

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Par : Houalef Ihab-Eddine.

Intitulé :

Etude et conception d'une cadreuse Automatique bidirectionnelle

Soutenu publiquement, le 30/09/2020, devant le jury composé de :

M.BOUKHALFA.A	Prof	Univ. Tlemcen	Président
M.HAMZA CHERIF S.M.	MCA	Univ. Tlemcen	Directeur
M.SERDOUN.N	MCA	Univ. Tlemcen	Co- Directeur
M.CHORFIS.M	MCB	Univ. Tlemcen	Examineur

Année Universitaire : 2019/2020

Remerciements :

Louange à Dieu miséricordieux de m'avoir donné santé, courage, perspicacité et persévérance pour achever ce travail au niveau de la faculté qui clôture mes années de travail acharné et de réflexion.

J'aimerais bien dans ces quelques lignes remercier toutes les personnes qui d'une manière ou d'une autre, ont contribué au bon déroulement de mon travail, tout au niveau humain qu'au niveau scientifique

Je tiens tout d'abord à remercier mes encadreurs Monsieur Hamza Cherif et Monsieur Serdoun qui m'ont permis de bénéficier à la fois de leurs compétences scientifiques et professionnelle et de leurs disponibilités, tant pour résoudre les difficultés rencontrées lors de la réalisation de mon projet ou pour répondre à mes questions. Je les remercie aussi pour leurs patiences et encouragements ce qui m'a permis de travailler dans de bonnes conditions.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur Chikh le doyen de notre faculté et je veux remercier aussi le président de jury Professeur Boukhalfa et l'examineur Monsieur Chorfi, pour avoir accepté de nous honorer de leur présence et de juger notre travail merci.

Nous remercions aussi tous les professeurs et les enseignants de département génie mécanique, nos parents, nos frères et sœurs et nos chers amis, pour leurs aides et leurs sacrifices.

Dédicaces :

Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour, le respect, la reconnaissance, c'est tout simplement que : Je dédie ce mémoire à :

A Ma tendre Mère Yamina : Tu représentes pour moi la source de tendresse et l'exemple de dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager. Tu as fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études.

A Mon très cher Père Mohammed : Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail et le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation le long de ces années.

A mes sœurs : Anfal, Fatima Zohra, Chaïma et Hadjer.

A mes cousins: Housseem, Djawed, Mohammed, Imad, Fouad, Abedlilah et Monsif.

A mes Amis : Abdelatif, Alaeddine, Housseem, Bachir, Ilyes, Ahmed.

A tous les membres de ma promotion.

A tous mes enseignants depuis mes premières années d'études.

A tout ceux que j'aime et qui m'aiment, qu'ils trouvent ici l'expression de mes sentiments les plus dévoués et mes vœux les plus sincères.

Que Allah de tout puissant vous préserve et vous procure sagesse et bonheur ; A tous qui ont participé à la réussite de ce modeste travail de près ou de loin.

Résumé

Ce projet est une étude d'une cadreuse automatique bidirectionnelle utilisée pour la fabrication des cadres métalliques pour l'armature des poutres en béton. Il permet à l'étudiant d'approfondir ses connaissances dans le domaine de fabrication des machines industrielle. Ce projet contient l'étude théorique et la conception 3D vers le but de fabriquer la machine dans le futur.

La partie étude englobe l'étude préliminaire du projet, cahier des charges et l'étude statique et cinématique avec la partie commande du système

La partie conception englobe l'assemblage et la modélisation des éléments du cadreuse automatique dans un logiciel de CAO.

Mots clés : cadreuse automatique, cadres métalliques, étude statique et cinématique.

Abstract

This project is a study and design of a Wire bending machine used for the manufacture of metal frames for the reinforcement of concrete beams. It allows the student to deepen his knowledge in the manufacturing industrial machine field.

This project contains the theoretical study and 3D design towards the goal of manufacturing the machine in the future.

The study part includes the preliminary study of the project, specifications and the static and kinematic study with the control part of the system.

The design part includes the assembly and modeling of the Wire bending machine elements in CAD software.

Keys words: wire bending machine, metal frames, kinematic study.

