequel le

premier stade de dégradation a été l'évaporation de l'humidité à une température comprise entre 30 et 120 °C.

L'enthalpie correspondante calculée en intégrant le pic est égale à 149,41 J/g. La région comprise entre 120 et 240 °C ne présente aucun changement exothermique ou endothermique, suggérant que les fibres de jute sont stables entre ces températures [12]. Un autre pic endothermique d'environ 245 °C est attribué à la dégradation de l'hémicellulose. La première bosse exothermique de la courbe a été observée à une température d'environ 330 °C due à la dégradation thermique de la cellulose. Il est également noté dans la même courbe qu'un deuxième pic exothermique à environ 391 °C indique la décomposition de la lignine dans les fibres. Par la suite, le reste de l'omble a été oxydé et le reste de la masse a été consommé.

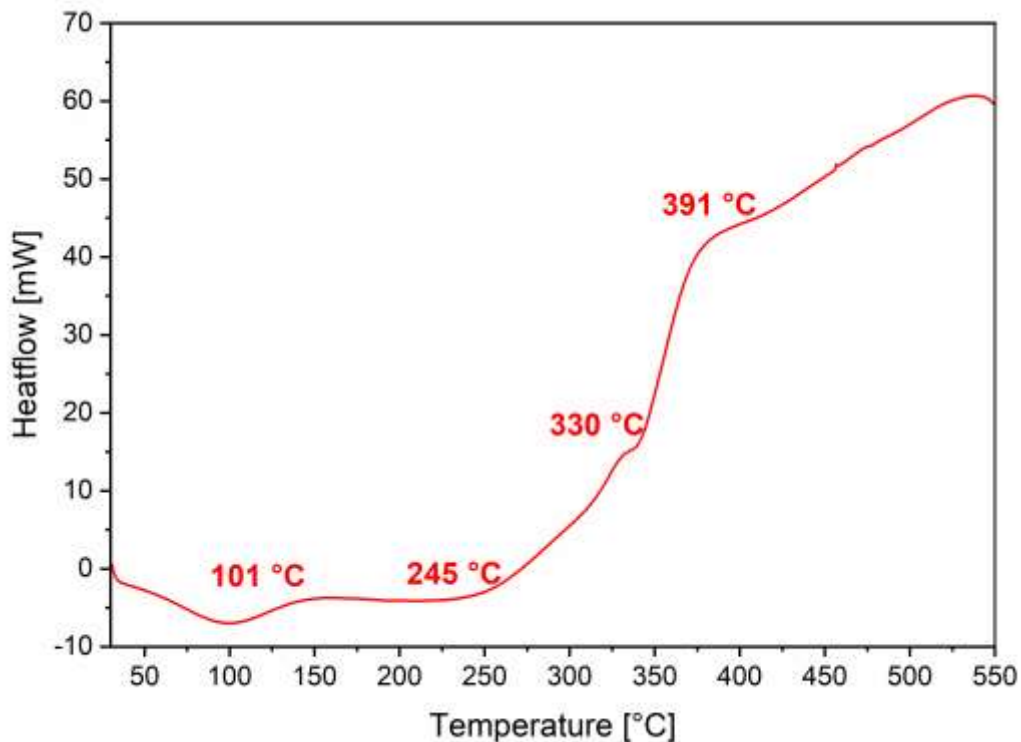


Figure III 13 Fils de jute courbes DSC

III.2.2.1.4 Essais de traction des fils de jute

Les propriétés de traction des fils de jute tels que la contrainte de traction, la déformation à la rupture et le module de Young sont interprétées avec le profil de la courbe contrainte-déformation illustré à la Figure III.9. La contrainte de traction 286,94 32,87 MPa, la déformation à la rupture était de 3,30 0,31

% et la valeur du module de Young calculée avec la pente acquise à partir du diagramme contrainte-déformation était égale à 4,24 0,64 GPa. Ces valeurs sont largement supérieures à celles relevées dans d'autres études précédentes, comme celles de Saaidia et al. (2016), où l'on a enregistré une résistance à la traction de 117,7 MPa et une déformation à la rupture de 4,39 %.

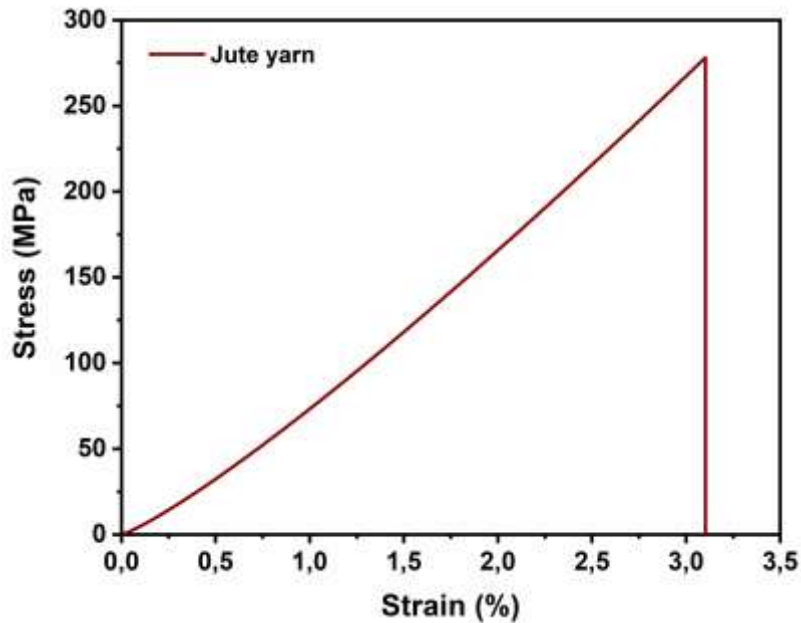


Figure III 14 Courbe de déformation typique des fils de jute

III.2.2.1.5 Analyse statistique.

Le graphique de distribution de probabilité des données recueillies à partir de vingt essais de traction de fils de jute caractéristiques de contrainte, module de Young et la déformation à la rupture avec un deux et trois paramètres distributions de Weibull sont présentés dans les figures III.10 et 11. Le graphique permet d'estimer les paramètres statistiques tels que les facteurs de forme et d'échelle de la distribution et de confirmer l'intégrité des données acquises avec la distribution de Weibull (Fiore et al., 2014). Tous les points de données sont presque plus proches de la ligne de normalisation. Le facteur de forme vérifie la cohérence des données mesurées et son intensité est proportionnelle au rapport entre la valeur moyenne et l'écart-type. Ainsi, le facteur de forme calculé de 8,48 à 12,87 varie pour des propriétés comme la déformation à la rupture, le module de Young et la contrainte de traction pour les distributions de Weibull à 2 paramètres (figures III.10), tandis que pour 3 paramètres, le facteur de forme se situe dans la plage de 1,59 à 2,49 (figures III.11).

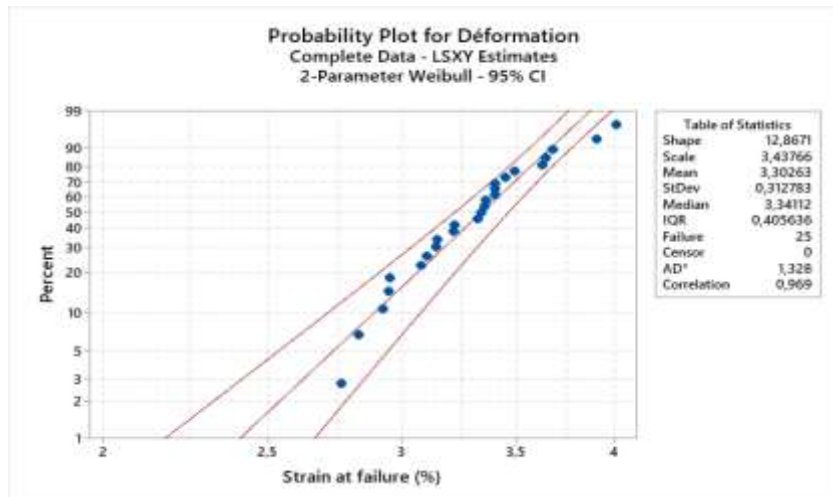
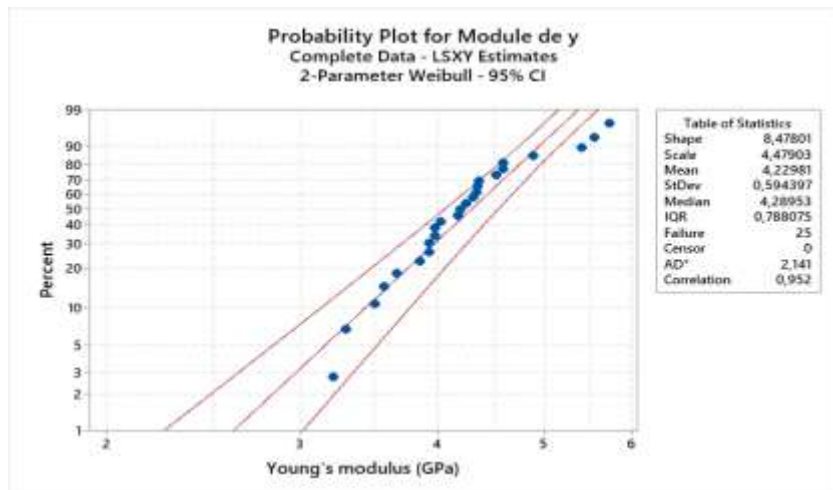
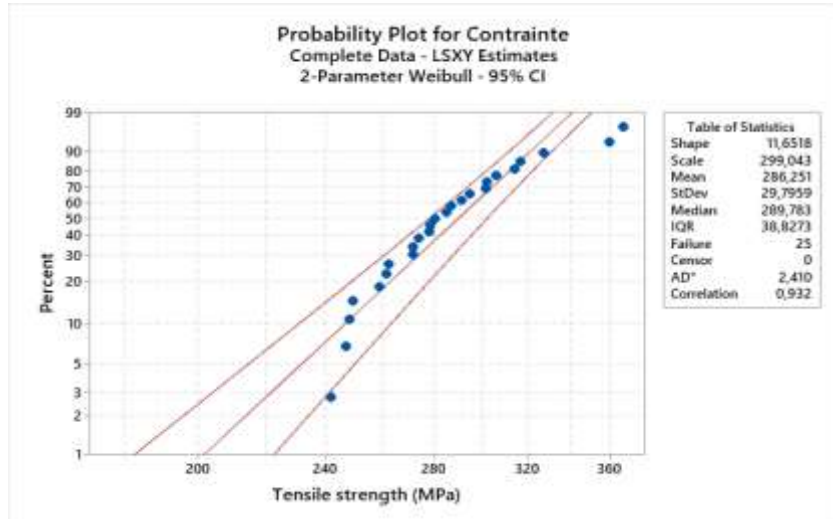


Figure III 15 Deux paramètres Distributions de Weibull pour la contrainte de traction, le module de Young et la déformation à la rupture pour les fils de jute

D'après les tracés de distribution de Weibull, les valeurs R-Squared calculées pour la contrainte de traction sont de 0,932 pour le 2-P et de 0,993 pour le 3-P, le module de Young est égal à 0,952 obtenu à l'aide du 2-P et de 0,988 pour le 3-P et la déformation à la rupture est de 0,969 pour le 2-P et 0,994 pour 3-P, tous les R2 sont plus proches de 1.

Il convient de conclure que le graphique de données dispersées des caractéristiques des fils de jute s'insère parfaitement dans la ligne de distribution de Weibull à trois paramètres avec un niveau de confiance (IC) de 95 %, contrairement à la distribution de Weibull à deux paramètres qui a certaines données en dehors de l'IC à 95 %.

Sur la base du paramètre R2 et de la distribution des données sur un niveau de confiance de 95 %, on peut conclure que le modèle Weibull à trois paramètres est plus approprié pour analyser la propriété de traction des fils de jute que le modèle à deux paramètres. Alors que les mêmes études antérieures signalaient les effets indésirables (Maache et coll., 2017; Amroune et coll., 2015; Saaidia et coll., 2015; Saaidia et coll., 2017).

III.2.3 Matériaux Fibres de Verre

Le Tableau III.4 présente quelques caractéristiques des fibres de jute et de verre utilisées comme renforts. Nous avons utilisé les fibres de verre E type EDR24-2400Tex fournie par Maghreb Pipe Industries Les caractéristiques de la mèche de fibre de verre E utilisée sont données dans le tableau III.4 Les renforts les plus couramment utilisées dans la fabrication des tubes composites sont. Les caractéristiques de la fibre de verre utilisée ci-dessous

Caractéristique	Unité	Valeur
Densité	Kg/m ³	2540
Contrainte limite en traction	MPa	1970
Elongation limite	%	3 à 4
Module d'élasticité en traction	MPa	78000
Diamètre du filament	µm	24
Coefficient de Poisson	/	0.22

Tableau III-IV. Caractéristique de la fibre de verre type EDR24-2400-386



Figure III 16. Bobine de Fibre de verre type EDR24-2400tex

III.3 . Élaboration des tubes.

Pour réaliser les 40 tubes sur lesquels portera notre étude, nous avons procédé à quelques préparatifs.

III.3.1 . Préparation du mandrin.

- Créer une entaille le long du mandrin afin d'agrandir le diamètre du tube en mettant un fil métallique de faible diamètre 1 mm le long de cette entaille. Cet agrandissement sert à faciliter l'extraction du tube après durcissement de la résine.
- Utilisation du papier abrasif pour polir le mandrin.
- Utilisation d'un démoulant en essuyant le mandrin pour éviter l'adhérence avec le tube.

III.3.2 . Préparation de la résine.

- Préparer un mélange de 35% durcisseur et 65% de la résine époxy (% pondéral).
- Homogénéiser le mélange manuellement.

La résine préparée sera versée dans un le bac a résine de la machine d'enroulement filamentaire (Figure III.12), de sorte que les fibres sont imprégnées avant d'être enroulées au mandrin de la machine, pour épouser la forme de tube.

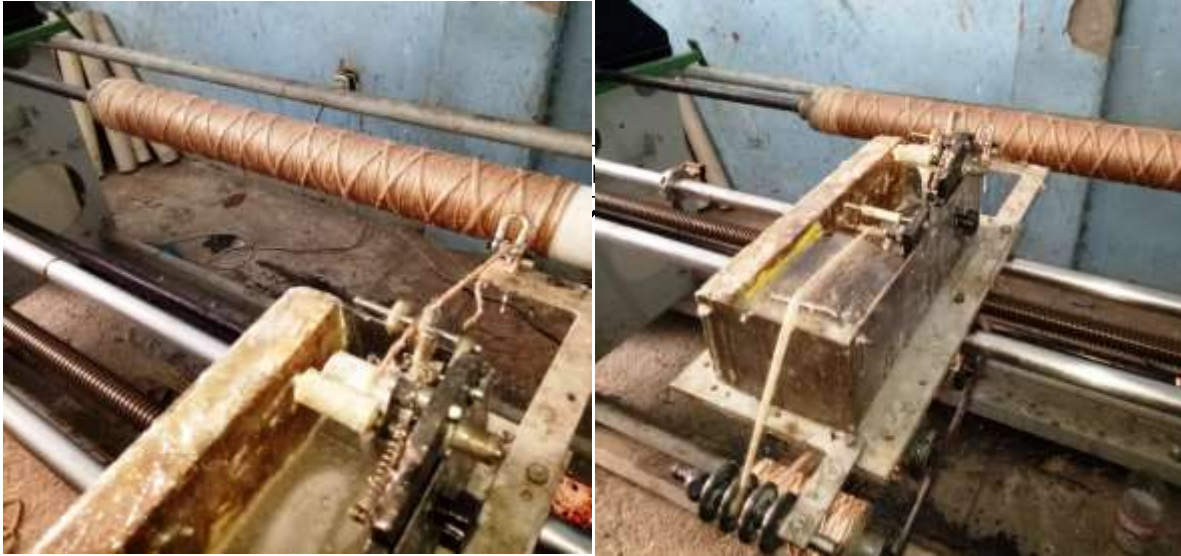


Figure III 17. Bac d'imprégnation [24].

III.3.3 . Préparation des paramètres de la machine et choix l'angle d'enroulement

Après différents essais nous avons pu déterminer les fréquences adéquates du mandrin et de chariot pour chacun des angles choisis pour notre étude (Tableau III.5). Ces fréquences sont par la suite réglées par nos soins avant le lancement automatique de la machine qui procèdera à l'enroulement des fibres.

L'angle d'enroulement (α)	Vitesse de rotation du mandrin (trs/min)	Vitesse de translation de chariot (trs/min)
50°	43	73
55°	40	60
60°	56	60
65°	80	60
70°	95	60
75°	50	50
80°	120	60
95°	130	10
90°	150	5.5

Figure III 1 Vitesse de rotation du mandrin et de chariot pour chaque angle α

Les deux paramètres, vitesses du mandrin et chariot définissent l'angle d'enroulement α . cet angle d'enroulement α illustré sur la Figure III .13.

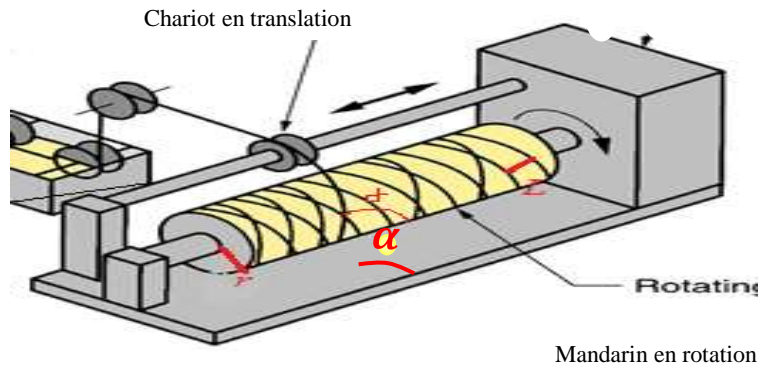


Figure III 18. L'angle d'enroulement α

III.3.4 . Réalisation des tubes

Pour réaliser nos tubes, il ne nous restait plus qu'à procéder comme suit :

- Remplir le réservoir avec de la résine mélangée
- Monté le fil sur les guide-fils et attacher le fil sur le mandrin.
- Lancer le mode automatique de la machine.

Les Figures III.14, III.15 et III.16 présentent respectivement les fibres passant dans le bain de résine, et la machine en état de marche fabriquant un tube en composite.

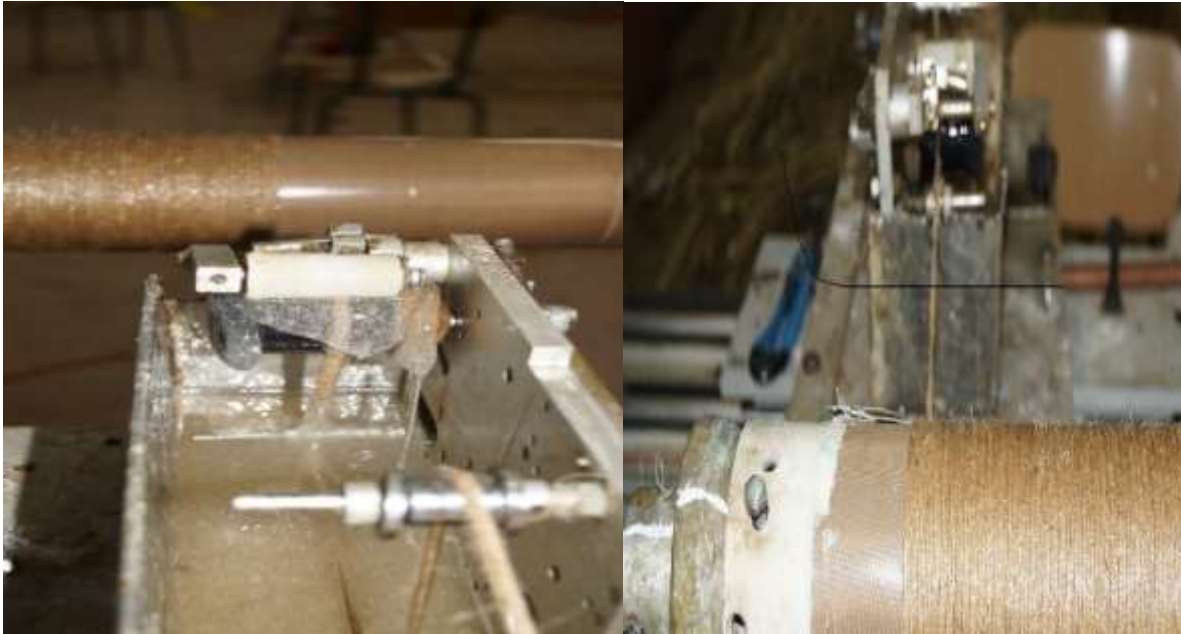


Figure III 19 Fibres passant dans le bain de résine

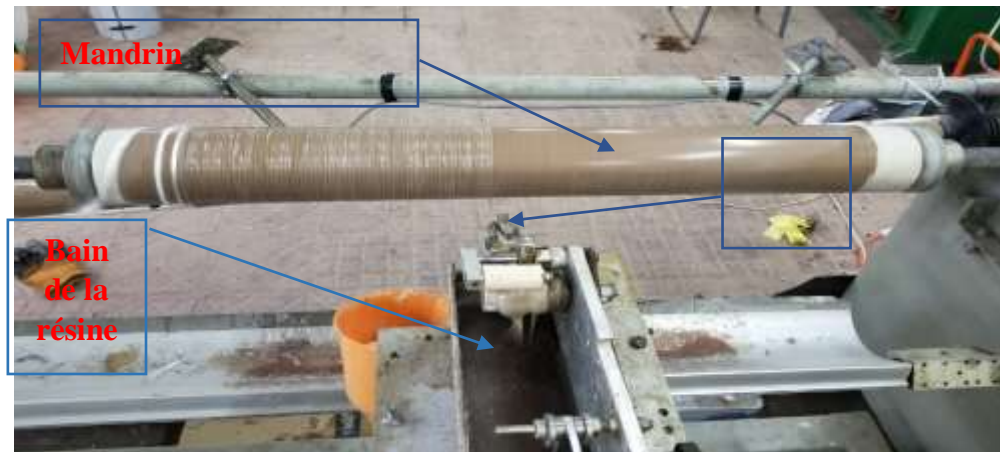


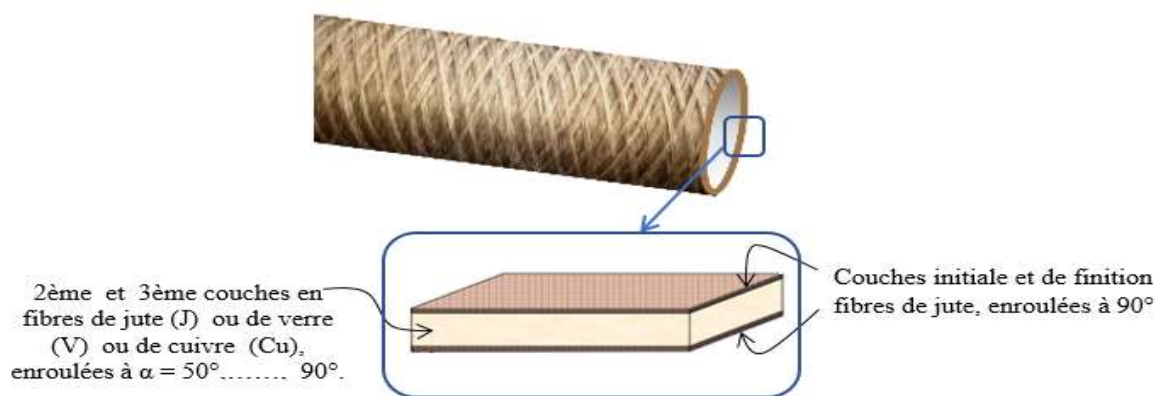
Figure III 20 La machine en état de marche



Figure III 21 Exemple d'un produit fini

Les tubes confectionnés, comportant 4 couches de fibres imprégnées de résines, se présentent dans la structure d'empilement suivante (Figure III.17) :

- La couche initiale et la couche de finition sont toujours en fibres naturels de jute, Verre ou Hybride enroulées sous un angle de 90° .