ملخص

هذا المشروع هو دراسة وتصميم لألة ثني الحديد الأوتوماتيكية لتشكيل الإطارات المعدنية المستعملة في تدعيم الأعمدة الخرسانية، وهو يسمح للطالب بتعميق معرفته في مجال تصنيع الآلات الصناعية

يحتوي هذا المشروع على الدراسة النظرية والتصميم ثلاثي الأبعاد لهدف صنع الألة مستقبلا.

يتضمن جزء الدراسة دراسة الأولوية للمشروع، المواصفات والدراسة الساكنة والحركية مع جزء التحكم في النظام

يتضمن الجزء المتعلق بالتصميم تجميع ونمذجة عناصر الألة الأوتوماتيكية في برنامج CAO.

الكلمات المفتاحية: آلة ثني الحديد، الأوتوماتيكية، إطارات معدنية، الدراسة الساكنة والحركية.

Sommaire

Résumé	III
Abstract	IV
ملخص.....	V
Sommaire	VI
La liste des figures.....	X
Liste des tableaux	XII
Liste des abréviations	XIII
Introduction générale :	1
Chapitre I: Etude préliminaire du projet.....	2
I. Introduction :.....	3
II. Normes et définitions :	4
II.1 Acier :.....	4
II.2 Armatures :.....	5
III. Production des aciers pour béton :.....	6
IV. Types d'aciers pour le béton armé :.....	6
IV.1 Les ronds lisses :	6
IV.2 Les barres à hautes adhérences :	7
IV.3 Les treillis soudés :.....	8
V. Caractéristiques mécaniques :	8
VI. Façonnage :.....	9
VII. Procédés de façonnage :	9
VIII. Systèmes des cadreuses :	10
IX. Contexte et problématique :.....	11
X. Formulation préliminaire du projet :	11
X.1 Analyse du Besoin (A.B.) :.....	11
X.2 Validation du besoin :.....	12

XI.	Conclusion :	13
Chapitre II:	Etude conceptuelle du projet	14
I.	Introduction :	15
II.	Analyse fonctionnelle :	15
III.	Analyse fonctionnelle externe :	15
III.1	Identification des éléments du milieu extérieur :	16
III.2	Diagramme des interacteurs :	16
IV.	Analyse fonctionnelle interne :	17
IV.1	La méthode FAST :	18
IV.2	Structure fonctionnelle du projet :	19
V.	Cahier des charges fonctionnel de la cadreuse :	20
VI.	Conclusion :	22
Chapitre III:	Processus de conception.	23
I.	Introduction :	24
II.	Conception du système :	24
II.1	Le bâti :	24
II.2	Sous-système de stockage :	26
II.3	Sous-système de redressement (redresseur) :	26
II.3.1.	Chaîne cinématique de redresseur :	26
II.3.2.	Graphe des liaisons :	27
II.3.3.	Solution technologique de redresseur :	28
II.4	Sous-système d'aménagement (dérouleuse) :	30
II.4.1.	Chaîne cinématique de dispositif d'aménagement :	30
II.4.2.	Graphe des liaisons :	30
II.4.3.	Solution technologique de dispositif d'aménagement :	32
II.5	Sous-système de pliage :	33
II.5.1.	Chaîne cinématique :	33

II.5.2.	Graphe des liaisons :	33
II.5.3.	Solution technologique e de système de pliage :	34
II.6	Sous-système de coupe :	35
II.6.1.	Chaîne cinématique de module de coupe :	35
II.6.2.	Graphe des liaisons :	36
II.6.3.	Solution technologique de module de coupe :	36
II.7	Assemblage finale de la cadreuse automatique :	37
III.	Conclusion :	38
Chapitre IV:	Dimensionnement des éléments du système	39
I.	Introduction :	40
II.	Dimensionnement de la motorisation :	40
II.1	La méthode de choix et de dimensionnement d'un motoréducteur d'axe [21] :	41
II.2	Le couple nécessaire qui assure l'opération de pliage du fil de fer :	46
II.3	Application de cette méthode dans notre cas :	48
III.	Validation des performances statiques du couteau :	53
IV.	Validation des performances du dispositif d'aménage :	55
V.	Dimensionnement de l'engrenage :	56
VI.	Fonctionnement global du système :	57
VI.1	Analyse de la longueur a amené :	58
VII.	Validation des performances de la tête de cambrage-plier :	61
VII.1	Analyse géométrique du procédé de cambrage :	62
VIII.	Analyse statique du procédé de pliage :	63
IX.	Rapport de calcul :	64
IX.1	Données cahier des charges :	64
IX.2	Le couple nécessaire qui assure l'opération de pliage du fil de fer :	65
IX.3	Calcule de la motorisation :	65
IX.4	Calcule des vérins :	66