• Figure III 22 L'empilement des couches d'un tube

- La 2ème et la 3ème couche, entre la couche initiale et celle de finition, sont en fibres de jute (J), ou de verre (V), enroulés sous des différents angles $\alpha = 50^\circ, 55^\circ, 60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 75^\circ, 80^\circ, 85^\circ, 90^\circ$.

Le Tableau III.6 présente l'architecture des 20 catégories de tubes que nous avons réalisés, avec différentes fibres, sous différents angles α d'enroulement. Les tubes y sont notés de par le type de fibres

(Jute et Verre) et l'angle α d'enroulement ($50^\circ, 55^\circ, 60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 75^\circ, 80^\circ, 85^\circ, 90^\circ$), des 2^{ème} et 3^{ème}s couches

Angle	Architecture : fibres de jute / fibres de Jute / fibres de jute	Tube	Architecture : fibres de verre / fibres de verre / fibres de Verre	Tube
50°	1 couche de jute primaire à 90°+ 2 couches de Jute à 50° + 1 couche de jute finition à 90°	J-50°	1 fibres de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 50° + 1 couche de verre finition à 90°	V-50°
55°	1 couche de jute primaire à 90 + 2 couches de Jute à 55° + 1 couche de jute finition à 90°	J-55°	1 couche de Verre primaire à 90°+ 2 couches de verre à 55° + 1 couche de verre finition à 90°	V-55°
60°	1 couche de jute primaire à 90° + 2 couches de Jute à 60° + 1 couche de jute finition à 90°	J-60°	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 60° + 1 couche de verre finition à 90°	V-60°
65°	1 couche de jute primaire à 90 + 2 couches de Jute à 65° + 1 couche de jute finition à 90°	J-65°	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 65° + 1 couche de verre finition à 90°	V-65°
70°	1 couche de jute primaire à 90° + 2 couches de Jute à 60° + 1 couche de jute finition à 90°	J-70°	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 60° + 1 couche de verre finition à 90°	V-70°
75°	1 couche de jute primaire à 90 + 2 couches de Jute à 75° + 1 couche de jute finition à 90°	J-75°	1 couche de verre primaire 90°+ 2 couches de verre de 75° + 1 couche de verre finition à 90°	V-75°
80°	1 couche de jute primaire à 90° + 2 couches de Jute à 60° + 1 couche de jute finition à 90°	J-60°	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 60° + 1 couche de verre finition à 90°	V-80°
85°	1 couche de jute primaire à 90° + 2 couches de Jute à 60° + 1 couche de jute finition à 90°	J-60°	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 60° + 1 couche de verre finition à 90°	V-85°
90°	1 couche de jute primaire à 90 + 2 couches de Jute à 90° + 1 couche de jute finition à 90°	J-90°	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de verre à 90° + 1 couche de verre finition à 90°	V-90°

HYBRIDE

60°	1 couche de jute primaire à 90° + 2 couches de Verre à 60° + 1 couche de jute finition à 90°	J/60V/J	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de Jute à 60° + 1 couche de verre finition à 90°	V/60J/V
90°	1 couche de jute primaire à 90 + 2 couches de verre à 90° + 1 couche de jute finition à 90°	J/90V/J	1 couche de verre primaire à 90° + 2 couches de Jute à 90° + 1 couche de verre finition à 90°	V/90J/V

Tableau III-V .Architecture des différents tubes réalisés

L'angle d'enroulement α est défini comme l'angle entre la direction de la fibre sur la surface du mandrin et l'axe de rotation du mandrin, donc, par cette définition, 0° est sens axial du tube et 90° est sens circonférentiel,

La réalisation des tubes composite à renfort : fibres de jute et verre utilisant le procédé d'enroulement filamentaire elle consiste à enrouler par l'intermédiaire d'un guide-fil, les fibres (Jute) afin de les faire passer à l'intérieur d'un bac à résine pour être imprégnées puis racler (enlèvement du surplus de résine) avant d'être enroulé sur un mandrin, c'est une méthode bien adaptée aux pièces cylindriques (pipe), sphériques etc. Les tubes en matériaux composite sont élaborés par cette machine à deux axes (Fig. III.18). Ces tubes sont structurés en groupe jute Verre et Hybride ayant respectivement les désignations $(90J/\pm\alpha J_2/90J)$ et $(90V/\pm\alpha V_2/90V)$ et (Hybride/Epoxy) et ces tubes possèdent quatre couches d'empilement la première et la quatrième couche sont toujours enroulées à 90 degrés alors que la deuxième et la troisième sont, enroulées sous différents angles α le paramètre angle d'orientation α (: $50^\circ, 55^\circ, 60^\circ, 65^\circ, 70^\circ, 75^\circ, 80^\circ, 85^\circ$ et 90 degrés). Tous les tubes fabriqués sont de longueur de 600 mm et de 91 mm, de diamètre intérieur puis polymérisé à température ambiante pendant 15 jours avant d'être testés. Elles sont découpées en éprouvettes pour les testées en compression circonférentiel et split tests respectivement selon les normes ASTM D 2412 et ASTM D 2290 (Figure III.19).



Figure III 2 Machine d'enroulement à deux axes

III.3.5 Traitement thermique des tubes

Les tubes élaborés, laissés sécher et durcir à l'air, restaient malléables. Nous avons donc, pour activer le durcissement de la résine et obtenir un produit totalement fini, procédé à un traitement thermique à la température $T = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ pendant $t = 48$ heures ; Ce traitement thermique amène à une augmentation de la réticulation par la création de nouvelles liaisons covalentes au niveau de la résine, augmentant ainsi sa rigidité.

Nous avons effectivement constaté, manuellement, qu'au cours des premières 24 heures les tubes restaient flexibles, mais au cours des deuxièmes 24 heures le durcissement atteint sa valeur maximale, En effet, les matières thermodurcissables, comme c'est le cas de notre résine, sont des réactifs dont la transformation conduit, par une réaction chimique, à des composés macromoléculaires tridimensionnels qui sont des matières thermo durcies ou thermo rigides. Elles sont mises en forme et se réticulent selon la forme souhaitée.

La mise en œuvre, sous l'action de la chaleur, correspond à la création de nouvelles réticulations. Cette transformation chimique est irréversible ; les nouvelles liaisons sont covalentes et il faut, pour les détruire, des énergies très importantes. Au cours de la mise en œuvre, les produits de base qui étaient liquides deviennent solides, les résines solides qui étaient fusibles et solubles deviennent infusibles et insolubles [32].

Les éprouvettes (tubes composite) ont été testées en rigidité (ASTM D2412) et en traction circonférentielle (ASTM D2290) où les longueurs des tubes sont prises respectivement égales à 200 mm et 25 mm (Figure. III.19)



Figure III 22 Photo des tubes composite fabriquer par la machine d'enroulement filamentaire



Figure III 23 : Découpage des éprouvettes de tubes composite fabriquer par la machine d'enroulement filamentaire



Figure III 24 Découpage des éprouvettes de tubes composite fabriquer par la machine d'enroulement filamentaire

III.4 Conclusion.

Dans ce chapitre, l'élaboration des tubes composites par la technique d'enroulement filamentaire et leur protocole de caractérisation mécanique en rigidité (ASTM D2412) et en traction circumférentielle (ASTM D2290) ont été décrites en détail. Quelques points cités dans ce chapitre sont nécessaires à retenir :

- La fabrication des matériaux composites requiert du mélange des quantités très précises des constituants (fibre, résine et additifs etc...) ;
- Les vitesses de rotation du mandrin et la translation de la table de la machine sont combinées pour contrôler les angles d'enroulement ;
- Le découpage des tubes composites en éprouvettes est effectué selon la norme (ASTM D2412) et (ASTM D2290) avec les dimensions 25 mm et 200 mm avant de les soumettre sous un chargement en compression et traction.
- Les résultats obtenus de tests effectués seront utilisés pour faire des calculs avec les formules indiquées ci-dessus.

IV Les essais mécaniques.

IV.1 Description des tests utilisés.

Deux types de tests mécaniques effectués à l'usine du MEGHREB PIPE INDUSTRIES. Elle est, située dans la zone Industrielle de M'silla et c'est l'unique qui fabrique des tuyaux en utilisant la méthode d'enroulement filamentaire la seule en Algérie.

Les deux essais sont

- Essai de rigidité " compression circonférentielle "
- Essai de traction circonférentielle.

IV.1.1 Essai de rigidité " compression circonférentielle ".

. Cette méthode d'essai se déroule conformément aux normes EN 1228 et ASTM D2412, Les tests de rigidité appelé encore compression circonférentielle sont effectués conformément à la norme ASTM D2412 par une machine type STM YL-28, dotée d'une cellule de charge de 65 kN et avec une vitesse d'essai de 2.5 mm/min. Cette méthode d'essai consiste à déterminer les caractéristiques des tuyaux sous l'effet du chargement de deux plaques parallèles très rigide (Figure 2). Ces essais consistent à appliquer une force radiale au tube jusqu'à 5% de déformation de son diamètre et de tracer la courbe des efforts en fonction du déplacement



Figure IV 1..Machine et dispositif de test de compression (rigidité

).

Les caractéristiques déterminées par cette méthode d'essai sont :

La rigidité spécifique de la conduite, S

La charge spécifique de flexions circonférentielle, F

Le module d'élasticité en flexion circonférentielle, E_{cc}

L'éprouvette façonnée d'une courte longueur de tuyau (du diamètre du tuyau) est chargée entre deux plaques parallèles à une vitesse contrôlée. Les données charge-déflexion sont obtenues et enregistrées.

La rigidité spécifique de la conduite est donnée par :

$$S = (f \cdot F) / (L \cdot y \cdot 10^{-6}) \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$\text{Où } f = (0.0186 + (0.025 \cdot y) / D)$$

Et :

- $Y = D \cdot d / 100$ ($d = 5\%$ déflexion maximale admissible à long terme) " en mm ".
- $D =$ diamètre moyen ($D = 91$ mm)
- $F =$ la force correspondant à la déflexion maximale y " en N ".
- $L =$ longueur de l'éprouvette " $L = 200$ mm ".
- $e =$ Epaisseur de l'éprouvette " en mm ".

Le Module d'élasticité en compression circonférentielle E_{cc} , est donné par :

$$E_{cc} = S D^3 / I \text{ (en N/m}^2\text{)} \quad \text{avec } I = e^3 / 12$$

La Figure III.21 présente une courbe force-déflexion telle qu'obtenue.

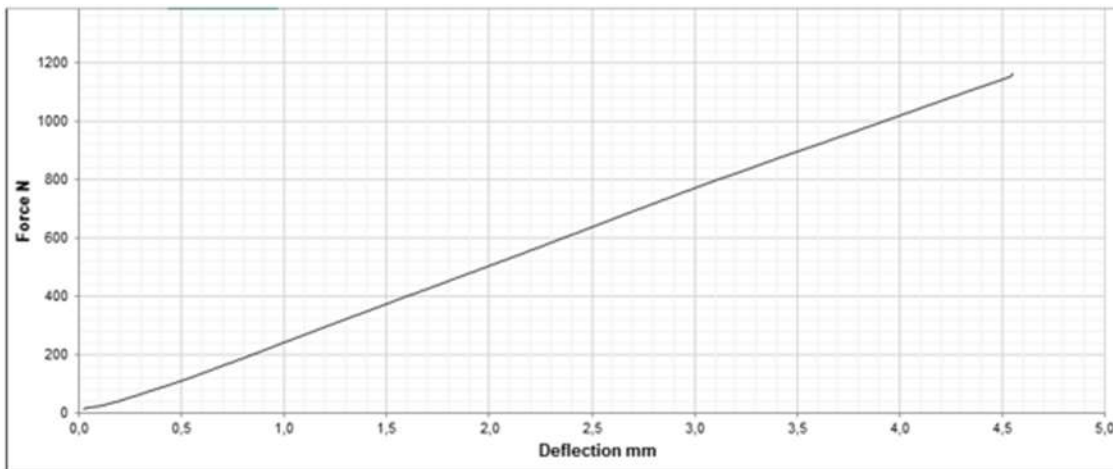


Figure IV 2. Courbe force-déflexion

Et d'après la fiche technique d'essai de compression présentée en Annexe 2 on détermine la valeur du module de compression circonférentielle EHF (Elastic Hoop Flexural modulus).

IV.1.2 Essai de traction circonférentielle.

L'essai de traction circonférentielle se déroule en accordance avec les spécifications de la norme EN 1394 et la norme ASTM D2290, en utilisant un accessoire de test Split disque "Deux demi-disques" (Figure III.22), pouvant accueillir différents diamètres de tuyaux. La machine d'essai est d'un type capable de produire la séparation progressive des deux demi-disques, comprenant les composants suivants :

- Une partie fixe ;
- Une partie mobile ;
- Un mécanisme d'entraînement, capable de communiquer une vitesse constante à la partie mobile, tel que la rupture soit atteinte entre 1 et 3 min (2.5 mm/min) ;
- Un indicateur de charge permettant le mesurage de la force appliquée.



Figure IV 3. Dispositif de test "Split disk" et éprouvette

La résistance de traction circonférentielle apparente σ est calculée à l'aide de l'équation suivante

$$\sigma_{tc} = F / (2 * e * b)$$

où :

F est la force maximale, exprimée en Newtons ;

b: est la largeur moyenne de l'éprouvette, exprimée en millimètres ;
e: est l'épaisseur de l'éprouvette, exprimée en millimètres.

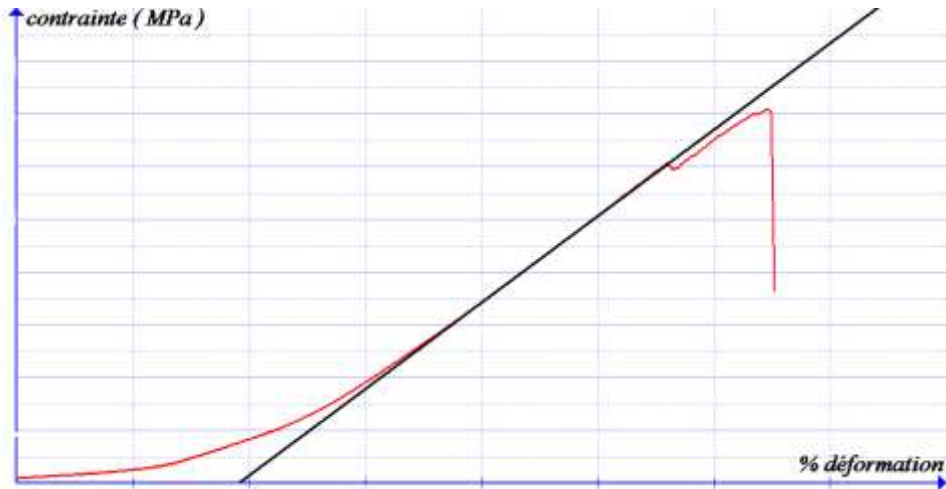


Figure IV 4. L'allure générale de la courbe contrainte-déformation

Le module d'élasticité circonférentielle est calculé à partir de la partie linéaire de la courbe contrainte-déformation (Figure III.23) :

$$E_{tc} = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{\epsilon_2 - \epsilon_1}$$

Le logiciel auquel est soumise la machine de traction nous donne une courbe de traction circonférentielle du type contrainte en fonction du temps, $\sigma = f(t)$,

Aussi pour évaluer le module d'Young en traction circonférentielle, E_{tc} , il faut Tracée la courbe contrainte-déformation, $\sigma = f(\epsilon)$; dont la pente de la partie linéaire représente justement E_{tc} (comme illustre par la Figure III.23)

$$E_{tc} = (\sigma_2 - \sigma_1) / (\epsilon_2 - \epsilon_1)$$

En procédant comme suit : $v = \frac{dx}{dt} \Rightarrow dx = v \cdot dt$ et comme vitesse de déformation = 2.5 mm/min on calcule la déformation $\epsilon = dx/D$, avec $D=91$ mm : diamètre moyen, on aboutit à la courbe $\sigma = f(\epsilon)$.

IV.2 Caractérisation des tubes.

IV.2.1 Essai de compression circonférentielle

Les résultats obtenus par la campagne des tests réalisés sont présentés dans ce chapitre. Après élaboration des tubes avec différents types de fibres (jute, verre et hybride), par le procédé d'enroulement filaire, nous avons testé les échantillons déjà découpés voire les figures en compression circonférentielle et en traction circonférentielle. Ces essais sont effectués au niveau de la société MAGHREB PIPE Industries se trouvant à M'sila.

Les résultats des essais nous permettent de tracer les courbes force/déformation et contrainte/déformation pour révéler les caractéristiques mécaniques des tubes élaborés.

L'essai de compression circonférentiel ou appelé essai de rigidité consiste à faire une déformation de 5% du diamètre pour chaque tube à obtenir, à travers.:

- La force correspondante à la déflexion maximale, $F(N)$;
- La rigidité spécifiques (N/m^2) ;
- Le Module d'élasticité en compression circonférentielle, E_{cc} (N/mm^2)

IV.2.1.1 Jute/Epoxy

. Effet des familles de fibres en compression circonférentielle pour les différents angles d'orientation α à là. Force de 5 % du diamètre

La Figure IV.5. Présente l'évolution de la force en fonction de la déflexion du diamètre des tubes composite Jute/Epoxy jusqu'à une déformation de 5% de diamètre.

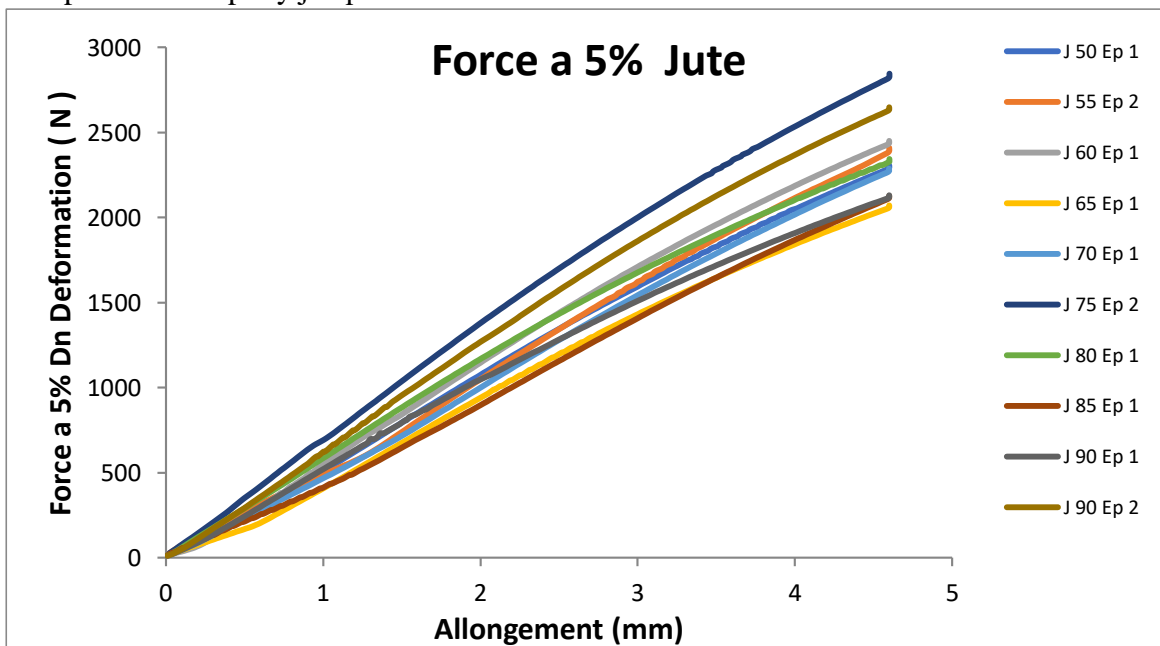


Figure IV 5. Evolution de la force en fonction de la déflexion Jute/Epoxy

Force a 4,5 mm Jute

Angles	Echantillon				Moy F (N)	
	1	2	3	4	Jute	Ecart type
50	2308	2342	2669	2669	2497,00	199,09
55	1723	2412	1931	1586	1913,00	361,64
60	2449	2608	1457	1105	1904,75	737,30
65	2072	1667	1113	1029	1470,25	490,97
70	2286	1917	1690	1014	1726,75	534,89
75	2100	2845	1390	1148	1794,33	764,90
80	2346	2535	1870	1110	1965,25	635,11
85	2128	2130	896	1703	1714,25	581,29
90	2131	2649	2433	2029	2310,50	283,46

Tableau

Tableau IV-I forces correspondantes à la déflexion maximale F (N) Jute/Epoxy

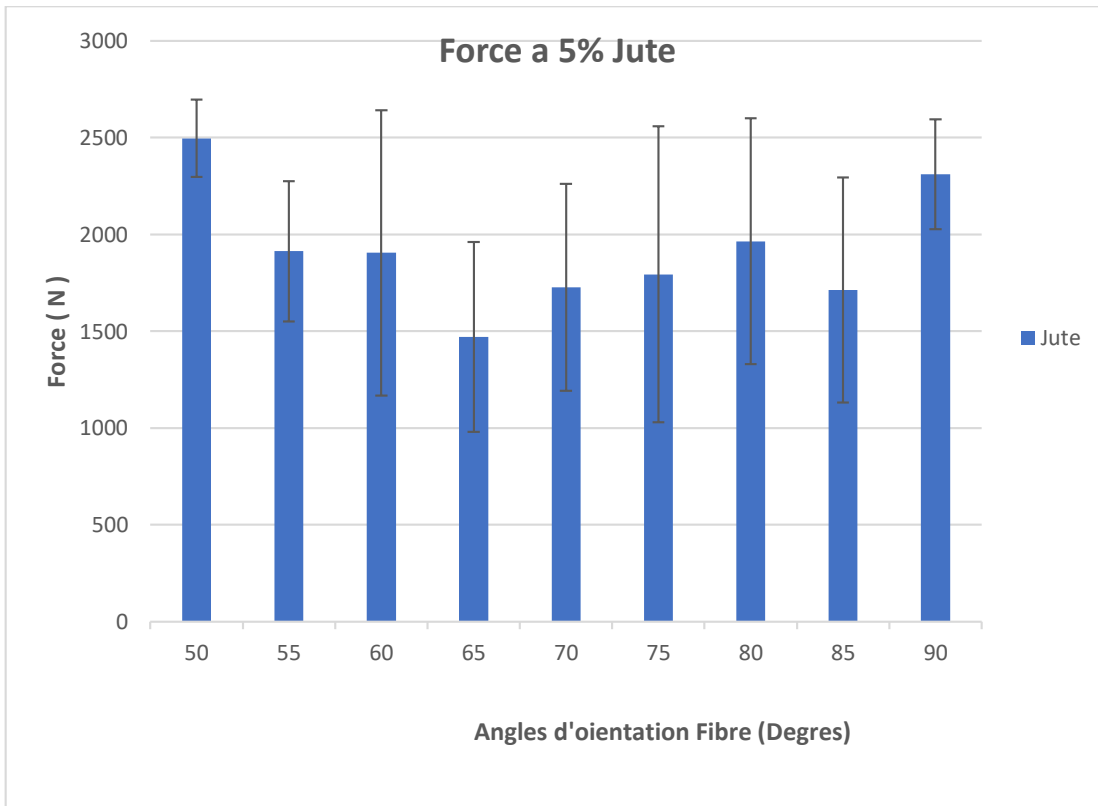


Figure IV 6. Force à 5 % de déflexion par rapport aux angles d'orientation des fibres du tube jute/époxy

. Effet des familles de fibres en compression circonférentielle des tubes composite pour les différents angles d'orientation α sur la Rigidité spécifique.

Stifness S (N/m²) Jute

Angles	Echantillon				Moy S (N/m ²)	
	1	2	3	4	Jute	Ecart type
50	50825,38	51574,11	77069,35	77069,35	64134,55	14938,95
55	36647,26	51301,90	55392,21	67797,40	52784,69	12842,59
60	58350,92	62139,33	49631,75	47235,90	54339,48	7060,52
65	49368,36	39718,66	37620	43987,09	42673,46	5190,33
70	48621,95	40773,53	48478,95	43345,88	45305,08	3892,24
75	44000,00	39612,61	49074,03	44228,88	44305,17	3866,00
80	49898,12	53918,05	53642,38	47449,63	51227,05	3115,03
85	45261,38	45303,92	37929,82	72798,85	50323,49	15379,27
90	45325,19	56342,76	69336,31	61866,57	58217,71	10110,55

Tableau IV-II La Rigidité spécifique et angle d'orientation des fibre α pour Jute /Epoxy



Figure IV 7. Evolution de La Rigidité spécifique en fonction d'angle d'orientation des fibre α pour Jute /Epoxy

L'effet de l'angle d'enroulement α sur la rigidité spécifique S à la compression circonférentielle avec leurs dispersions sont représentée sous forme d'histogramme dans la Figure IV.6. L'analyse montre que S pour Jute /Epoxy est maximale à une orientation de 50 degrés avec une valeur de 65, kPa est enregistré

pour le groupe jute(90J/±50J/90J),la rigidité S présente une forme type cloche inversée, avec maximal se trouvant à l'angle 50 et 90 degrés.

Module de Young Jute Ecc (N/mm²)

Angle	Enchantions		Moy Ecc(N/mm ²)	
	3	4	Jute	Ecart type
50	5172,09	5588,356	5380,22	294,34
55	5206,10	6328,56	5767,33	793,69
60	6399,83	6236,13	6317,98	115,75
65	5448	6441,36	5944,63	702,48
70	6539,88	7208,13	6874,00	472,52
75	6888,29	7545,99	7217,14	465,06
80	7472,60	7319,35	7395,98	108,37
85	8286,82	7885,17	8086,00	284,01
90	8638,14	8311,02	8474,58	231,31

Tableau IV-III. Les Module de Young correspondantes Jute Ecc (N/mm² Jute/Epoxy Les Module de Young correspondantes Jute Ecc (N/mm² Jute/Epoxy

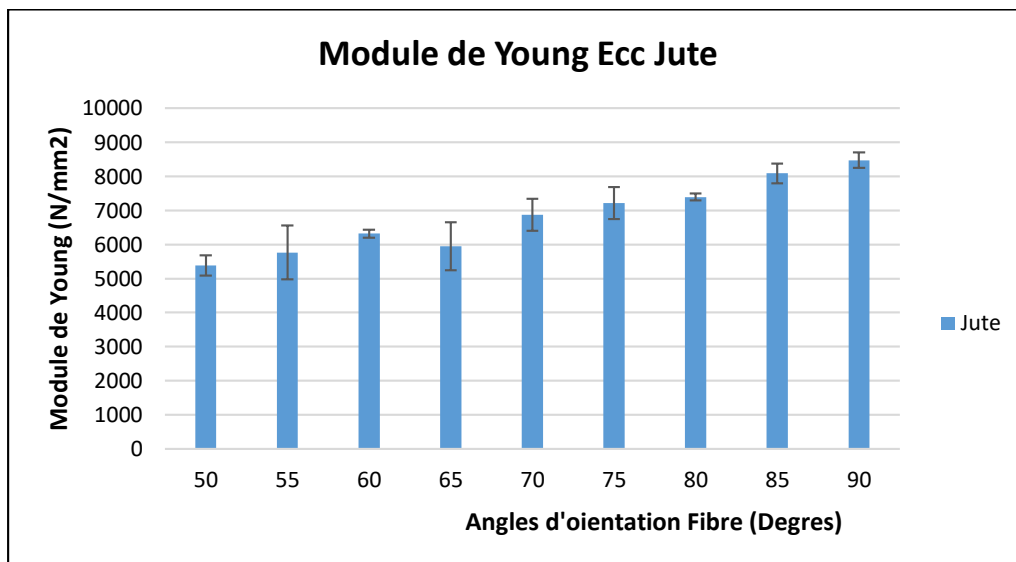


Figure IV 8. Evolution Module de Young Ecc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy

L'effet de l'angle d'enroulement α et celui de la nature des fibres sur le module de Young Ecc à la compression circonférentielle représenter en histogramme Figure IV.9.L'analyse des résultats obtenus

montre que le module d'Young E_{cc} pour l'angle 90 degrés donne le meilleurs résultat avec une valeur 8 GPa dépasse et dépasse celle de 50 degrés plus de 2 fois, et les valeurs obtenus sont pratiquement proportionnel à l'angle d'enroulement des plis α est à conclure que le module d'Young en compression circonférentielle E_{cc} est très influencé par l'angle d'enroulement des plis α .

IV.2.1.2 Verre/Epoxy

Effet des familles de fibres en compression circonférentielle pour les différents angles d'orientation α à la Force de 5 % du diamètre

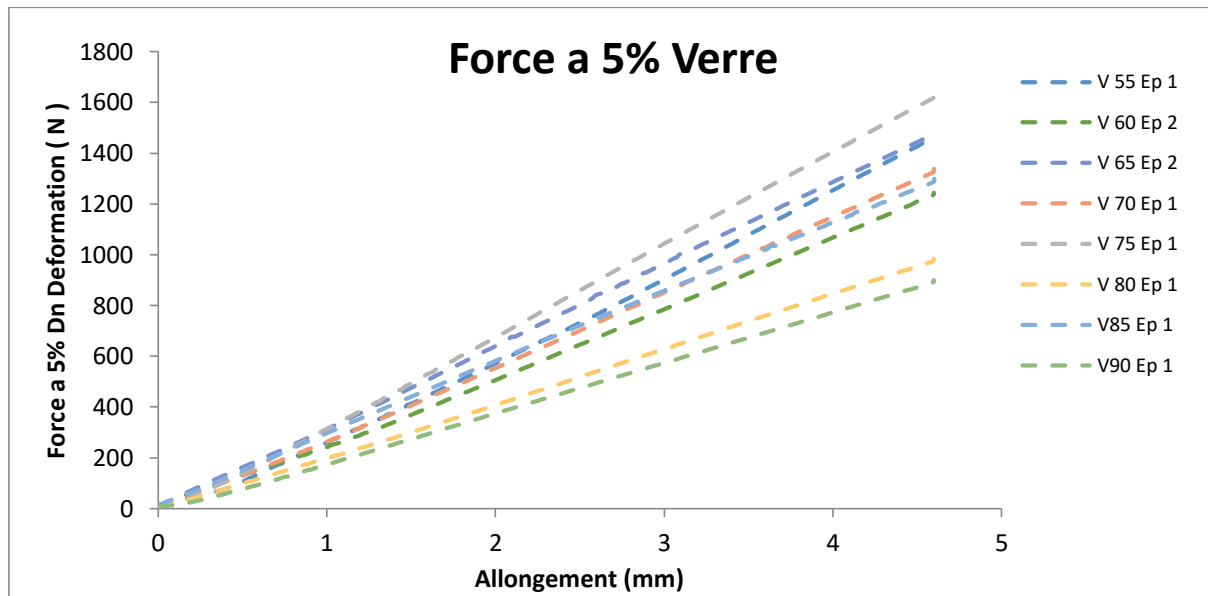


Figure IV 9 .Evolution de la force en fonction de la déflexion Verre/Epoxy

Force a 5% Verre				
Angles	Echantillon		Moy F (N)	Ecart type
	1	2	Verre	
V50	1611		1611,00	0,00
V55	1479	1300	1389,50	126,57
V60	838	1251	1044,50	292,04
V65	1432	1491	1461,50	41,72
V70	1341	1474	1407,50	94,05
V75	1639	1618	1628,50	14,85
V80	986	881	933,50	74,25
V85	1299	1310	1304,50	7,78
V90	901	843	872,00	41,01

Tableau IV-IV .les forces correspondantes à la déflexion maximale F (N) Verre /Epoxy

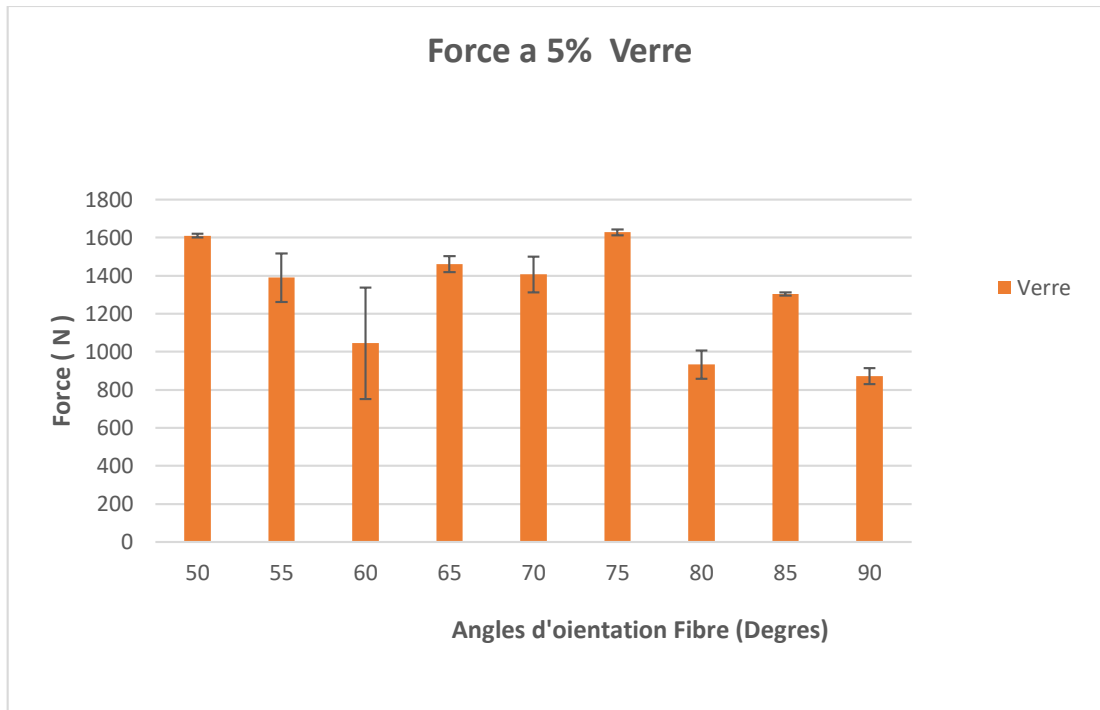


Figure IV 10..Force à 5 % de déflexion par rapport aux angles d'orientation des fibres du tube Verre/Epoxy

Effet des familles de fibres en compression circonférentielle pour les différents angles d'orientation α sur la Rigidité spécifique

Stifness S (N/m²) Verre

Angles	Echantillon		Moy S (N/m ²)	Ecart type
	1	2	Verre	
50	34000,00		34000,00	0,00
55	31457,51	36569,73	34013,62	3614,88
60		26608,08	26608,08	0,00
65	30457,85	31712,74	31085,30	887,35
70	28522,33	31351,16	29936,75	2000,29
75	34860,62	34413,96	34637,29	315,84
80	20971,67	18738,38	19855,03	1579,18
85	27629,01	27862,97	27745,99	165,44
90	19163,77	17930,14	18546,96	872,31

Tableau IV-V La Rigidité spécifique et angle d'orientation des fibre α pour Verre /Epoxy

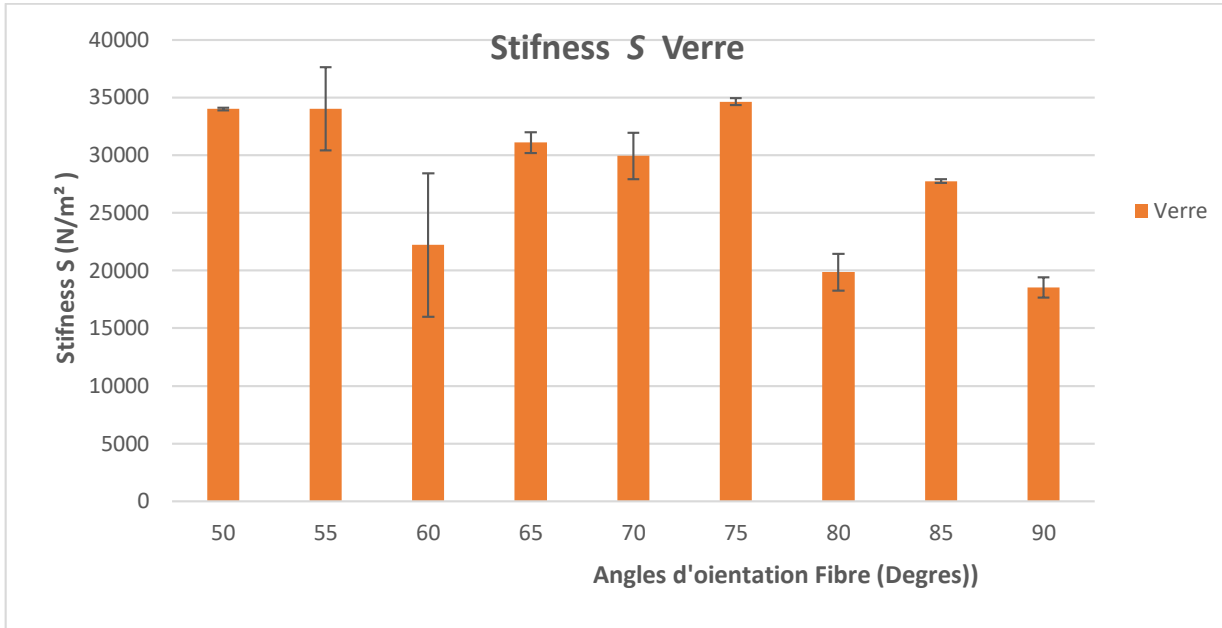


Figure IV 11. Evolution de La Rigidité spécifique en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy

. Effet des familles de fibres en compression circonférentielle des tubes composite pour les différents angles d'orientation α sur le module de Young Ecc.

Module de Young Verre Ecc (N/mm²)

Angle	Echantillon		Moy Ecc(N/mm²)	Ecart type
	1	2	Verre	
50	16819,12	11566,24	14192,68	3714,35
55	12312,14	16280,02	14296,08	2805,71
60	15269,50	14689,52	14979,51	410,11
65	18900,56	15752,19	17326,37	2226,23
70	17674,05	18146,70	17910,37	334,22
75	16819,12	15678,64	16248,88	806,44
80	20706,62	14735,11	17720,86	4222,49
85	21242,16	18411,09	19826,62	2001,87
90	27699,61	26204,18	26951,89	1057,42

Tableau IV-VI. Tableau récapitulatif Module de Young Ecc et angle d'orientation des fibre α pour Verre/Epoxy

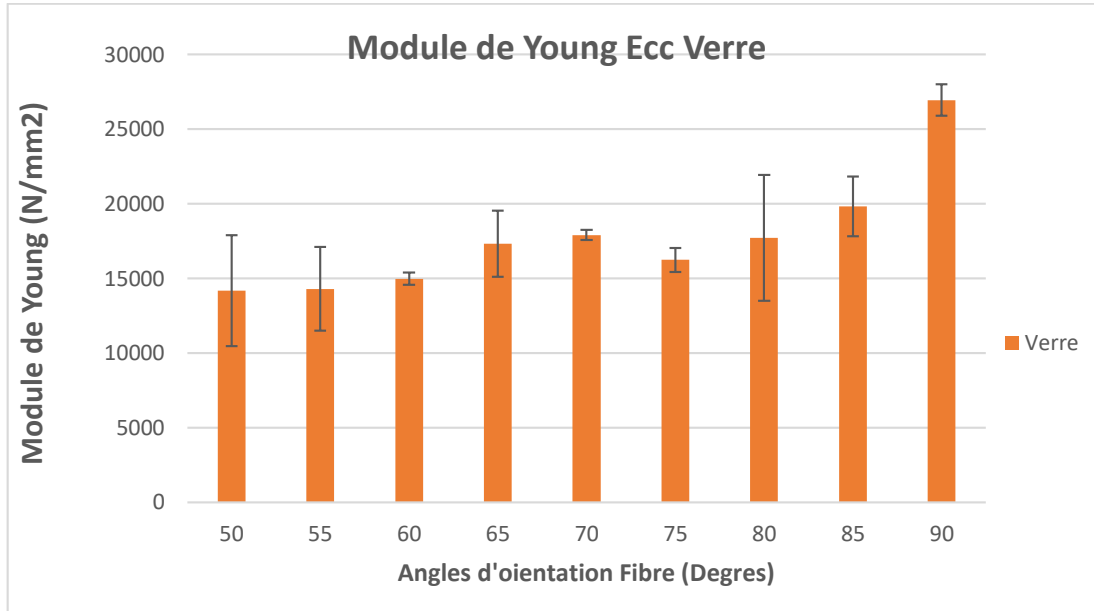


Figure IV 12 .Evolution Module de Young Ecc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy

IV.2.1.3 Hybride Jute/Verre/Epoxy

		J/60V/J	J/90V/J	V/60J/V	V/90J/V
Force a 4,5 mm	F (N)	1162,00	1427,00	1018,00	1045,00

Tableau IV-VII.les forces correspondantes à la déflexion maximale F (N) Verre /Epoxy.

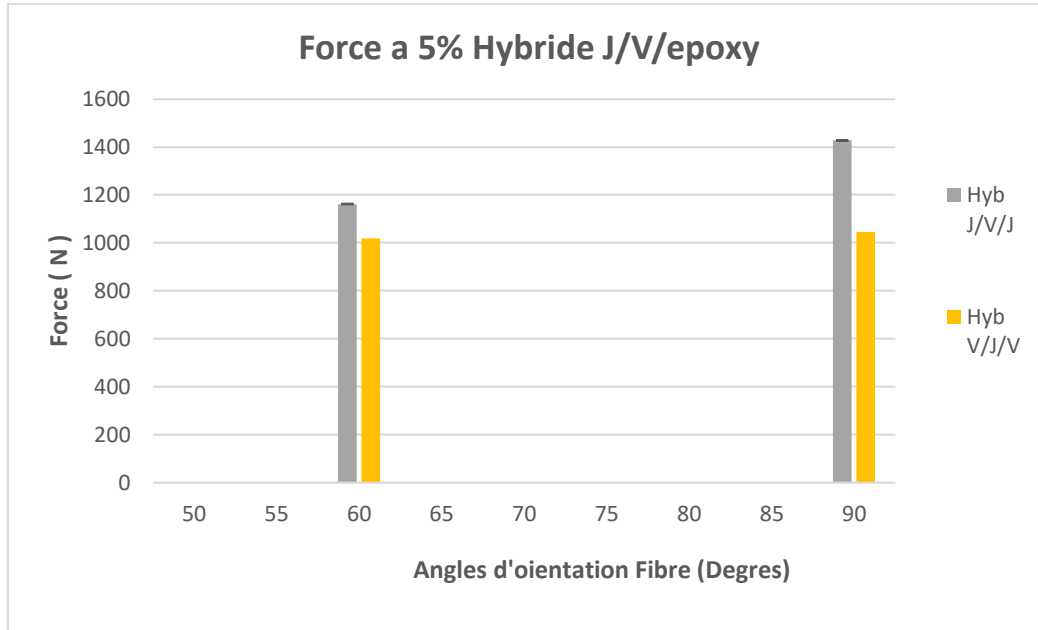


Figure IV 13 .Force à 5 % de déflexion par rapport aux angles d'orientation des fibres du tube Hybride/Epoxy

		J/60V/J	J/90V/J	V/60J/V	V/90J/V
Stifness	S (N/m²)	24715,10	30351,50	21652,30	22226,57

Tableau IV-VIII..La Rigidité spécifique et angle d'orientation des fibre α pour Hybride /Epoxy

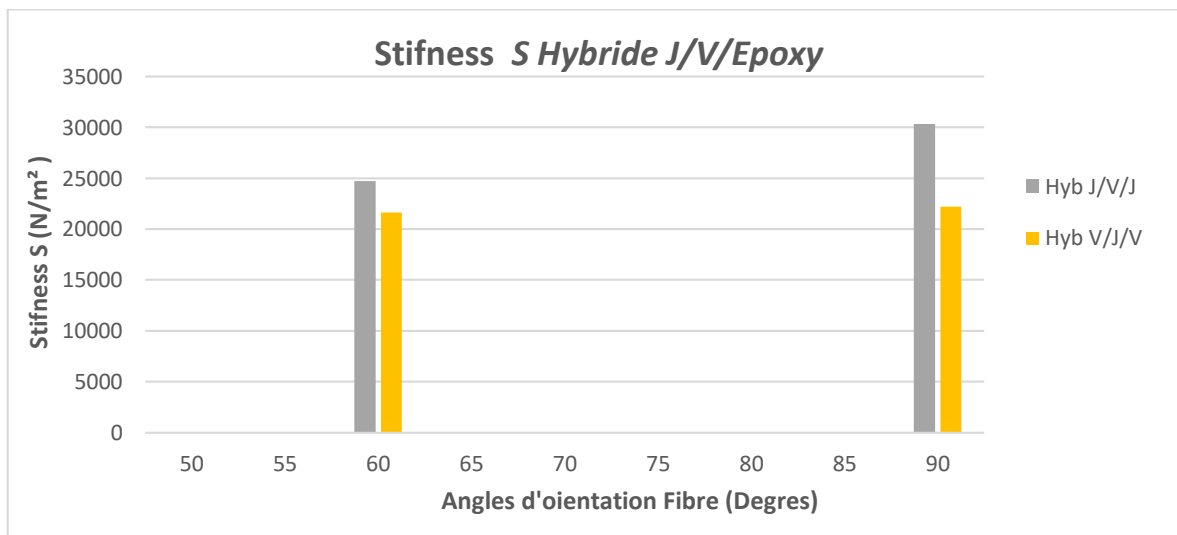


Figure IV 14 .Evolution de La Rigidité spécifique en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Hybride /Epoxy

		J/60V/J	J/90V/J	V/60J/V	V/90J/V
Module de Young	Ecc (N/mm²)	6081,22	5630,77	3369,38	5630,77

Tableau IV-IX. Module de Young Ecc et angle d'orientation des fibre α pour Hybride J/V//Epoxy .