IX.5	Caractéristique d’engrenage (réducteurs) :	67
IX.6	Validation des performances de la tête de cambrage-pliage :	68
IX.6.1.	Calcul géométrique du procédé de cambrage :	68
IX.6.2.	Analyse statique du procédé de pliage :	68
	Conclusion générale :	72
	Références	73
	Annexe	76

La liste des figures

Figure I-1 : Quelques problèmes et solutions liés à la construction.	3
Figure I-2 : Formes d'aciers pour armatures [6].....	4
Figure I-3 : Différente forme d'acier pour armatures. [7]	5
Figure I-4 : fer rond lisse.	7
Figure I-5 : Fer à haute adhérence.....	8
Figure I-6 : Treillis soudé en fer lisse	8
Figure I-7 : Treillis soudé en fer HA	8
Figure I-8 : Diagrammes des contraintes-déformations types d'aciers pour béton armé. [6]...	9
Figure I-9 : Quelques modèles des cadreuses qui existent sur le marché.	10
Figure I-10 : Bête à cornes.....	12
Figure II-1 : Analyse fonctionnelle.....	15
Figure II-2 : « Diagramme pieuvre »	17
Figure II-3 : Pourquoi, comment et quand du diagramme FAST [20].	18
Figure II-4 : Diagramme FAST simplifié.....	19
Figure II-5 : Structure fonctionnelle du système.	20
Figure III-1 : le bâti de la machine.	25
Figure III-2 : dévidoir à axe vertical (dérouleur).....	26
Figure III-3 : Chaîne cinématique de redresseur	27
Figure III-4 : Graphe des liaisons de redresseur.....	27
Figure III-5 : CAO 3D de redresseur sous Solidworks.	29
Figure III-6 : Déférénts vues de sous système de redressement.....	29
Figure III-7 : Chaîne cinématique de dispositif d'aménage	30
Figure III-8 : Graphe des liaisons de dispositif d'aménage.....	31
Figure III-9 : CAO 3D de dispositif d'aménage sous SolidWorks.	32
Figure III-10 : Déférénts vues de dispositif d'aménage.....	32
Figure III-11 : Chaîne cinématique de système de pliage	33
Figure III-12 : Graphe des liaisons de système de pliage.....	33
Figure III-13 : CAO 3D de système de pliage sous SolidWorks	34
Figure III-14 : Déférénts vues de sous système de pliage.....	35
Figure III-15 : Chaîne cinématique de module de coupe.	35
Figure III-16 : Graphe des liaisons de module de coupe.....	36
Figure III-17 : CAO 3D de module de coupe sous Solidworks	36

Figure III-18 : CAO de la cadreuse automatique.	37
Figure III-19 : Déférénts vues de l'assemblage finale	38
Figure IV-1 : schéma bloc d'une transmission linéaire [21]	41
Figure IV-2 : La méthode de dimensionnement d'un moteur d'axe [21].	42
Figure IV-3 : schéma bloc dans notre cas sous-système de pliage.	48
Figure IV-4 : les caractéristiques d'un vérin [22].....	54
Figure IV-5 : Détermination de diamètre. [22]	55
Figure IV-6 : les forces appliquer au niveau du dispositif d'amenage	56
Figure IV-7 : l'opération de pliage de fer à béton.	57
Figure IV-8 : l'opération de cambrage de fer à béton	57
Figure IV-9 : Principe de fonctionnement de module coupe.	58
Figure IV-10 : schéma bloc du dispositif d'amenage.....	59
Figure IV-11 : Position de la fibre neutre lors du pliage du fil. [24]	60
Figure IV-12 : longueur du fil amener	61
Figure IV-13 : Schématisation du cambrage de fil [24].	62
Figure IV-14 : Schématisation du pliage de fil. [24]	64
Figure IV-15 : Représentation de réducteur.....	67
Figure IV-16 : Etude graphique.	69
Figure IV-17 : Représentation graphique du couple moteur.	70