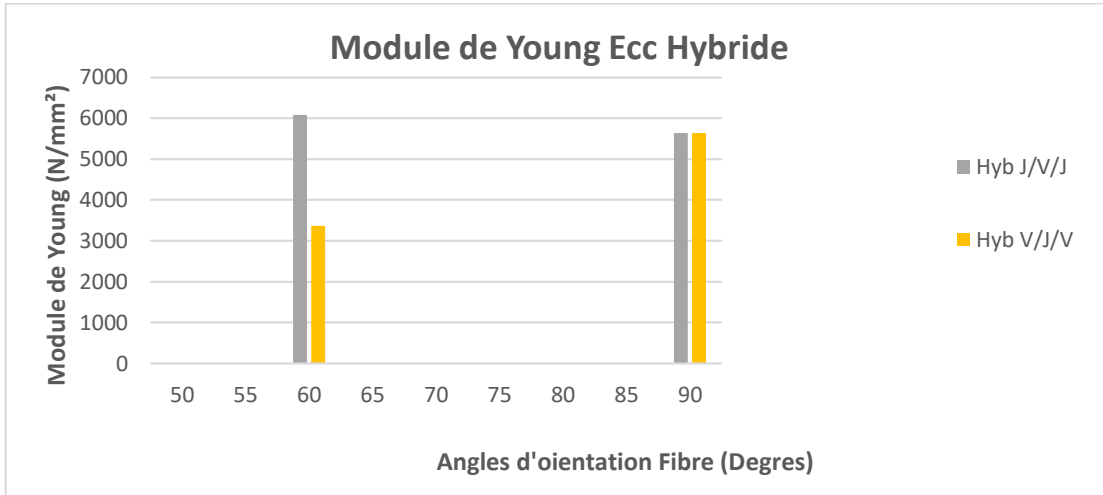
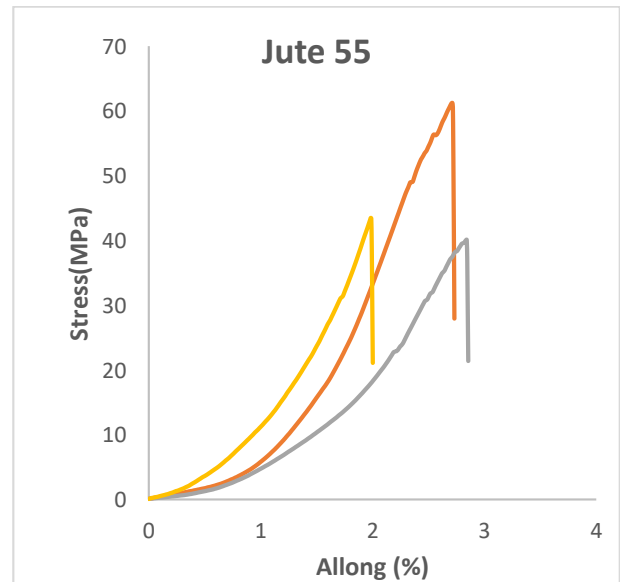
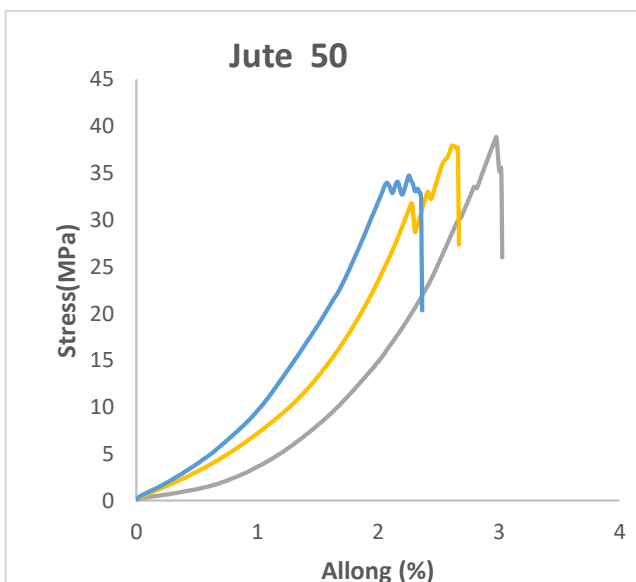


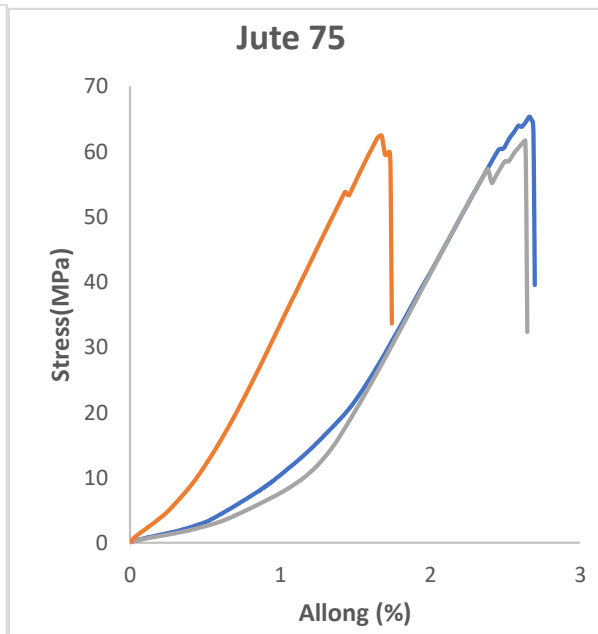
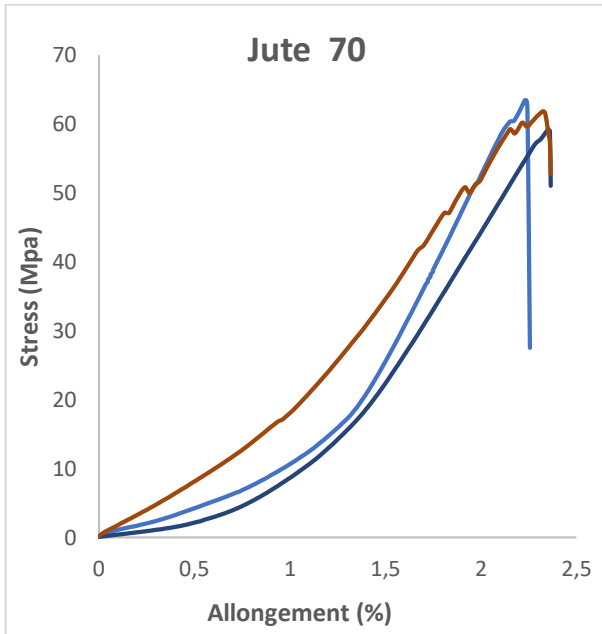
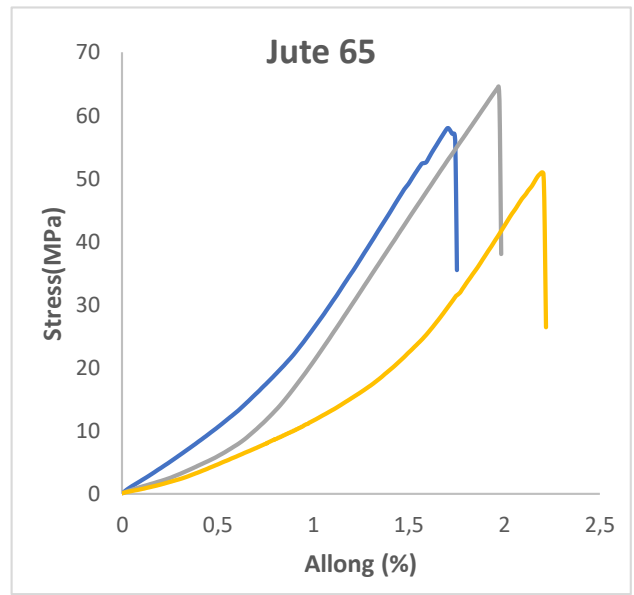
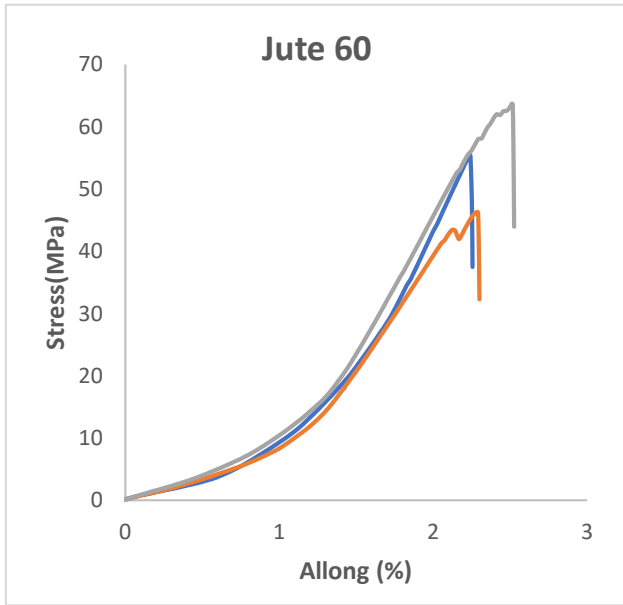
Figure IV 15 Evolution Module de Young Ecc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Hybride /Epoxy

IV.2.2 Essai de traction circonférentielle.

Le test de traction circonférentielle nous permet de calculer quelques caractéristiques mécaniques tels que La résistance à la traction circonférentielle σ_{tc} ; La déformation maximale en traction circonférentielle ϵ_{tc} (%) et Le module d'Young en traction circonférentielle *Etc*.

IV.2.2.1 Jute /Epoxy





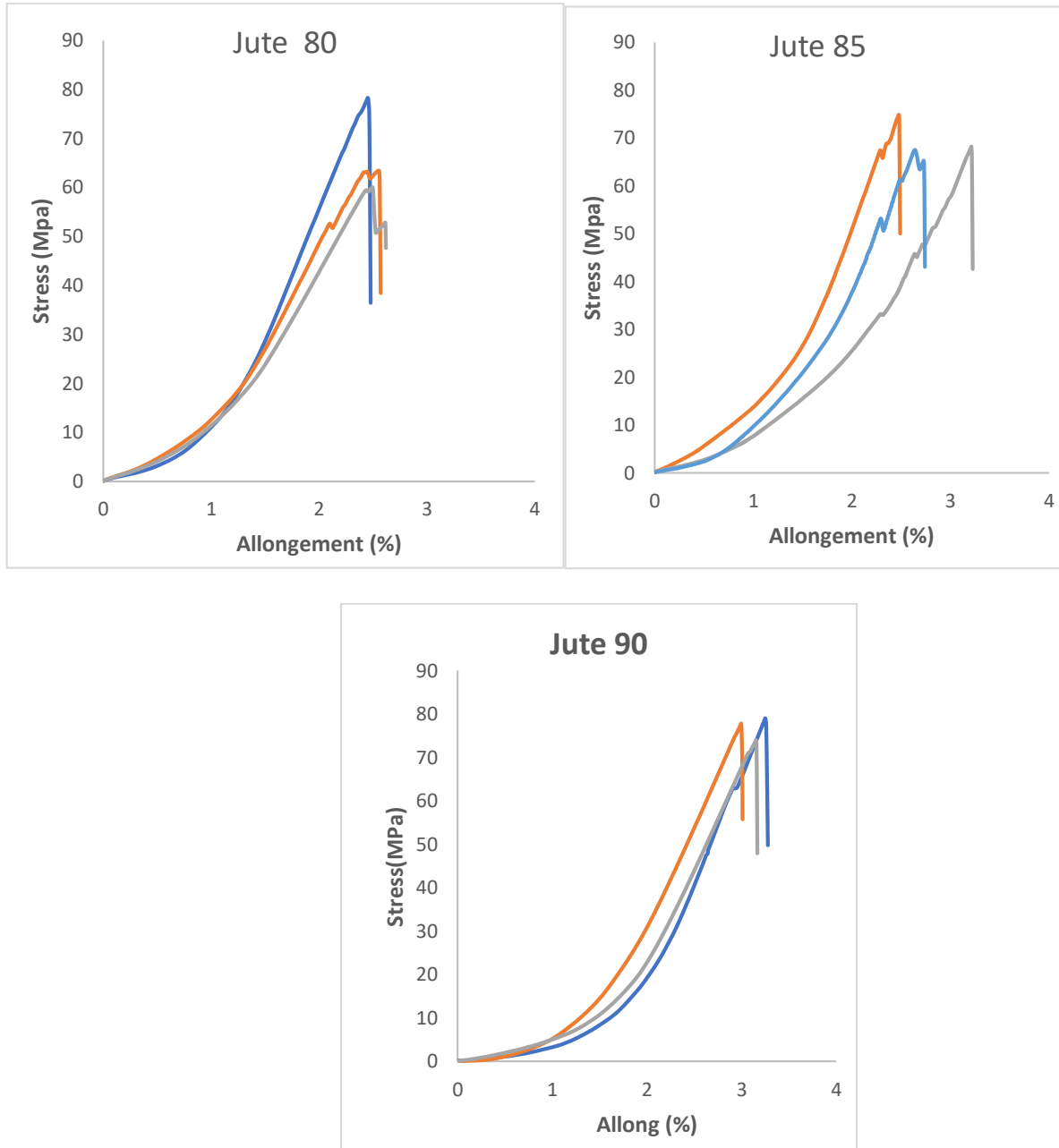


Figure IV 16 .Les essais de traction circconférentielle pour différentes d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy

Échantillons		1	2	3	MOY	Écart type
J50	Epaisseur (mm)	4,65	4,28	4,45	4,46	0,19
	Allongement ϵ_{tc} (%)	3,02	2,66	2,36	2,68	0,33
	Module de YOUNG E_{tc} (GPa)	25,52	26,06	24,81	25,46	0,63
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	38	38	41	39,00	1,73
J55	Epaisseur (mm)	4,12	4,15	4,56	4,28	0,25
	Allongement ϵ_{tc} (%)	2,85	2	2,73	2,53	0,46

	Module de YOUNG Etc. (GPa)	27,32	39,2	42,5	36,34	7,98
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	61	40	43	48,00	11,36
J60	Epaisseur (mm)	3,95	4	4,2	4,05	0,13
	Allongement ϵ_{tc} (%)	2,25	2,3	2,52	2,36	0,14
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	42,53	35,19	44,11	40,61	4,76
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	55	46	64	55,00	9,00
J65	Epaisseur (mm)	4	4,2	3,68	3,96	0,26
	Allongement ϵ_{tc} (%)	1,75	1,98	2,21	1,98	0,23
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	46,35	45,51	38,89	43,58	4,09
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	58	65	51	58,00	7,00
J70	Epaisseur (mm)	3,6	4,4	3,28	3,76	0,58
	Allongement ϵ_{tc} (%)	2,36	2,25	2,36	2,32	0,06
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	44,29	53,98	38,32	45,53	7,90
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	63	58	62	61,00	2,65
J75	Epaisseur (mm)	4,15	4,2	4	4,12	0,10
	Allongement ϵ_{tc} (%)	1,74	2,64	2,69	2,36	0,53
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	45,28	42,75	40,52	42,85	2,38
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	62	61	65	62,67	2,08
J80	Epaisseur (mm)	3,95	4	4,1	4,02	0,08
	Allongement ϵ_{tc} (%)	2,47	2,57	2,62	2,55	0,08
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	53,74	42,35	38,39	44,83	7,97
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	78	63	60	67,00	9,64
J85	Epaisseur (mm)	3,65	3,66	3,2	3,50	0,26
	Allongement ϵ_{tc} (%)	2,74	3,22	2,49	2,82	0,37
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	42,62	35,98	53,97	44,19	9,10
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	68	70	74	70,67	3,06
J90	Epaisseur (mm)	3,85	3,68	3,65	3,73	0,11
	Allongement ϵ_{tc} (%)	3,27	3,01	3,16	3,15	0,13
	Module de YOUNG Etc. (GPa)	51,19	46,95	44,86	47,67	3,23
	Contrainte Max σ_{tc} (MPa)	79	68	74	73,67	5,51

Tableau IV-X. Tableau récapitulative des Module de Young Etc , les Contrainte apparente σ_{tc} et Allongement ϵ_{tc} avec les différentes angle d'orientation des fibre α pour Jute/Epoxy

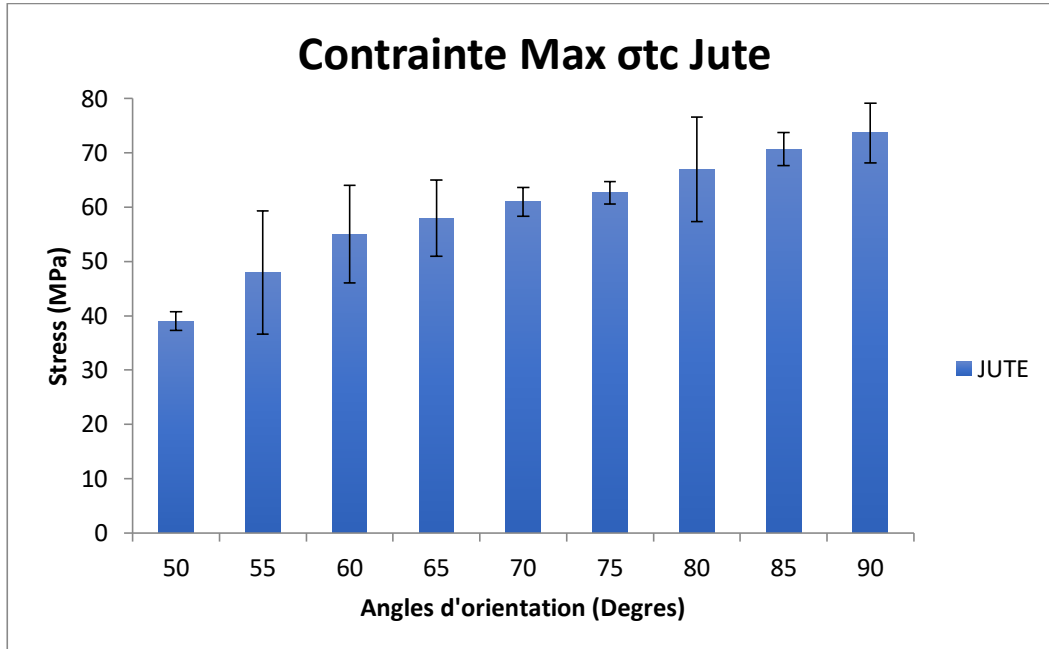


Figure IV 17. Evolution de la contrainte apparente σ_{tc} en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy

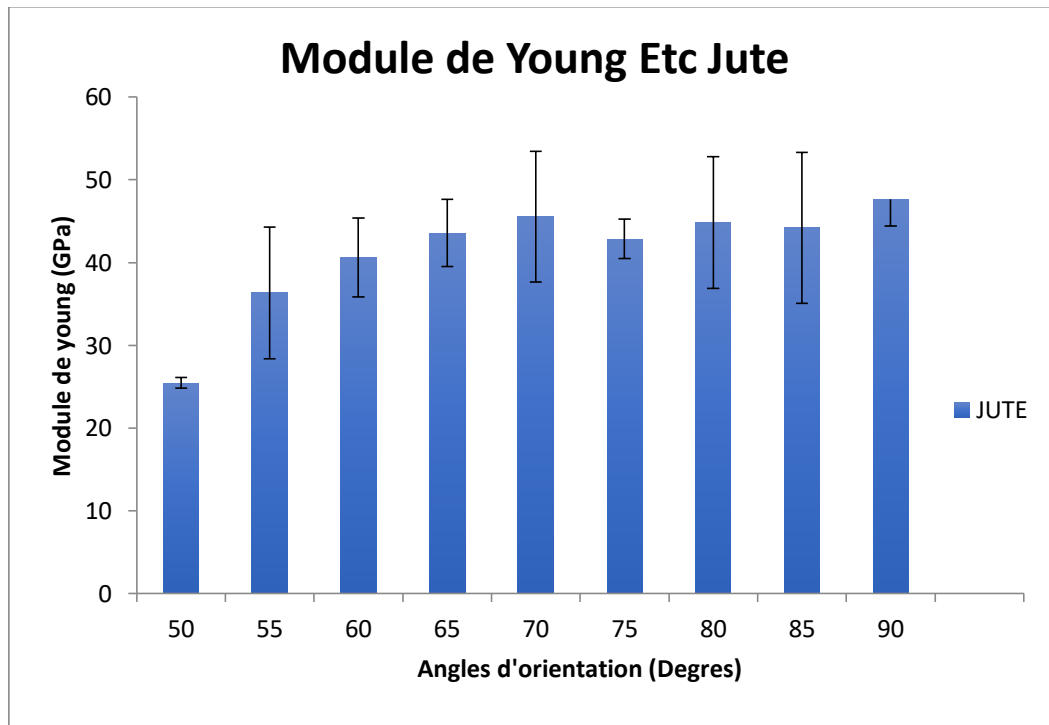


Figure IV 18. Evolution module de Young Etc en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy

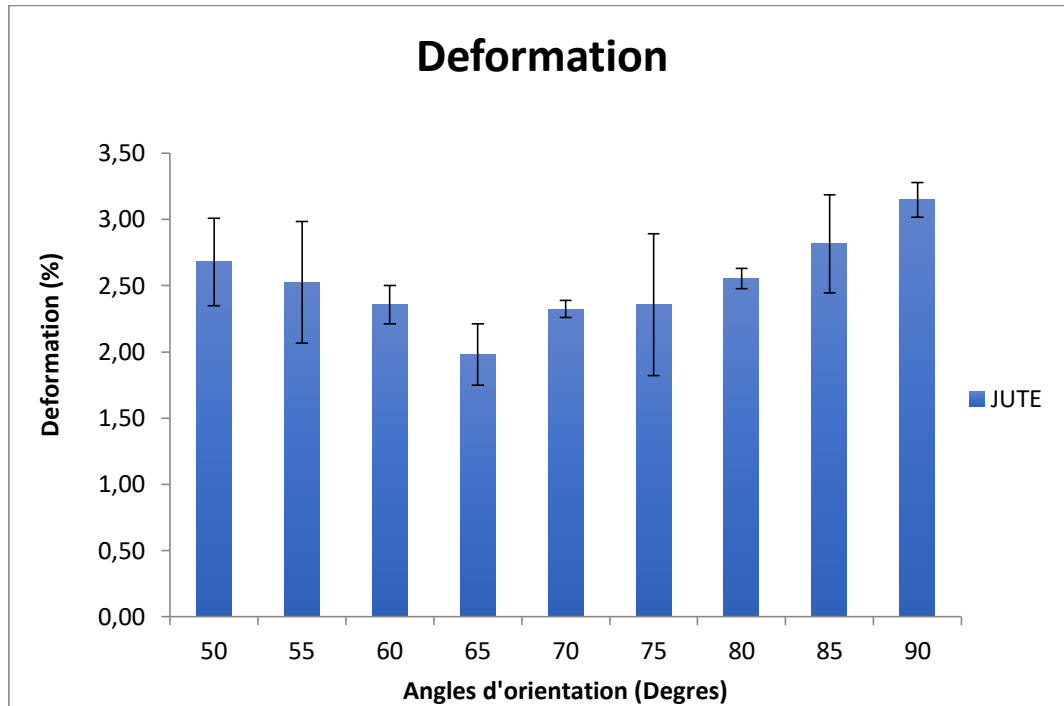


Figure IV 19. Evolution Allongement ϵ_{tc} en fonction d'angle d'orientation des fibres α pour Jute /Epoxy

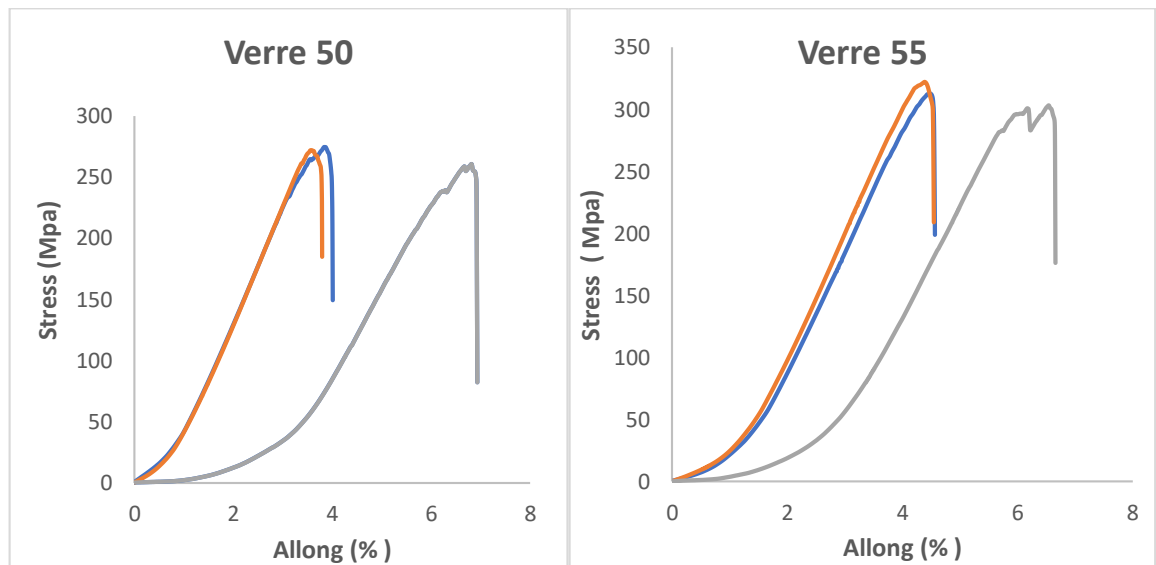
IV.2.2.2 Verre/Epoxy

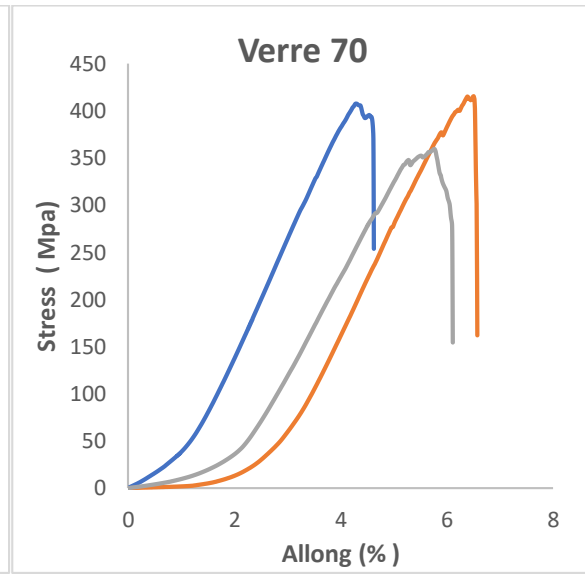
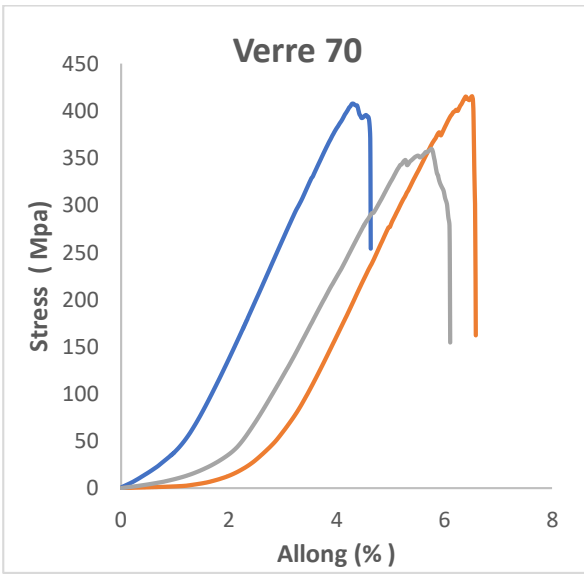
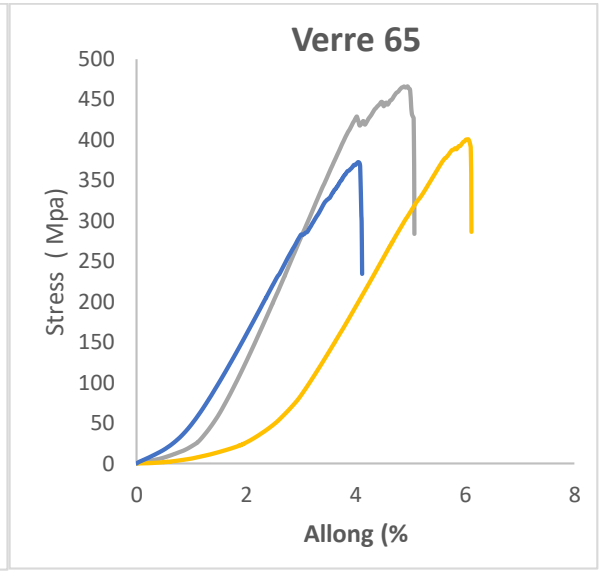
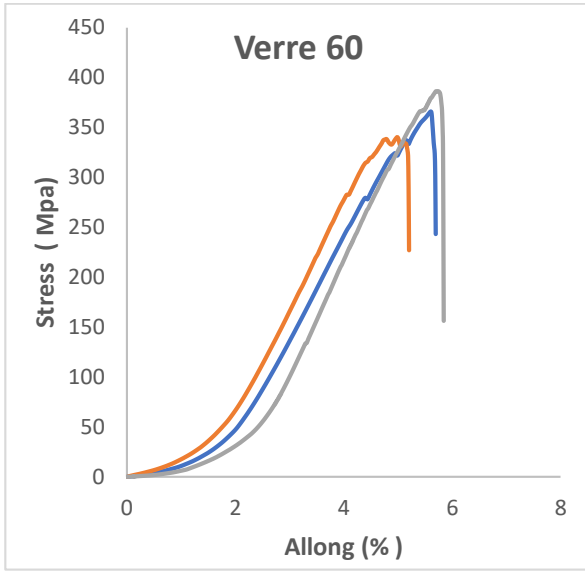
Échantillons		1	2	3	MOY	Écart type
V50	Allongement (%)	6,92	3,79	4	4,90	1,75
	Module de YOUNG (MPa) <i>Etc</i>	72	93,57	93,44	86,34	12,42
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	260	272	274	268,67	7,57
V55	Allongement (%) ϵ_{tc}	4,56	4,54	6,62	5,24	1,20
	Module de YOUNG (MPa) <i>Etc</i>	97,31	102,4	86,26	95,32	8,25
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	313	322	303	312,67	9,50
V60	Allongement (%) ϵ_{tc}	5,69	5,2	5,84	5,58	0,33
	Module de YOUNG (MPa) <i>Etc</i>	100,1	106,4	117,7	108,07	8,92
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	366	340	386	364,00	23,07
V65	Allongement (%) ϵ_{tc}	6,11	4,12	5,07	5,10	1,00
	Module de YOUNG (MPa) <i>Etc</i>	109,7	123,5	153,4	128,87	22,34
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	373	390	401	388,00	14,11
V70	Allongement (%) ϵ_{tc}	4,62	6,57	6,1	5,76	1,02
	Module de YOUNG (MPa) <i>Etc</i>	123,4	108,1	105,3	112,27	9,74
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	408	416	360	394,67	30,29

V75	Allongement (%) ϵ_{tc}	6,09	6,46	6,3	6,28	0,19
	Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	127,7	129,9	114,2	123,93	8,50
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	414	396	430	413,33	17,01
V80	Allongement (%) ϵ_{tc}	6,22	5,91	5,47	5,87	0,38
	Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	187,2	119,1	134	146,77	35,80
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	456	436	478	456,67	21,01
V85	Allongement (%) ϵ_{tc}	5,26	5,07	5,42	5,25	0,18
	Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	142,4	147,5	138,1	142,67	4,71
	Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	452	466	461	459,67	7,09
V90	Allongement (%) ϵ_{tc}	6,65	6,72	5,85	6,41	0,48
	Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	144,9	114,5	131,5	130,30	15,24
	Contrainte Max (MPa)	493	449	505	482,33	29,48

Tableau IV-XI .Tableau récapitulative des Module de Young E_{tc} , les Contrainte apparente σ_{tc} et Allongement ϵ_{tc} avec les différentes angle d'orientation des fibre α pour Verre/Epoxy

Effet conjugué de la nature des fibres sur la traction circonférentielle, σ_{tc} , pour différents angles α .





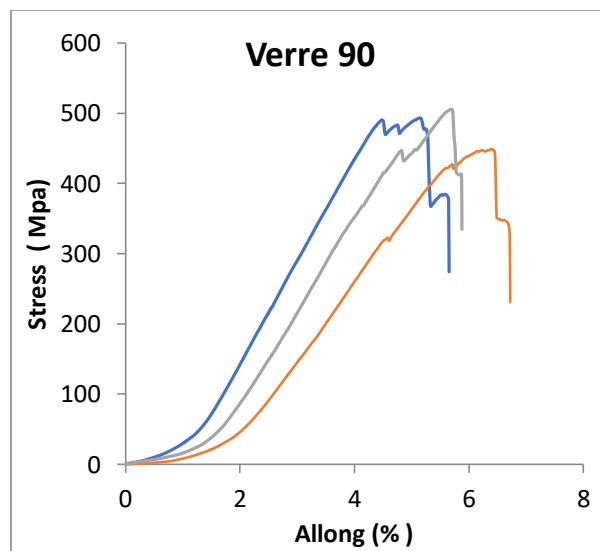
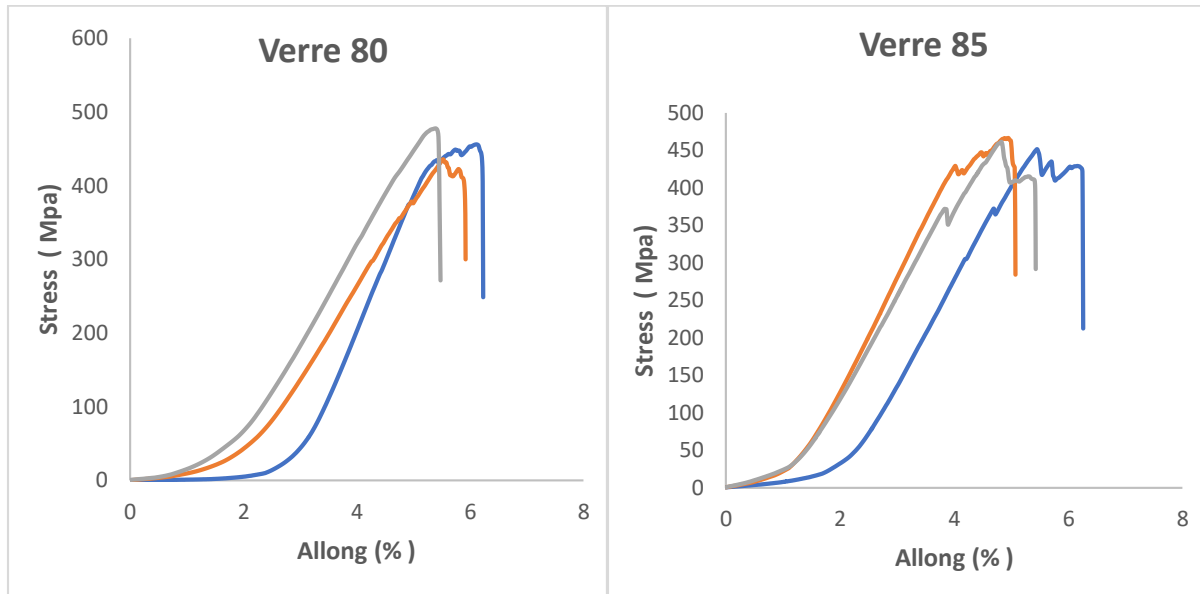


Figure IV 20. Les essais de traction circonférentielle pour différents d'angle d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy

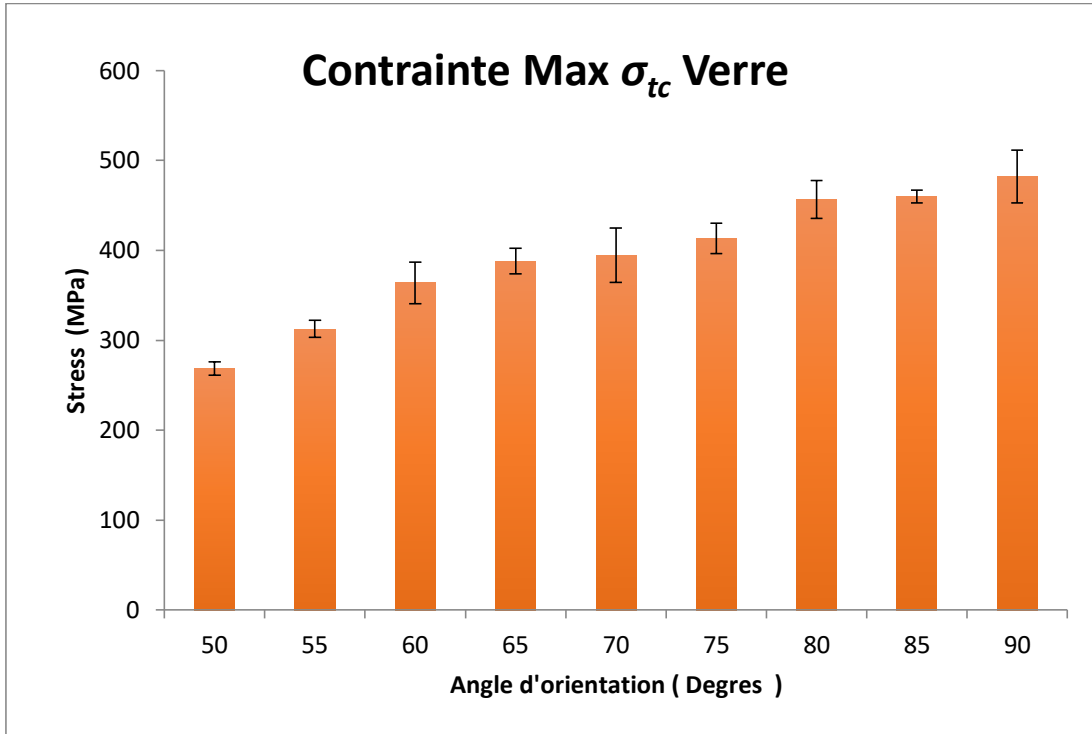


Figure IV 21 .Evolution de la contrainte apparente σ_{tc} en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy.

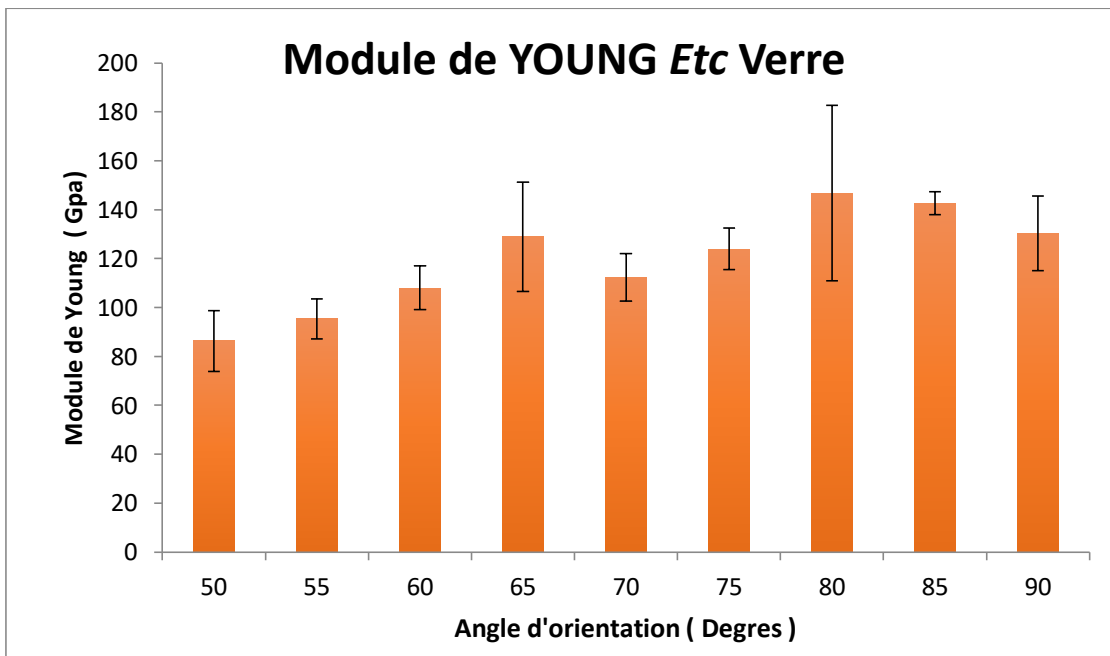


Figure IV 22. Evolution du Module de Young Etc en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy

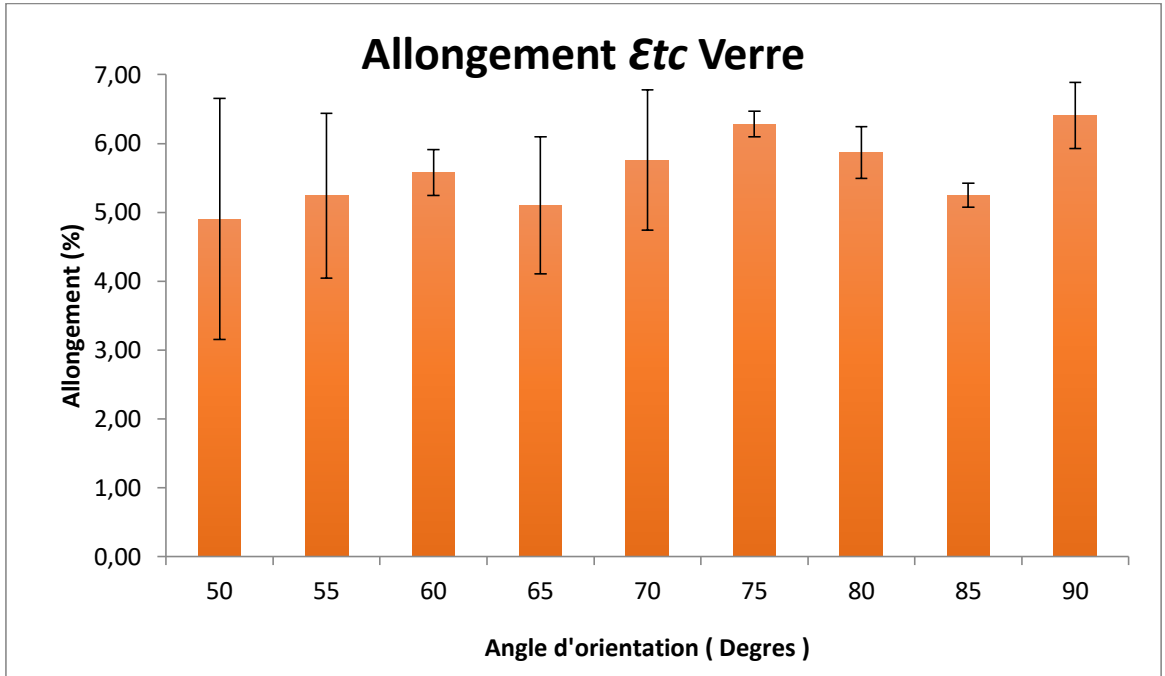


Figure IV 23. Evolution Allongement Etc en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy.

IV.2.2.3 Hybride/Epoxy

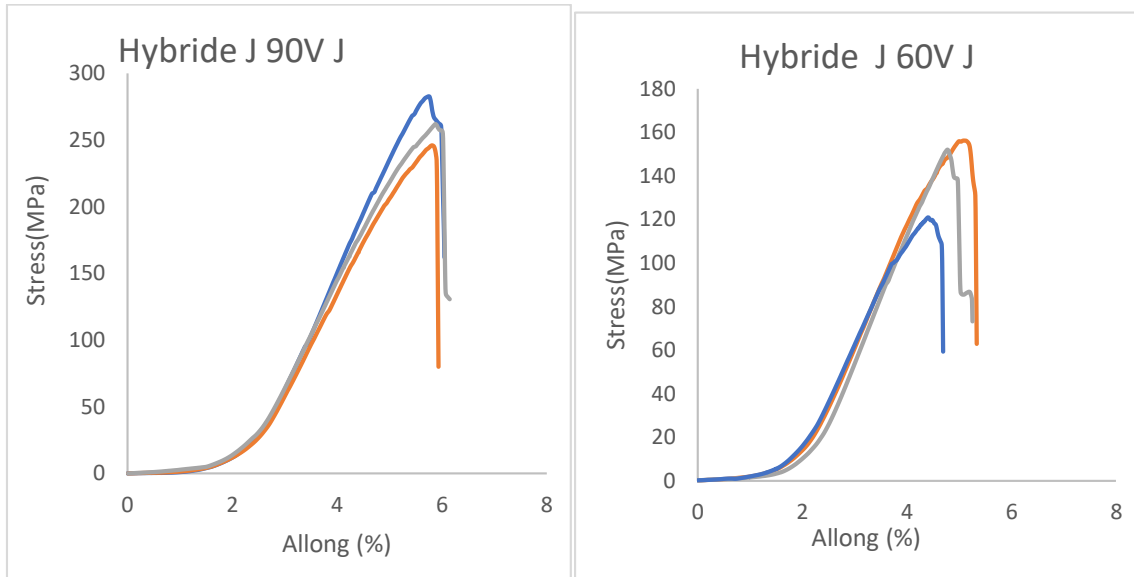


Figure IV 24 .L'essai de traction circconférentielle J/90V/J et J/60V/J

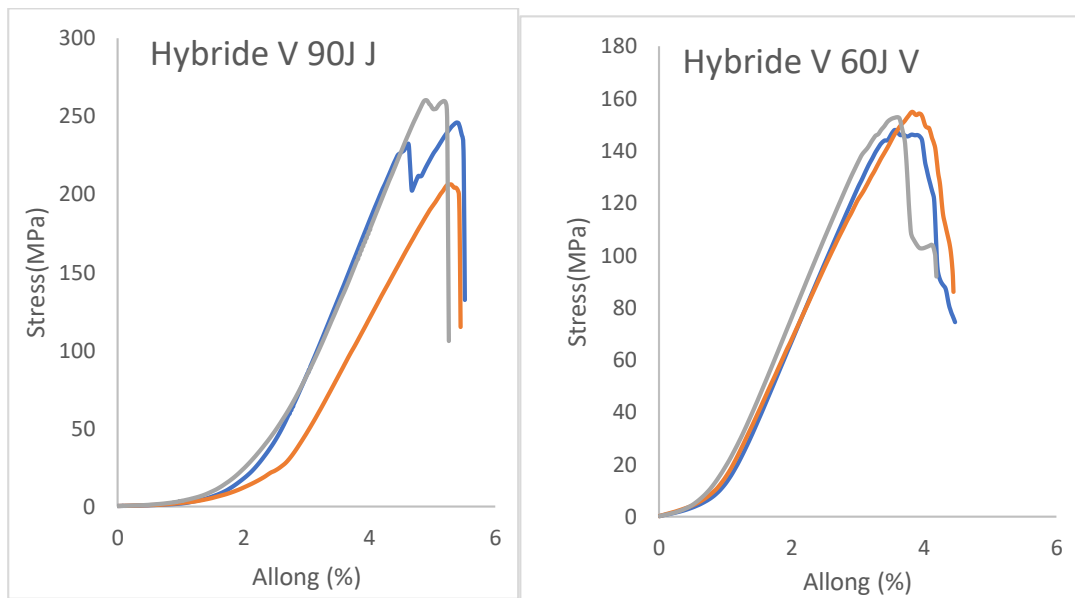


Figure IV 25. L'essai de traction circconférentielle V/60J/V et V/90J/V

Échantillons	1	2	3	MOY	Écart type	
Allongement (%) ϵ_{tc}	5,33	4,69	5,25	5,09	0,35	J60VJ
Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	52,86	49,21	54,19	52,09	2,58	
Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	156	121	152	143,00	21,92	
Allongement (%) ϵ_{tc}	4,44	4,23	4,18	4,28	0,14	V60JV
Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	54,48	53,81	60,3	56,20	3,57	
Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	148	155	153	152,00	1,41	
Allongement (%) ϵ_{tc}	5,93	6,04	6,15	6,04	0,11	J90VJ
Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	75,55	84,4	78,86	79,60	4,47	
Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	246	283	262	263,67	14,85	
Allongement (%) ϵ_{tc}	5,51	5,44	5,26	5,40	0,13	V90JV
Module de YOUNG (MPa) E_{tc}	98,98	74,01	95,58	89,52	13,54	
Contrainte Max (MPa) σ_{tc}	246	206	260	237,33	38,18	

Tableau IV-XII. Tableau récapitulative des Module de Young E_{tc} , les Contrainte apparente σ_{tc} et Allongement ϵ_{tc} avec les différentes angle d'orientation des fibre α pour Hybride/Epoxy

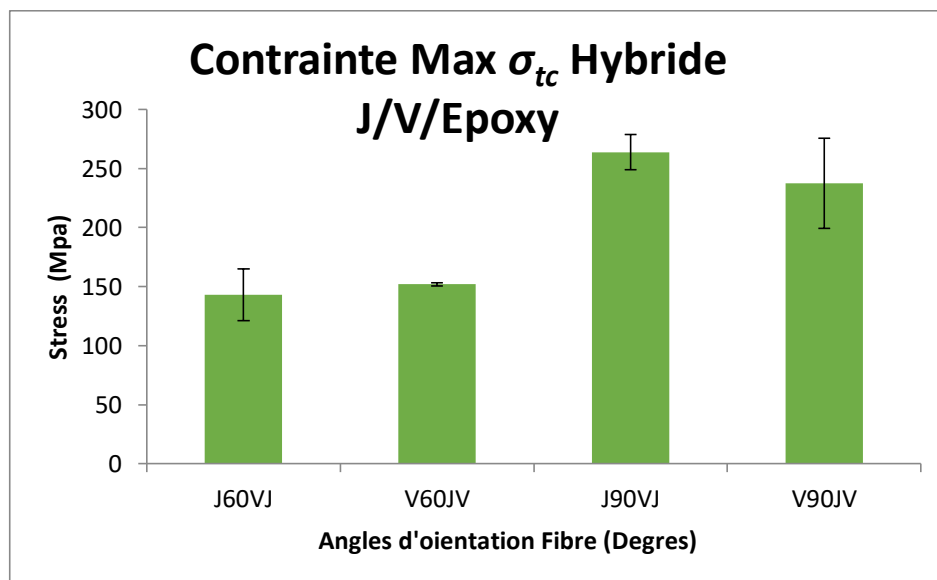


Figure IV 26. Evolution de la contrainte apparente σ_{tc} en traction circonférentielle avec les différents angles d'orientation des fibres α pour Hybride /Epoxy

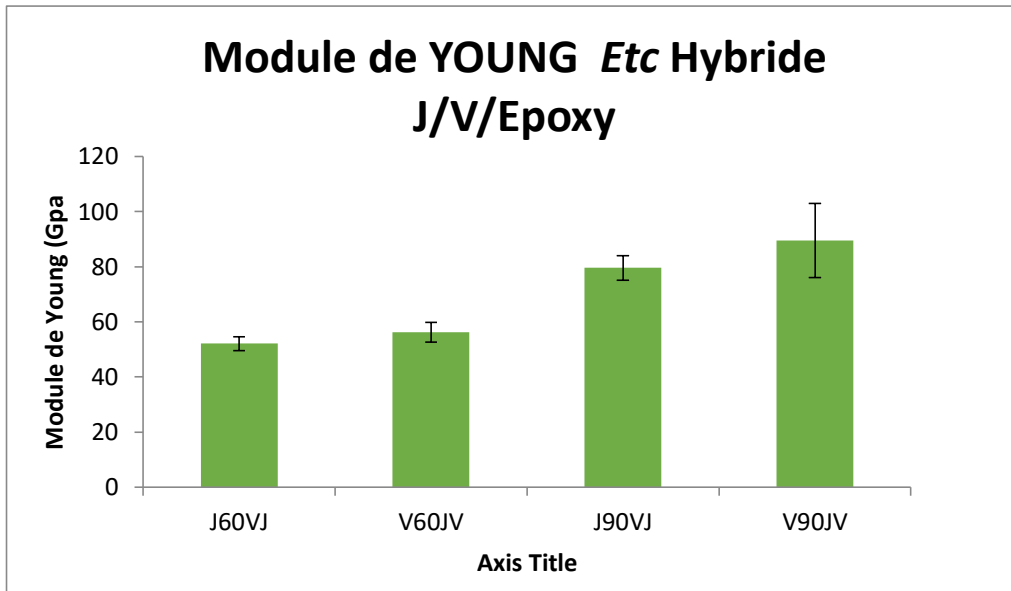


Figure IV 27 .L'essai de traction circonférentielle Hybride/Epoxy

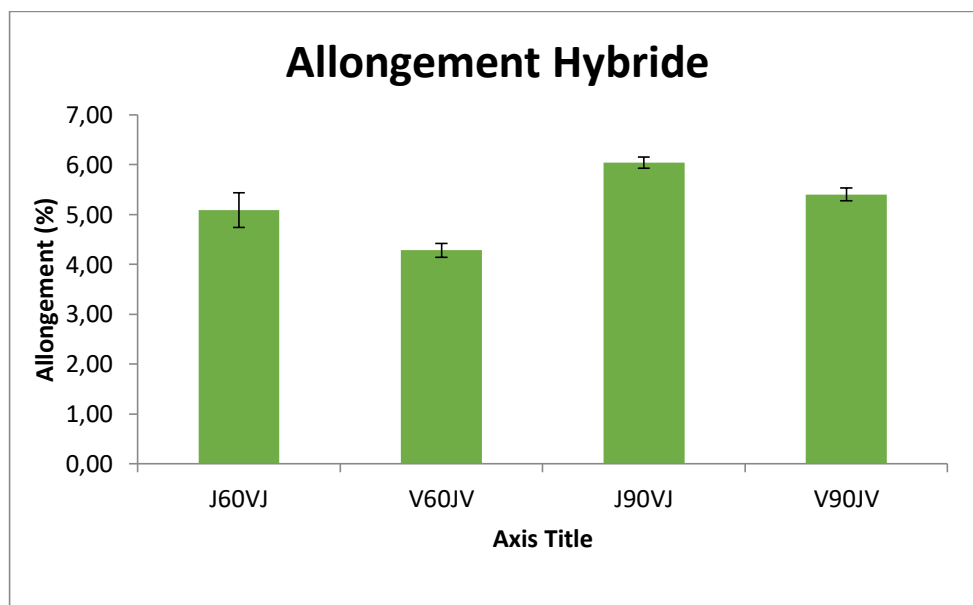


Figure IV 28 .L'essai de traction circonférentielle Hybride/Epoxy

V Analyse et interprétation des résultats.

V.1 Interprétation des résultats en compression circonférentielle.

V.1.1 Jute/epoxy

Le comportement force/déflexion des essais de rigidité des composites élaborés figure IV.5. L'analyse des résultats obtenus montre que le comportement des courbes est généralement linéaire, quels que soient le composite et l'angle d'orientation des fibres.

Les forces à 5% de déformation représentée à la Figure IV.6 montre que pour les tubes composite jute/époxy dépend de l'angle d'orientation α , la valeur maximale se trouve à un Angle de 50 et 90 degrés J 50 et J 90 avoisinant les 2,5 KN. Les angle d'orientations.

L'effet de l'angle d'enroulement α sur la rigidité spécifique S à la compression circonférentielle avec leurs dispersions sont représentée sous forme d'histogramme dans la Figure IV.7. L'analyse montre que S pour Jute /Epoxy est maximale à une orientation de 50 degrés avec une valeur de 65, kPa est enregistré pour le groupe jute(90J/±50J/90J), la rigidité S présente une forme type cloche inversée, avec maximal se trouvant à l'angle d'orientations 50 et 90 degrés.

L'effet de l'angle d'enroulement α et celui de la nature des fibres sur le module de Young E_{cc} à la compression circonférentielle représenté en histogramme Figure IV.9.L'analyse des résultats obtenus montre que le module d'Young E_{cc} pour l'angle 90 degrés donne le meilleurs résultat avec une valeur 8 GPa dépasse et dépasse celle de 50 degrés plus de 2 fois, et les valeurs obtenus sont pratiquement proportionnel à l'angle d'enroulement des plis α est à conclure que le module d'Young en compression circonférentielle E_{cc} est très influencé par l'angle d'enroulement des plis α .

V.1.2 Verre/epoxy

Le comportement force/déflexion des essais de rigidité des composite élaboré Figure IV.8. L'analyse des résultats obtenus montrent que le comportement des courbes est généralement linéaire, quel que soit le composite et l'angle d'orientation α des fibres.

Les forces à 5% de déformation représentée à la Figure IV.4 montre que pour les tubes composite Verre/Epoxy dépend de l'angle d'orientation α , la valeur maximale se trouve à V 50 et V 75 avoisinant les 1,5 KN.

L'effet de l'angle d'enroulement α sur la rigidité spécifique S à la compression circonférentielle avec leurs dispersions sont représentée sous forme d'histogramme dans la Figure IV.9. L'analyse montre que S est maximale à une orientation de α égale à V50, V55, V75 degrés ou la valeur

avoisine les 34 kPa et les faibles valeurs se trouve à V90.avec une valeur de 18 kPa pratiquement la moitié de celle de V 75.

L'effet de l'angle d'enroulement α et celui de la nature des fibres sur le module de Young E_{cc} à la compression circonférentielle représenté en histogramme Figure IV.10 L'analyse des résultats obtenus montre que le module d'Young E_{cc} pour l'angle 90 degrés donne le meilleurs résultat avec une valeur 20 GPa et dépasse celle de 55 degrés plus de 30%, et les valeurs obtenus sont pratiquement proportionnel à l'angle d'enroulement des plis α est à conclure que le module d'Young en compression circonférentielle E_{cc} est très influencé par l'angle d'enroulement des plis α .

V.1.3 Hybride J/V/époxy

L'effet de l'angle d'enroulement α sur la rigidité spécifique S à la compression circonférentielle sont représentée sous forme d'histogramme dans la Figure IV.8. L'analyse montre que S est maximale à une orientation de α égale à J/90V/J 90degrés ou la valeur avoisine les 30,5 kPa.

L'effet de l'angle d'enroulement α sur le module de Young E_{cc} à la compression circonférentielle représenté en histogramme Figure IV.11 L'analyse des résultats obtenus montre que le module d'Young E_{cc} donne le même résultat pour un angle de 90 degrés avec une valeur 5,6 GPa les valeurs obtenus sont pratiquement proportionnel à l'angle d'enroulement des plis α est à conclure que le module d'Young en compression circonférentielle E_{cc} est très influencé par l'angle d'enroulement des plis α pour V/60J/V et V/90J/V

V.2 Interprétation des résultats en traction circonférentielle.

V.2.1 Jute/époxy

. Les courbes contrainte-déformation en traction circonférentielle des tubes pour la famille Jute /Epoxy représenté à la Figure IV.19 affiches la même allure pour les différents angles d'orientation de fibre, On constate une évolution linéaire jusqu'à la charge maximale, dans l'ensemble des courbes, suivie par une rupture fragile.

Figure IV.22 sous forme d'histogramme représente la contrainte ultime (σ_{tc}), en fonction de l'orientation des fibres (α) soumis en traction circonférentielle .L'analyse des résultats montre que les propriétés mécaniques des tubes composites renforcés par des fibres de jute notamment pour la contrainte σ_{tc} dans le cas d'orientation de α à 90 degrés .donne La valeur maximale de 73,65 MPa et dépasse celle de 50 degrés de plus de deux fois Est la contrainte de traction

circonférentielle apparente σ_{tc} , des tubes à renfort en fibre de jute se situe dans une plage d'angles comprise entre 50 et 60 et sont pratiquement identique avec une valeur avoisinante les 60 MPa. la contrainte apparente (σ_{tc}) est linéaire et proportionnel à l'angle d'orientation des fibres α . On constate que cette propriété σ_{tc} est très influencée par l'angle d'enroulement des plis. Le module de Young maximal Etc est obtenue pour avec un α égale à 90 degrés avec une valeur de 47,65 GPa Figure IV.23 Etc est très influencée par l'angle d'enroulement des plis La représentation des résultats du paramètre déformation maximal A% en fonction des angles d'orientation et la nature du groupe est représenté en Figure IV.24 nous montre des valeurs de 5.2% à 7.53% pour le tube composite jute.

On constate que cette propriété σ_{tc} est très influencée par l'angle d'enroulement des plis.

V.2.2 Verre/epoxy

L'évolution des courbes contrainte-déformation en traction circonférentielle des tubes composite pour différentes d'angle d'orientation des fibres α affiche la même allure une évolution linéaire jusqu'à la charge maximale, dans l'ensemble des courbes, suivie par une rupture fragile.

Les résultats des tests en traction circonférentielle sur les différentes éprouvettes ont permis déterminer les 3 paramètres contrainte maximale σ_{tc} , le module d'Young Etc, et la déformation à la rupture Etc. La figure IV.12. Et de distinguer le comportement à la rupture ces tests sont assez répétitive avec des dispersions. La figure IV.13 décrivent l'évolution de la contrainte σ_{tc} en fonction de l'orientation des fibres (α) en traction circonférentielle ; ils affichent pratiquement une linéarité. L'analyse des résultats montre que les propriétés mécaniques des tubes composites renforcés par des fibres de Verre notamment pour une orientation de α à 90 degrés la contrainte σ_{tc} donne La valeur maximale de **482,33** MPa et dépasse celle de 50 degrés approximatifs de deux fois de plus. On constate que cette propriété σ_{tc} est très influencée par l'angle d'enroulement des plis.

Les résultats des modules de Young Etc en fonction des angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy est représenter à la figure IV.14. Une variation de **86 à 136** GPa ils affichent pratiquement une linéarité avec des dispersions une valeur de 136 GPa pour des angle compris entre 80 et 90 degrés : une augmentation de 50% par rapport au tube composite de 50 degrés. La représentation des résultats du paramètre déformation maximal A% en fonction des angles d'orientation nous montre des valeurs de 4.9% à 6,41% pour le tube composite Verre /Epoxy est représenté dans La figure IV.15

V.2.3 Hybride J/V/époxy

L'évolution des courbes contrainte-déformation en traction circonférentielle évolution affiche la même allure pour les différents tube composite **Figure IV.17**, On constate une évolution linéaire jusqu'à la charge maximale, dans l'ensemble des courbes, suivie par une rupture fragile

Les résultats des tests de traction circonférentielle sur les différentes éprouvettes ont permis pour chacun des tubes pour déterminer les 3 paramètres suivants : la contrainte maximale σ_{tc} , le module d'Young Etc, et la déformation à la rupture ϵ_{tc} La figure **IV.12**. Et de distinguer le comportement à la rupture ces tests sont assez répétitive avec des dispersions moindres que celle de Verre. La figure **IV.18** décrivent l'évolution de la contrainte σ_{tc} en fonction de l'orientation des fibres (α) en traction circonférentielle ; ils affichent pratiquement une linéarité. L'analyse des résultats montre que les propriétés mécaniques des tubes composites Hybride notamment pour une orientation de α à 90 degrés la contrainte σ_{tc} donne La valeur maximale de σ_{tc} **263,67MPa** et dépasse celle de 60 degrés approximatifs de deux fois de plus. On constate que cette propriété σ_{tc} est très influencée par l'angle d'enroulement des plis.

Les résultats des modules de Young *Etc* en fonction des angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy est représenter à la figure **IV.19**. Une variation de 52 à 80 GPa ils affichent pratiquement une linéarité avec des dispersions. une valeur de 80 GPa

La représentation des résultats du paramètre déformation maximal A% en fonction des angles d'orientation nous montre des valeurs de 5% à 6, % pour le tube composite Hybride Jute /Epoxy est représenté dans La figure **IV.20**

V.2.4 Faciès de rupture en traction circonférentielle



Figure IV 29 .Faciès de rupture Jute/Epoxy



Figure IV 30. Faciès de rupture Verre/Epoxy

V.2.5 . Comparaison entre les différentes familles de renfort

V.2.5.1 Comparaison entre la force en fonction de la déflexion Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride Jute/Verre/ Epoxy

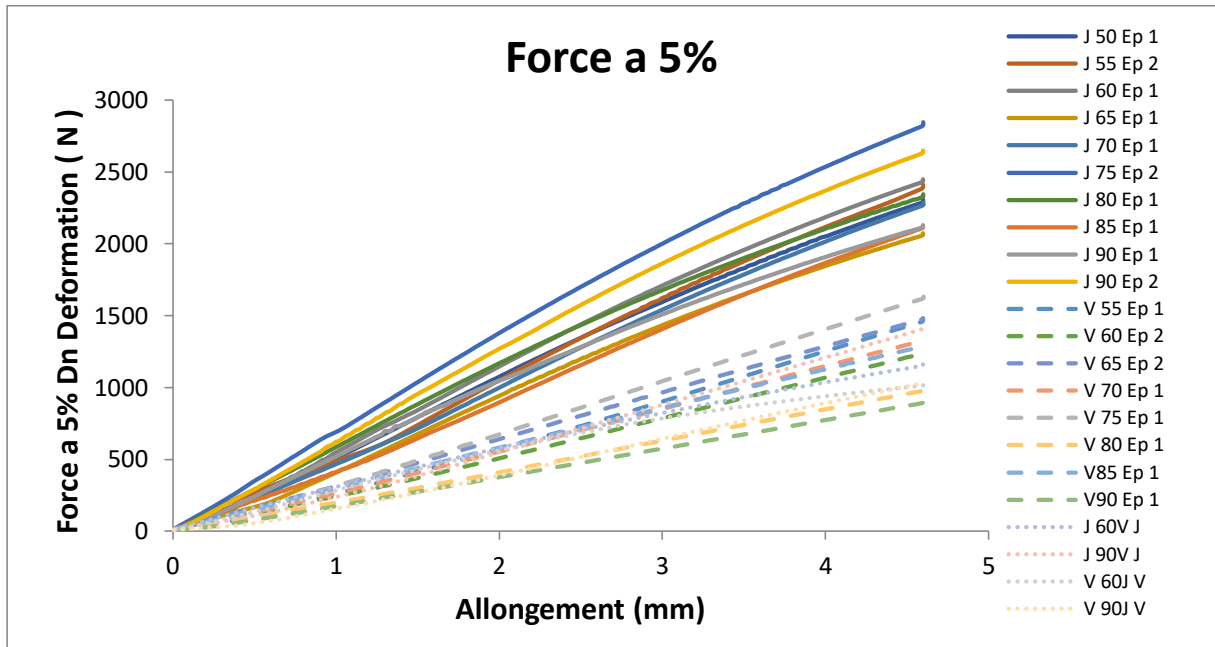


Figure IV 31. Evolution de la force en fonction de la déflexion Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride Epoxy

V.2.5.1 Effet des différentes familles sur la force à 5% du diamètre

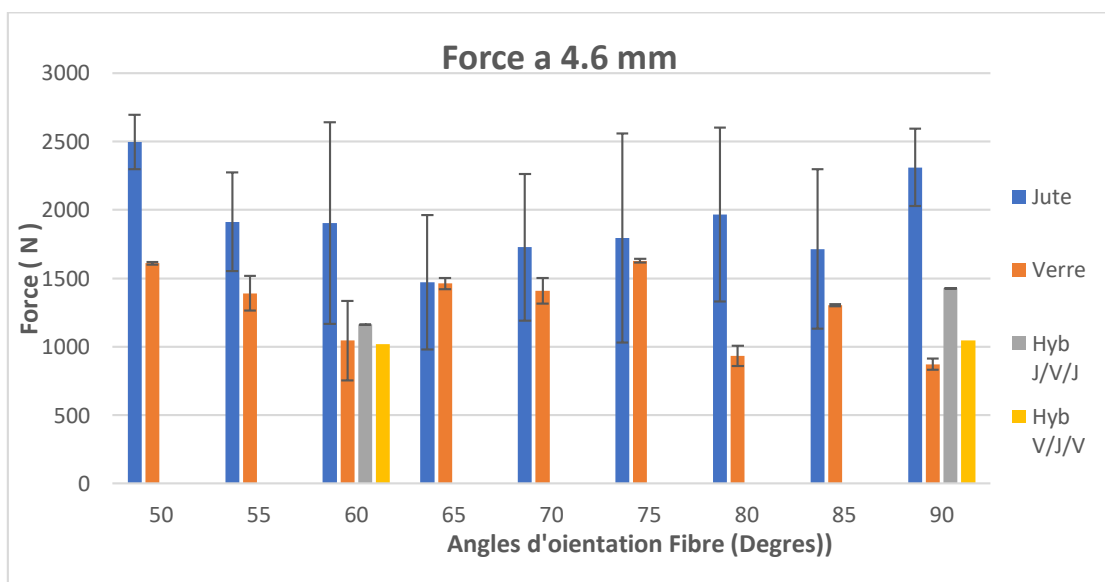


Figure IV 32 .Comparaison des forces à 5% du diamètre pour Jute /Epoxy Verre/Epoxy et Hybride /Epoxy

V.2.5.2 Effet des différentes familles sur la rigidité spécifique

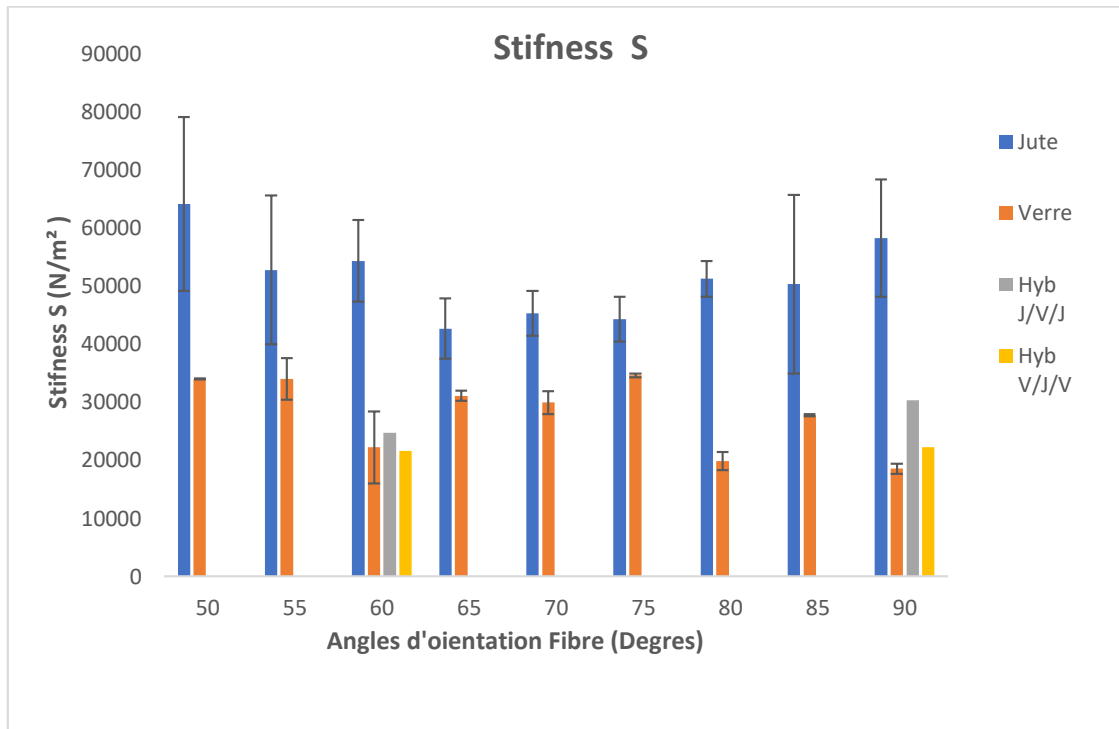


Figure IV 33 .Effet de l'angle d'enroulement α et de la nature des fibres sur la rigidité spécifique S à la compression circonférentielle.

Nous remarquons que la rigidité spécifique S présente une variation pour les trois types de fibre en fonction de leur angle d'enroulement α . Chaque type de fibre présente une valeur maximale de la rigidité spécifique pour une valeur donnée de α , et diminue notablement de part et d'autre de cet angle. Il est à noter, par ailleurs, pour les tubes avec les fibres de verre, l'écart entre les rigidités spécifiques en fonction de l'angle α , n'est pas aussi marqué pour les tubes avec les fibres de jute.

V.2.5.3 Effet des différentes familles sur modules de Young *Ecc*.

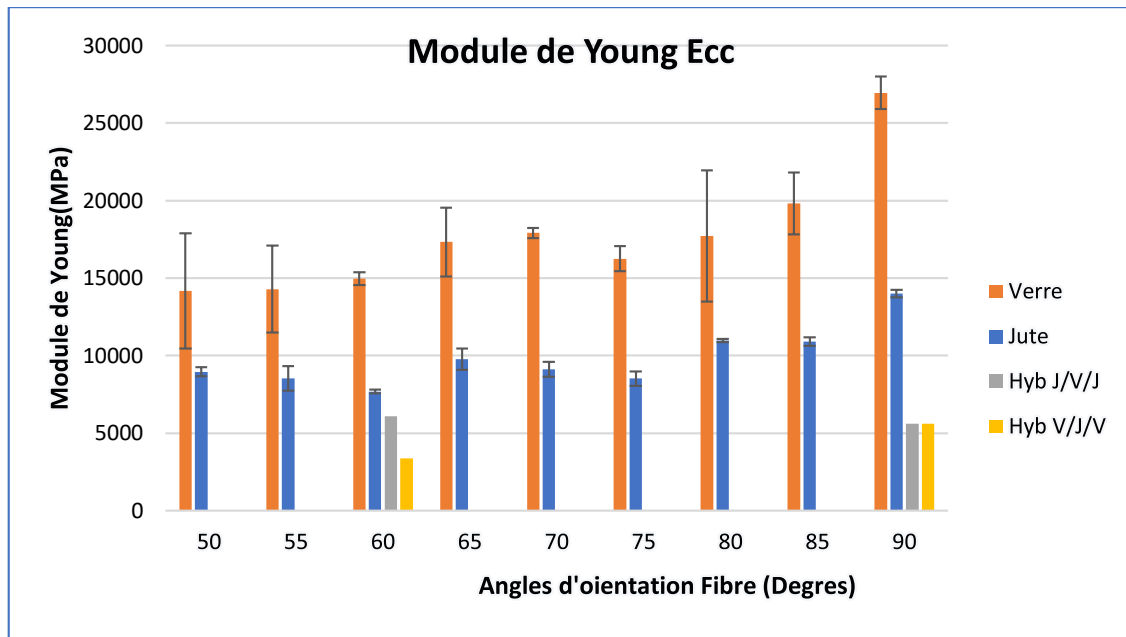


Figure IV 34 .Comparaison des modules de Young *Ecc* Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride/ epoxy

V.2.5.4 Effet des différentes familles sur Contrainte Max σ_c .

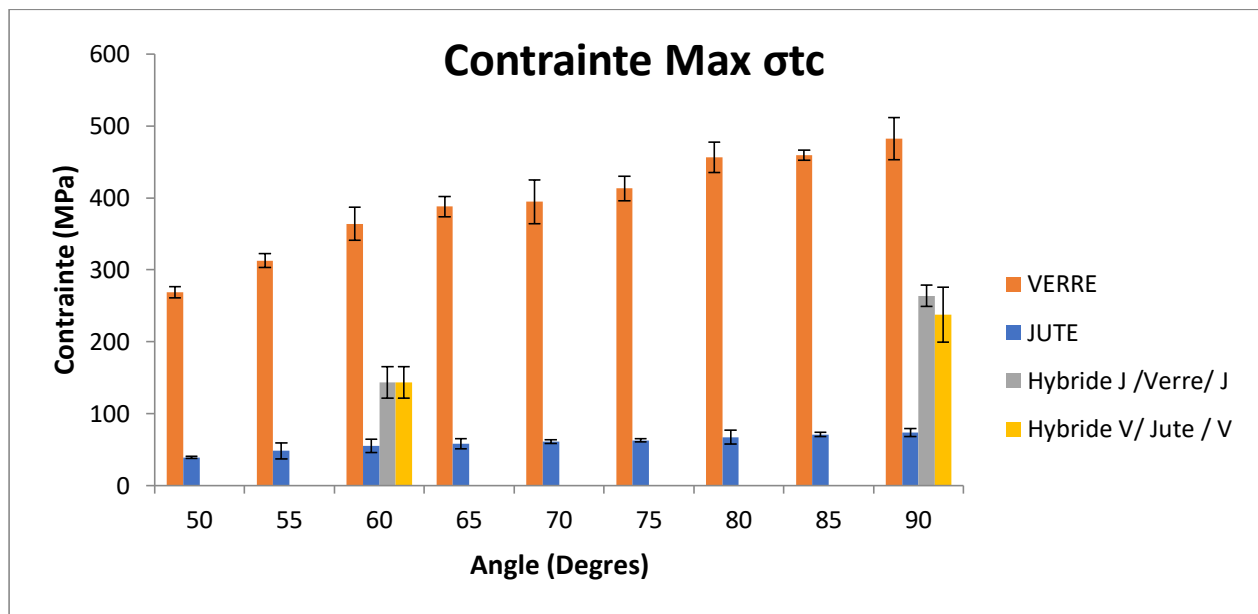


Figure IV 35 .Comparaison Contrainte Max σ_c Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride/ epoxy

V.2.5.5 Effet des différentes familles sur modules de Young Etc

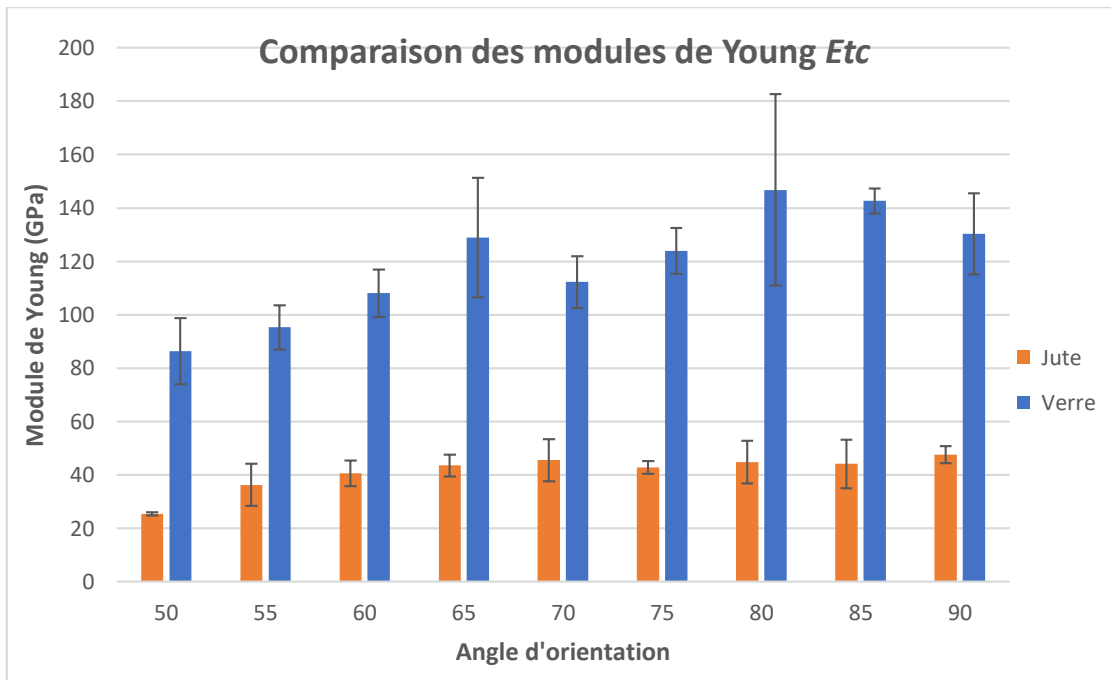


Figure IV 36 Comparaison des modules de Young Etc Jute /Epoxy Verre /Epoxy et Hybride/ Epoxy

V.2.6 Comparaison entre les modules d'Young en compression circonférentielle, Ecc, et en traction circonférentielle, Etc

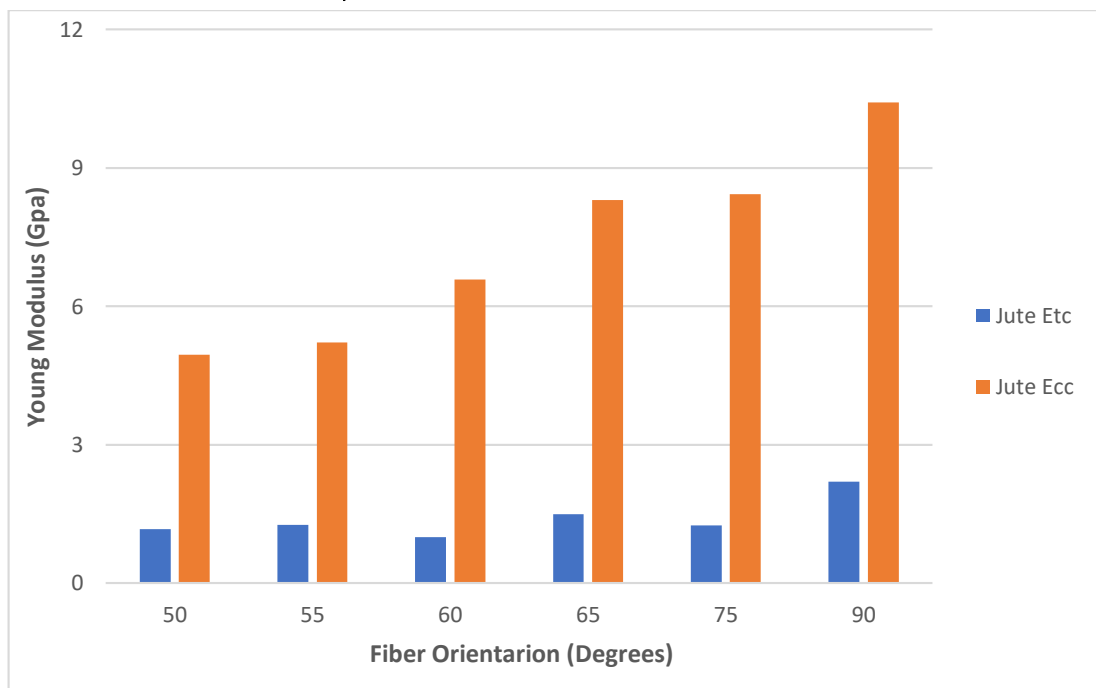


Figure IV 37 .Comparaison des modules de Young Ecc et Etc Jute /Epoxy

: Remarque :

On remarque que le module d'élasticité en traction circonférentielle pour les tubes aux fibres de verre est élevé par rapport à celle des tubes aux fibres de, pour presque tous les angles d'enroulement, contrairement à ce que nous avons observé en compression circonférentielle (FigureIV.12), où c'étaient les tubes à fibres de jute qui présentaient les modules de compression circonférentielle les plus élevés. On peut constater de ce graphe que le module de Young en traction circonférentielle E_{tc} est toujours inférieur au module de Young en compression circonférentielle E_{cc} quel que soit le nombre de couche sur le tube.

Il est clair que la contrainte maximale pour casser une surface sous forme convexe est supérieur a la contrainte maximale pour casser la même surface sous forme concave, et selon la loi de HOOK, $\sigma = E \cdot \epsilon$ la contrainte est proportionnelle au module d'Young, et c'est pour ça que $E_{cc} > E_{tc}$ car la forme géométrique de tubes est cylindrique.

Cette courbe exprime la superposition des modules de Young en compression circonférentiel E_{cc} avec les modules de Young en traction circonférentielle E_{tc} en fonction de l'angle d'orientation α . donne des résultats intéressants le E_{cc} dépassent celle E_{tc} de plus de 5 fois quel que soit l'angle d'orientation α .

V.2.7 Conclusion

Dans ce chapitre, Les résultats obtenus des tests effectués seront utilisés pour faire des calcules avec les formules indiquées ci-dessus

Les résultats obtenus pour la force maximale appliquée lors de la compression circonférentielle en fonction de l'angle d'enroulement α , illustrée par la figure IV.10, montre que toutes les courbes se ressemblent en forme.

Pour tous les tubes, quel que soit l'angle d'enroulement, le module d'Young en compression circonférentielle, E_{cc} , est toujours supérieure au module d'Young en traction circonférentielle.

Nous concluons que l'angle d'enroulement sur la résistance à la compression circonférentielle a un effet certain, et ce quel que soit le type du renfort.

On remarque que le module d'élasticité en traction circonférentielle pour les tubes aux fibres de verre est élevé par rapport à celle des tubes aux fibres de, pour presque tous les angles d'enroulement, contrairement à ce que nous avons observé en compression circonférentielle (FigureIV.12), où c'étaient les tubes à fibres de jute qui présentaient les modules de compression circonférentielle les plus élevés.

VI . Conclusion générale

L'objectif visé par cette thèse est d'étudier le comportement de tube composite pour les familles en bio composite et autre faite par le procédés de mise en forme d'enroulement filamentaire. Pour ce faire nous avons conçu une machine a deux axes pour satisfaire nos besoins. La machine est vérifiée aux conditions limite : les arbres roulement organe de transmission. Cette machine est entièrement automatisée et gérée par un automate. Après réalisation de la machine à enroulement filamentaire des ajustements et réglages faite sur cette machine pour avoir des tubes en composite conforme.

Cette étude expérimentale est faite par une élaboration des tubes en composite pour la famille jute/époxy ,Verre/Epoxy et Hybride/V//Epoxy en forme de tube en utilisant un procédés de mise en forme par enroulement filamentaire, nous avons travaillé sur deux paramètre : angle d'orientation α (: 50°, 55°, 60°, 65°, 70°,75°, 80°, 85°et 90 degrés).et trois familles de renfort (Jute, Verre et Hybride Jute Verre), les 20 diffèrent tubes fabriquer sont structurée en 4 plies(90J/ $\pm\alpha$ J₂/90J) et(90V/ $\pm\alpha$ V₂/90V) et (Hybride/Epoxy). Des tests de rigidité selon (ASTM D2412) et split disc selon (ASTM D2290) faite sur ces tubes pour déterminer leurs caractéristiques techniques et puis voir le comportement de ces composites en fonction des angles d'enroulement des fibres qui se déduit :

1. Les tubes composite jute/Epoxy présentent les meilleur résultat en rigidité spécifique S ; donc la fibre de jute donne des résultats très intéressent en rigidité.
2. La rigidité spécifique dépend de l'angle d'enroulement α . L'angle de 50°présente les meilleurs résultats en rigidité spécifique S pour Jute/époxy.
3. Dans ce test de rigidité l'angle d'orientation α de la famille jute/époxy le module d'Young E_{cc} jute/époxy pour l'angle 90 degrés présentent le meilleur résultat avec une valeur 10.42GPa et dépasse celle de 50 degrés plus de 2 fois.
4. Le module d'Young en compression circonférentielle E_{cc} est très influencé par l'angle d'enroulement des plis α .
5. La valeur maximale de la résistance à la traction circonférentielle apparente σ_{tc} , des tubes Jute/époxy se situe à l'angles 90 degrés elle est très influencée par l'angle d'enroulement de la fibre α .

6. Les résultats des tests en traction circonférentielle sur les différentes sections annulaires des tubes ont permis d'estimer leurs résistances maximales à la rupture σ_{tc} à la même nature du comportement à la rupture.
7. L'angle d'orientation des fibres α influence directement sur les caractéristiques mécaniques des tubes composites réalisés par enroulement filamentaire. Plus l'angle augmente les valeurs σ_{tc} augmente.
8. Les propriétés mécaniques des tubes composites renforcés par des fibres de Verre notamment pour une orientation de α à 90 degrés la contrainte σ_{tc} donne La valeur maximale de **482,33** MPa et dépasse celle de 50 degrés approximatifs de deux fois de plus. On constate que cette propriété σ_{tc} est très influencée par l'angle d'enroulement des plis.
9. Des modules de Young *Etc* en fonction des angles d'orientation des fibres α pour Verre /Epoxy affichent pratiquement une linéarité avec des dispersions une valeur de 136 GPa pour des angle compris entre 80 et 90 degrés : une augmentation de 50% par rapport au tube composite de 50 degrés
10. Les propriété σ_{tc} est très influencée par l'angle d'enroulement des plis quel que soit la nature du matériau.
11. Une hybridation a 50% améliore la contrainte apparente σ_{tc} de plus de 300%.
12. Les courbes contrainte-déformation en traction circonférentielle des tubes composite pour toute les familles composites, présente la même allure quel que soit l'angles d'orientation de fibre, une évolution linéaire jusqu'à la charge maximale, dans l'ensemble des courbes, suivie par une rupture fragile.

Avec ces résultats nous ouvrons un horizon sur utilisation des bio composite avec la technique d'enroulement filamentaire.

VII References

- [01] Staiger MP, Tucker N. Natural-fibre composites in structural applications. In: Pickering K, editor. *Properties and performance of natural-fibre composites*. Cambridge, UK: Woodhead Publishing; 2008. p. 269–300.
- [02] M. Jawaid and A. Khan (eds.), *Vegetable Fiber Composites and their Technological Applications*, *composites Science and Technology*, https://doi.org/10.1007/978-981-16-1854-3_8.
- [03] A. V. Kiruthika, “A review on physico-mechanical properties of bast fibre reinforced polymer composites,” *J. Build. Eng.*, vol. 9, no. June 2016, pp. 91–99, 2017, doi: 10.1016/j.jobe.2016.12.003.
- [04] S. N. Chattopadhyay, N. C. Pan, A. N. Roy, and K. K. Samanta, “Pretreatment of jute and banana fibre—its effect on blended yarn and fabric,” *J. Nat. Fibers*, vol. 17, no. 1, pp. 75–83, 2018, doi: 10.1080/15440478.2018.1469450.
- [05] M. Ramli and A. Akhavan Tabassi, “Effects of polymer modification on the permeability of cement mortars under different curing conditions: A correlational study that includes pore distributions, water absorption and compressive strength,” *Constr. Build. Mater.*, vol. 28, no. 1, pp. 561–570, 2012, doi: 10.1016/j.conbuildmat.2011.09.004.
- [06] J. Pinto, A. Athanassiou, and D. Fragouli, “Effect of the porous structure of polymer foams on the remediation of oil spills,” *J. Phys. D. Appl. Phys.*, vol. 49, no. 14, p. 145601, 2016, doi: 10.1088/0022-3727/49/14/145601.
- [07] J. Fleischer, R. Teti, G. Lanza, P. Mativenga, H. C. Möhring, and A. Caggiano, “Composite materials parts manufacturing,” *CIRP Ann.*, vol. 67, no. 2, pp. 603–626, 2018, doi: 10.1016/j.cirp.2018.05.005.
- [08] K. Balasubramanian, M. T. H. Sultan, and N. Rajeswari, *Manufacturing techniques of composites for aerospace applications*. Elsevier Ltd, 2018.
- [09] S. K. Mazumdar, *Composites Composites*. 2001.
- [10] S. T. Peters, *C Composite F Ilament*. 2013.
- [11] G. L. Dominick V. Rosato (auth.), *HANDBOOK OF COMPOSITES*, vol. 1, no. 69. 1982.
- [12] M. Azeem *et al.*, “Application of Filament Winding Technology in Composite Pressure Vessels and Challenges: A Review,” *J. Energy Storage*, vol. 49, no. May, 2022, doi: 10.1016/j.est.2021.103468.
- [13] M. A. Leeds, “Study of the Use of Preimpregnated Roving with Numerically Controlled

- Winding Equipment,” 1962, [Online]. Available: <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/AD0283395.pdf>.
- [14] F. H. Abdalla *et al.*, “Design and fabrication of low cost filament winding machine,” *Mater. Des.*, vol. 28, no. 1, pp. 234–239, 2007, doi: 10.1016/j.matdes.2005.06.015.
- [15] D. A. Saravanos and J. S. Lamancusa, “Optimum structural design of robotic manipulators with fiber reinforced composite materials,” *Comput. Struct.*, vol. 36, no. 1, pp. 119–132, 1990, doi: 10.1016/0045-7949(90)90181-Z.
- [16] G. Totaro and F. De Nicola, “Recent advance on design and manufacturing of composite anisogrid structures for space launchers,” *Acta Astronaut.*, vol. 81, no. 2, pp. 570–577, 2012, doi: 10.1016/j.actaastro.2012.07.012.
- [17] H. Li, S. Sueda, and J. Keyser, “Computation of Filament Winding Paths with Concavities and Friction,” *CAD Comput. Aided Des.*, vol. 141, p. 103089, 2021, doi: 10.1016/j.cad.2021.103089.
- [18] L. Sorrentino *et al.*, “Robotic filament winding: An innovative technology to manufacture complex shape structural parts,” *Compos. Struct.*, vol. 220, pp. 699–707, 2019, doi: 10.1016/j.compstruct.2019.04.055.
- [19] C. C. Liang, H. W. Chen, and C. H. Wang, “Optimum design of dome contour for filament-wound composite pressure vessels based on a shape factor,” *Compos. Struct.*, vol. 58, no. 4, pp. 469–482, 2002, doi: 10.1016/S0263-8223(02)00136-8.
- [20] L. Zu, S. Koussios, and A. Beukers, “Design of filament-wound circular toroidal hydrogen storage vessels based on non-geodesic fiber trajectories,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 660–670, 2010, doi: 10.1016/j.ijhydene.2009.10.062.
- [21] S. Seereeram and J. T. Y. Wen, “An All-Geodesic Algorithm for Filament Winding of a T-Shaped Form,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 38, no. 6, pp. 484–490, 1991, doi: 10.1109/41.107105.
- [22] J. Fu, J. Yun, Y. Jung, and D. Lee, “Generation of filament-winding paths for complex axisymmetric shapes based on the principal stress field,” *Compos. Struct.*, vol. 161, pp. 330–339, 2017, doi: 10.1016/j.compstruct.2016.11.022.
- [23] B. Lauke and K. Friedrich, “Evaluation of processing parameters of thermoplastic composites fabricated by filament winding,” *Compos. Manuf.*, vol. 4, no. 2, pp. 93–101, 1993, doi: 10.1016/0956-7143(93)90076-K.
- [24] K. Charlet, C. Baley, C. Morvan, J. P. Jernot, M. Gomina, and J. Bréard, “Characteristics of Hermès flax fibres as a function of their location in the stem and properties of the derived unidirectional composites,” *Compos. Part A Appl. Sci. Manuf.*, vol. 38, no. 8, pp. 1912–1921, 2007, doi: 10.1016/j.compositesa.2007.03.006.
- [25] L. Yan and N. Chouw, “Crashworthiness characteristics of flax fibre reinforced epoxy tubes for energy absorption application,” *Mater. Des.*, vol. 51, pp. 629–640, 2013, doi:

- 10.1016/j.matdes.2013.04.014.
- [26] K. Nadia, M. R. Ishak, and S. Misri, “Kenaf fibre: Its potential and review on bending fatigue of hollow shaft composites,” *Appl. Mech. Mater.*, vol. 629, pp. 395–398, 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.629.395.
- [27] B. T. Węclawski, M. Fan, and D. Hui, “Compressive behaviour of natural fibre composite,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 67, pp. 183–191, 2014, doi: 10.1016/j.compositesb.2014.07.014.
- [28] R. A. Eshkoo *et al.*, “Failure mechanism of woven natural silk/epoxy rectangular composite tubes under axial quasi-static crushing test using trigger mechanism,” *Int. J. Impact Eng.*, vol. 64, pp. 53–61, 2014, doi: 10.1016/j.ijimpeng.2013.09.004.
- [29] S. Misri, M. R. Ishak, S. M. Sapuan, and Z. Leman, “The effect of winding angles on crushing behavior of filament wound hollow kenaf yarn fibre reinforced unsaturated polyester composites,” *Fibers Polym.*, vol. 16, no. 10, pp. 2266–2275, 2015, doi: 10.1007/s12221-015-5447-y.
- [30] S. M. Sapuan and N. Bin Yusoff, *The relationship between manufacturing and design for manufacturing in product development of natural fibre composites*. 2015.
- [31] P. Lehtiniemi, K. Dufva, T. Berg, M. Skrifvars, and P. Järvelä, “Natural fiber-based reinforcements in epoxy composites processed by filament winding,” *J. Reinf. Plast. Compos.*, vol. 30, no. 23, pp. 1947–1955, 2011, doi: 10.1177/0731684411431019.
- [32] S. Misri, S. M. Sapuan, Z. Leman, and M. R. Ishak, “Torsional behaviour of filament wound kenaf yarn fibre reinforced unsaturated polyester composite hollow shafts,” *Mater. Des.*, vol. 65, pp. 953–960, 2015, doi: 10.1016/j.matdes.2014.09.073.
- [33] S. Misri, M. R. Ishak, S. M. Sapuan, and Z. Leman, “Split-disk properties of kenaf yarn fibre-reinforced unsaturated polyester composites using filament winding method,” *Pertanika J. Sci. Technol.*, vol. 24, no. 2, pp. 475–482, 2016.
- [34] A. E. Ismail, Z. Noranai, N. H. M. Nor, A. L. M. Tobi, and M. H. Ahmad, “Effect of Hybridized Fiber Wrapped Around the Aluminum Tubes on the Crushing Performances,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 160, no. 1, 2016, doi: 10.1088/1757-899X/160/1/012019.
- [35] M. F. M. Alkbir, S. M. Sapuan, A. A. Nuraini, and M. R. Ishak, “Fibre properties and crashworthiness parameters of natural fibre-reinforced composite structure: A literature review,” *Compos. Struct.*, vol. 148, pp. 59–73, 2016, doi: 10.1016/j.compstruct.2016.01.098.
- [36] Z. F. Albahash and M. N. M. Ansari, “Investigation on energy absorption of natural and hybrid fiber under axial static crushing,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 151, pp. 52–61, 2017, doi: 10.1016/j.compscitech.2017.07.028.
- [37] S. Slavov, “AN AXIAL CRUSHING CHARACTERISTICS OF HYBRID KENAF / GLASS FABRIC WRAPPED ALUMINIUM CAPPED TUBES,” *Int. J. Mech. Prod. Eng.*

Res. Dev., vol. 8, no. 6, pp. 201–206, 2018.

- [38] L. Gemi, M. Kayrıç1, M. Uludağ, D. S. Gemi, and Ö. S. Şahin, “Experimental and statistical analysis of low velocity impact response of filament wound composite pipes,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 149, pp. 38–48, 2018, doi: 10.1016/j.compositesb.2018.05.006.
- [39] C. Colombo and L. Vergani, “Optimization of filament winding parameters for the design of a composite pipe,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 148, pp. 207–216, 2018, doi: 10.1016/j.compositesb.2018.04.056.
- [40] Y. S. Kim, L. H. Kim, and J. S. Park, “The effect of composite damage on fatigue life of the high pressure vessel for natural gas vehicles,” *Compos. Struct.*, vol. 93, no. 11, pp. 2963–2968, 2011, doi: 10.1016/j.compstruct.2011.05.007.
- [41] W. D. Callister and D. G. Rethwisch, “Composites Materials,” *Fundam. Mater. Sci. Eng. an Integr. approach*, vol. 21, pp. 617–620, 625–637, 648–650, 2008.
- [42] M. Quanjin, M. R. M. Rejab, M. S. Idris, B. Bachtiar, J. P. Siregar, and M. N. Harith, “Design and optimize of 3-axis filament winding machine,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 257, no. 1, 2017, doi: 10.1088/1757-899X/257/1/012039.
- [43] M. R. M. Rejab and M. M. Noor, “Modification and Testing of Four Axes Filament Winding Machine,” *Design*, pp. 1505–1509, 2008.
- [44] G. Ibrahim, “Comportement hygromécanique de tubes composites obtenus par enroulement filamentaire en immersion et soumis à différentes températures,” 2017.
- [45] S. Y. Sung and Y. J. Kim, “Alpha-case formation mechanism on titanium investment castings,” *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 405, no. 1–2, pp. 173–177, 2005, doi: 10.1016/j.msea.2005.05.092.
- [46] P. Casari, F. Jacquemin, and P. Davies, “Characterization of residual stresses in wound composite tubes,” *Compos. Part A Appl. Sci. Manuf.*, vol. 37, no. 2, pp. 337–343, 2006, doi: 10.1016/j.compositesa.2005.03.026.
- [47] J. W. Kim, J. H. Lee, H. G. Kim, H. S. Kim, and D. G. Lee, “Reduction of residual stresses in thick-walled composite cylinders by smart cure cycle with cooling and reheating,” *Compos. Struct.*, vol. 75, no. 1–4, pp. 261–266, 2006, doi: 10.1016/j.compstruct.2006.04.029.
- [48] J. S. Park, C. S. Hong, C. G. Kim, and C. U. Kim, “Analysis of filament wound composite structures considering the change of winding angles through the thickness direction,” *Compos. Struct.*, vol. 55, no. 1, pp. 63–71, 2002, doi: 10.1016/S0263-8223(01)00137-4.
- [49] J. Bai, G. Hu, and P. Bompard, “Behaviour Model of Damage Initiation and the Competition Between Different Mechanisms,” vol. 51, pp. 155–164, 1997.
- [50] X. Yuan, B. Zhu, X. Cai, J. Liu, K. Qiao, and J. Yu, “Optimization of interfacial properties of carbon fiber/epoxy composites via a modified polyacrylate emulsion sizing,” *Appl. Surf. Sci.*, vol. 401, pp. 414–423, 2017, doi: 10.1016/j.apsusc.2016.12.234.

- [84] D. Perreux, D. Choqueuse, and P. Davies, “Anomalies in moisture absorption of glass fibre reinforced epoxy tubes,” *Compos. - Part A Appl. Sci. Manuf.*, vol. 33, no. 2, pp. 147–154, 2002, doi: 10.1016/S1359-835X(01)00111-7.
- [85] M. C. R. Michelle Leali Costa, Sérgio Frascino M. de Almeidaa, “The influence of porosity on the interlaminar shear strength of carbon/epoxy and carbon/bismaleimide fabric laminates,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 61, pp. 2101–2108, 2001, [Online]. Available: https://ac.els-cdn.com/S0266353801001579/1-s2.0-S0266353801001579-main.pdf?_tid=a852931f-85dd-4c79-8ddb-35d52901e7b2&acdnat=1522153499_6e5d8b7a6cea0e20b7b173e9d627909b.
- [86] F. Ellyin and R. Maser, “Environmental effects on the mechanical properties of glass-fiber epoxy composite tubular specimens,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 64, no. 12, pp. 1863–1874, 2004, doi: 10.1016/j.compscitech.2004.01.017.
- [87] D. Perreux and C. Suri, “A study of the coupling between the phenomena of water absorption and damage in glass/epoxy composite pipes,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 57, no. 9–10, pp. 1403–1413, 1997, doi: 10.1016/s0266-3538(97)00076-6.

[1] : Jean-Marie Berthelot, « Mécanique des matériaux et structure composites ». Institut Supérieur des Matériaux et Mécaniques Avancés, le Mans, France (2013).

[2] : « Quelques procédés de mise en forme des composites », science de l'ingénieur (2013).

[3]: thesis: « Design and optimization of filament wound composite pressure vessels». Master of Science in Engineering Mechanics Xi'an University of Technology, 2012, China.

[3]] : Philippe COGNARD, « Applications des composites anticorrosion dans l'industrie ». Techniques de l'ingénieur, 10/06/2005, France.

[4]: Patricia KRAWCZAK, « p2645 Spectrométrie de masse – Principe et appareil ». Techniques de l'ingénieur, 10/04/2002, France.

[5]: Fiche Pratiques ABC Plastique, « 0985 Préimprégnés phénoliques (PSMC, PBMC): transformation, façonnage, recyclage ». Techniques de l'ingénieur, France 2011.

[6]: Daniel Gay, jacques GAMBELIN, « dimensionnement des structures », édition Hermès, 1999.

[7]: 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.

[8]:, « transmission de puissance par chaînes ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[9]: Bouaziz, « transmission de puissance par engrenages ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[10]: Bouaziz, « dimensionnement des éléments technologique, roulements ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[11]: Bouaziz, « dimensionnement des éléments technologique, clavettes ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[12] : Bouaziz, « vis- écrou, cours de construction mécanique » ; Riach, « conception de machine », ENP, 2013/2014

[13]: SKF, « catalogue général » SKF, 1992.

[14]: R. Quatremer, j. Trotignon, « dessin conception et normalisation ». Précis de construction mécanique, 1978.

[15]: Saad MUTASHER; Nazim MIR-NASIRI; Lee CHAILIN, « small- scale filament winding machine for producing fiber composite products». Journal of Engineering Science and Technology 2012

[1] : Jean-Marie Berthelot, « Mécanique des matériaux et structure composites ». Institut Supérieur des Matériaux et Mécaniques Avancés, le Mans, France (2013).

[2] : « Quelques procédés de mise en forme des composites », science de l'ingénieur (2013).

[3]: thesis: « Design and optimization of filament wound composite pressure vessels». Master of Science in Engineering Mechanics Xi'an University of Technology, 2012, China.

[3]] : Philippe COGNARD, « Applications des composites anticorrosion dans l'industrie ». Techniques de l'ingénieur, 10/06/2005, France.

[4]: Patricia KRAWCZAK, « p2645 Spectrométrie de masse – Principe et appareil ». Techniques de l'ingénieur, 10/04/2002, France.

[5]: Fiche Pratiques ABC Plastique, « 0985 Préimprégnés phénoliques (PSMC, PBMC): transformation, façonnage, recyclage ». Techniques de l'ingénieur, France 2011.

[6]: Daniel Gay, jacques GAMBELIN, « dimensionnement des structures », édition Hermès, 1999.

[7]: 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.

[8]:, « transmission de puissance par chaînes ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[9]: Bouaziz, « transmission de puissance par engrenages ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[10]: Bouaziz, « dimensionnement des éléments technologique, roulements ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[11]: Bouaziz, « dimensionnement des éléments technologique, clavettes ». Cours de construction mécanique, ENP, 2013.

[12] : Bouaziz, « vis- écrou, cours de construction mécanique » ; Riach, « conception de machine », ENP, 2013/2014

[13]: SKF, « catalogue général » SKF, 1992.

[14]: R. Quatremer, j. Trotignon, « dessin conception et normalisation ». Précis de construction mécanique,1978.

[15]: Saad MUTASHER; Nazim MIR-NASIRI; Lee CHAILIN, « small- scale filament winding machine for producing fiber composite products». Journal of Engineering Science and Technology 2012

VIII .Annexes

VIII.1 . Sollicitations sur la barre

La barre est soumise à la flexion et à une fore 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.

VIII.2 Diagrammes des moments fléchissant

1. Diagramme des moments fléchissant suivant le plan vertical

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



Figure II 4 Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoy).

1. 1. 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 :

$$P = 2 \times P_1 + P_2 = 2 \times g \times m_4 + m_2 \times g \quad \text{II.52}$$

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

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

$$m_2 = \rho_{acier} \times V_2 \quad \text{II.53}$$

▪ **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 : $R_{43} = 32,5 \text{ mm}$

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

$$m_p = \frac{\rho_{alu}}{3} \pi L_4 (R_{41}^2 + R_{42}^2 + R_{42} R_{41}) \times 10^{-9} = 12,741 \text{ kg} \quad \text{II.54}$$

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

$$m_1 = m_p - \rho_{alu} \pi R_{43}^2 L_4 \times 10^{-9} = 12,11 \text{ kg} \quad \text{II.55}$$

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

$$\text{On a : } m_2 = \rho_{acier} \times V_2 \quad \text{II.56}$$

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

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

✓ Longueur du cylindre : $h_2 = 1480 \text{ mm}$

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

Donc :

$$m_2 = \rho_{acier} \pi \times h_2 \times (r_{2e}^2 - r_{1i}^2)$$

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

On trouve un poids de :

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

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

La roue est de l'acier, sa masse est : $m_3 = \rho_{acier} \times V_3$

II.57

– Masse de la couronne :

$$R_{31} = 224 \text{ mm}$$

$$R_{32} = 204 \text{ mm}$$

$$L_{31} = 40 \text{ mm}$$

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

– Masse du cylindre :

$$R_{32} = 204 \text{ mm}$$

$$L_{32} = 24 \text{ mm}$$

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

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

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

$$L_{31} = 40 \text{ mm}$$

Ce qui donne :

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

– Masse des 4 trous

$$R_{34} = 28 \text{ mm}$$

$$L_{32} = 24mm$$

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

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

Le poids de la roue est de :

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

II.58



Figure II 5 Roue réceptrice d'engrenage

a. Calcul des réactions

$$\text{À l'équilibre : } \sum F_{ext} = 0$$

II.59

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

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

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

Le moment résultant par rapport le point A :

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

II.60

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

$$\text{On trouve : } R_{By} = 293,12N \dots\dots\dots (2)$$

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

C. Calcul des moments fléchissant M_{fz}

D'après la figure II.13 qui illustre les efforts sur la barre dans le plan vertical (xoy) on a :

Pour $0 < x < 80$: $M_{fz} = -P_e x = -240x$ II.61

Et pour :

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

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

Et pour :

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

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 :

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

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 :

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

d- Diagramme des moments fléchissant M_{fz}

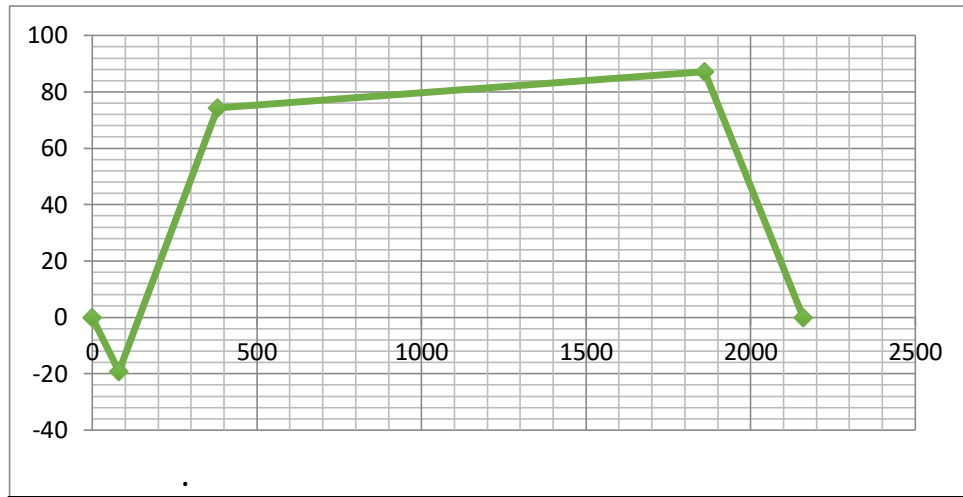


Figure II 6 Diagramme de moment fléchissant MfZ

2. Diagramme des moments fléchissant suivant le plan horizontal

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

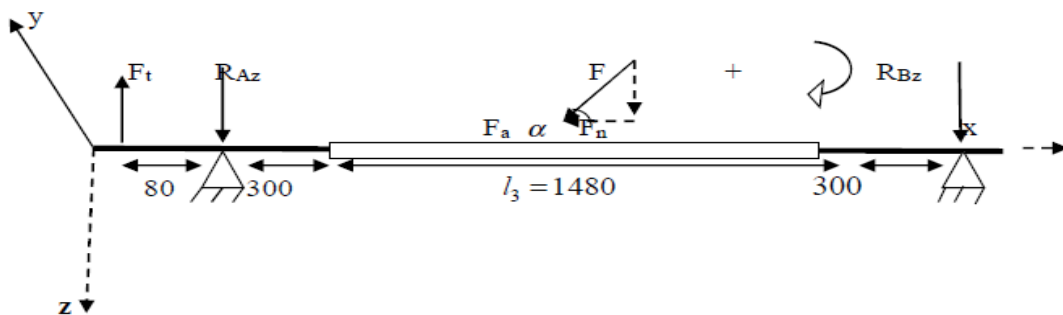


Fig. II. 19. Schéma illustre les efforts sur la barre dans le plan (xoz).

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. II.5. Caractéristiques mécaniques principales des fibres de renfort [1].

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 (Tableau IV de l'annexe). Pour le cas du composite fibre/résine, on peut prendre $S_e=1,5$.

$$R_p = \frac{R_e}{S_e} = \frac{1000}{1,5} = 666,66 \text{ MPa} \quad \text{II.62}$$

$$F = S \times R_p = \frac{\pi \times d^2}{4} \times R_p = \frac{\pi \times (0,4 \times 10^{-3})^2}{4} \times 666,66 \times 10^6 = 83,73 \text{ N} \quad \text{II.63}$$

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 :

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad \text{II.64}$$

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 :

$$R_{Bz} = -34,41 \text{ N et } R_{Az} = -243 \text{ N}$$

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.

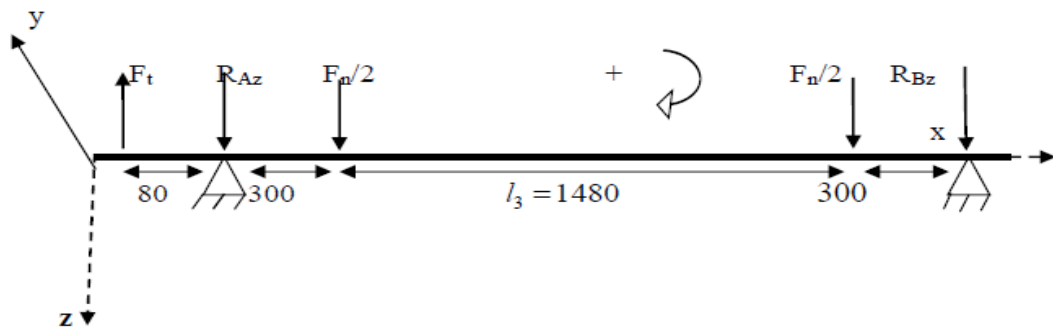


Figure II 7 Schéma illustre les efforts simplifiés sur la barre dans le plan (xoz).

Pour $0 < x < 80$ on a : $M_{fy} = F_t \times x = -193,69 \times x$ II.65

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 : $M_{fy} = -F_t \times x - R_{Az} \times (x - 80) = -193,69 \times x + 243(x - 80)$

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 :

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

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 :

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

d. Diagramme de moment fléchissant M_{fy}

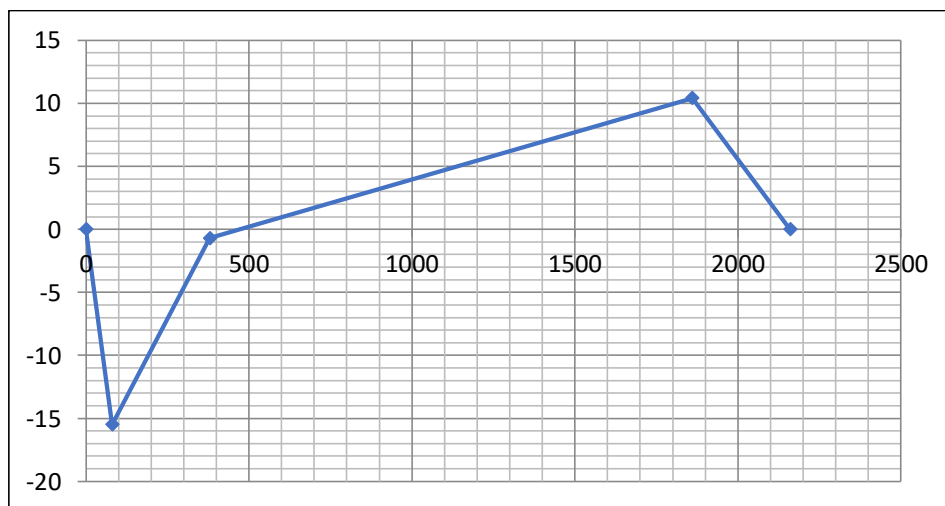


Figure II 8 Diagramme de moment fléchissant M_{fy}

e. Le moment résultant

- Calcul de moment fléchissant résultant

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

II.66

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

$$M_t = \frac{P}{\omega_4} = \frac{180}{1,51} = 119,2 N.m$$

II.67

• **Calcul de moment résultant**

$$M_{result} = \sqrt{M_{fresult}^2 + M_t^2} = \sqrt{89,28^2 + 119,2^2} = 148,92 N.m \quad \text{II.68}$$

f. Diamètre minimum de l'arbre

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

g. Etude de la barre à la résistance

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

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \quad \text{II.69}$$

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 :

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

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

Permet d'écrire :

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

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

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi R_{pe}}\right) \sqrt{4M_f^2 + 3M_t^2}} \quad \text{II.70}$$

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

L'application numérique donne :

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

h. Etude de la barre à la rigidité

h.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 :

$$M_t \leq \frac{GI_G \theta_{\max}}{L} \quad \text{II.71}$$

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 donnée par :

$$\theta = \frac{M_t}{G} \sum_i \frac{L_i}{I_{Gi}} = \frac{M_t}{G} \left(\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}} \right) \quad \text{II.72}$$

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

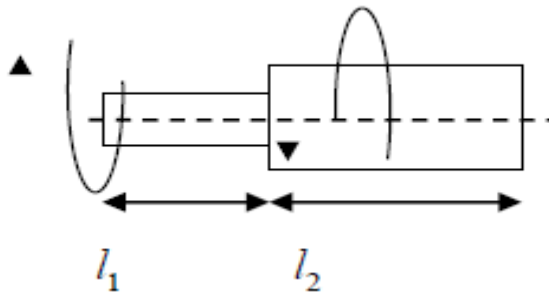


Fig. II.19. Schéma présente un arbre étagé

En pratique, on prend : $\theta_{\max} = 1/2$ °/m pour une transmission longue soumise à un couple régulier.

Nous avons à aussi le diamètre maximum du cylindre : $d_{\max} = 400\text{mm}$, 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 $\nu = 0,3$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{210000}{2(1+0,3)} \approx 80769 \text{ MPa} = 80769 \text{ N/mm}^2 \quad \text{II.73}$$

On a :

$$M_t = \frac{G\theta}{\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}}} \quad \text{II.74}$$

C'est-à-dire :

$$G\theta = \left(\frac{\ell_1}{I_{G_1}} + \frac{\ell_2}{I_{G_2}}\right) \times M_t \quad \text{II.75}$$

On trouve :

$$I_{G_1} = \frac{M_t \ell_1}{G\theta - \frac{\ell_2}{I_{G_2}} M_t} \quad \text{II.76}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32M_t \ell_1}{(G\theta - \frac{\ell_2}{I_{G_2}} M_t) \pi}} = 24,37 \text{ mm} \quad \text{II.77}$$

Tel que :

$$I_{G_1} = \frac{\pi d^4}{32} \quad ; \quad I_{G_2} = \frac{\pi(d_2^4 - d_1^4)}{32} \quad \text{II.78}$$

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

h.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 :

$$y'' = -\frac{M_3}{EI_3} \quad \text{II.79}$$

$$y' = \int -\frac{M_3}{EI_3} dx \quad \text{II.80}$$

La flèche est donnée par :

$$y = \int -\frac{M_3}{EI_3} dx^2 = \int -\frac{M_3}{E \frac{\pi d^4}{32}} dx^2 \quad \text{II.81}$$

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 agissent sur la barre, on trouve la courbe de la flèche suivante :

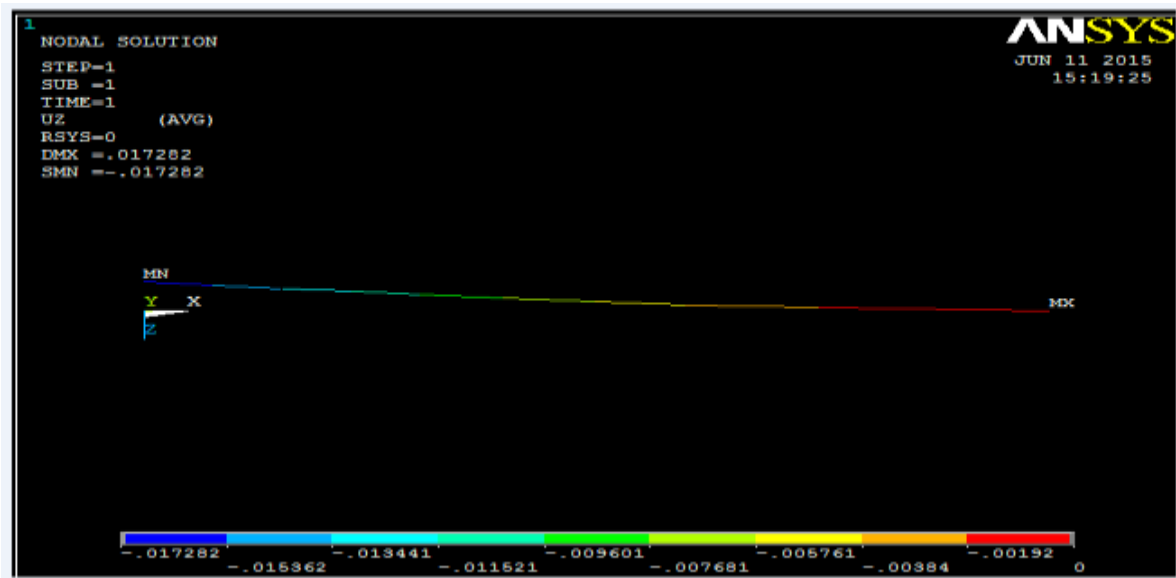


Figure II 10 Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoy).

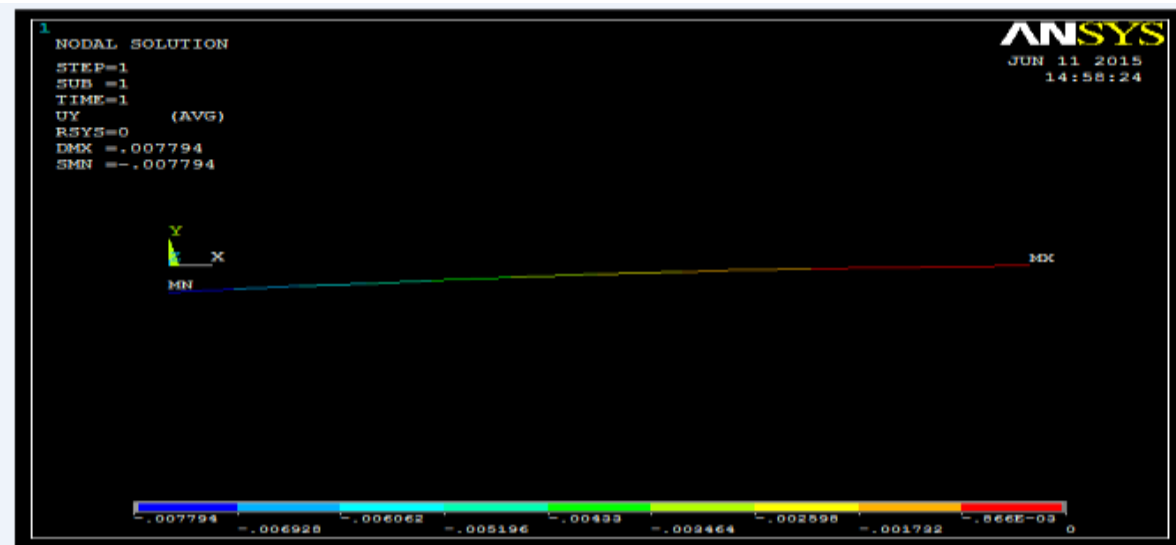


Figure II 11 Figure par ANSYS présente la flèche suivant plan (xoz).

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