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Caractéristiques mécanique du fer rond lisse [11]	7
Tableau I-2 : Caractéristiques mécaniques du Fer à HA	7
Tableau II-1 : Identification des sous-systèmes.	19
Tableau II-2 : Cahier des charges fonctionnel.....	21
Tableau IV-1 : la distance entre la fibre neutre et l'axe du fil. [24]	60
Tableau IV-2 : Données cahier des charges	64
Tableau IV-3 : Calcule de la motorisation.....	65
Tableau IV-4 : les résultats de calcule de vérin de module de coupe.	66
Tableau IV-5 : les valeurs des distances et leurs forces correspondantes.....	70
Tableau IV-6 : Détermination du couple moteur à chaque instant	70

Liste des abréviations

AFCAB : Association Française de Certification des Armatures du Béton

AF : Analyse Fonctionnelle.

FAST : Function Analysis System Technic.

FC : fonction contrainte.

FP : fonction principale.

HA : Haute Adhérence.

AF : analyse fonctionnelle.

α : angle de flexion.

D : diamètre de fer à béton.

SE : classe d'équivalence.

K : coefficient de transmission

C : couple.

r : coefficient de réduction du réducteur.

λ : coefficient de transmission global.

T : temps de déplacement.

F : effort.

P : puissance.

C : le couple.

η : rendement global estime de la chaine cinématique.

σ_{pe} : résistance pratique élastique en essai de traction

R_e : résistance élastique en essai de traction

σ_r : résistance rupture en essai de traction

S : coefficient de sécurité.

M_f : moment fléchissant élastique.

f : coefficient de forme dépend de la géométrie.

Ω : la vitesse angulaire.

W : la distance entre la fibre neutre et bord inférieur du fer rond.

Introduction générale

Introduction générale :

Dans la dernière décennie, l'Algérie a connu une croissance démographique importante, ce phénomène a donné lieu à une crise immobilière. Pour faire face à cette crise, le pays a lancé plusieurs projets de construction à grande ampleur. La majorité de ces projets n'a pas été livré à temps, souvent les retards ont été causés par le facteur humain, qui est normalement responsable de l'état d'avancement des projets. Parmi les solutions existantes pour remédier à ce retard, l'automatisation de certaines fonctions. La fonction traitée dans ce projet est le façonnage de fer à béton qui est réalisé manuellement par des ferrailleurs.

L'automatisation du processus de fabrication des cadres métalliques en fer rond pour l'armature des poutres en béton devient indispensable pour améliorer le rendement et diminuer le temps de réalisation de ces armatures.

L'objectif de ce travail est de concevoir une cadreuse automatique bidirectionnelle permettant la réaliser des cadres métalliques selon différent formes de base.

Le travail est structuré comme suit :

Dans le premier chapitre, il y a l'étude préliminaire du projet qui consiste à bien définir le besoin, identifier les ressources et élaborer le planning du projet.

Le deuxième chapitre, présente les différentes phases de l'analyse conceptuelle qui permettent de recenser, caractériser et ordonner les fonctions de la machine afin de construire l'arbre fonctionnel et d'identifier les sous-systèmes du projet.

Le troisième chapitre est consacré à la conception du système, une sélection des solutions technologiques est faite suivi par la validation de ces choix, les plans de détail sont réalisés avec le logiciel de conception Solidworks.

Le quatrième chapitre résume les résultats de la phase de dimensionnement afin d'estimer les besoins en termes d'efforts d'entraînement des axes, valider le choix des solutions technologiques.

Dans le dernier chapitre, une présentation de la cadreuse automatique bidirectionnelle est mise en évidence.

On terminera notre travail avec une conclusion générale et les perspectives.

Chapitre I: Etude préliminaire du projet

Ce chapitre concerne la phase préliminaire du projet. Où nous étudions la possibilité d'atteindre les objectifs souhaités de cette étude.

I. Introduction :

Pendant de nombreuses années, le travail a joué un rôle important dans la construction comme le mélange grossier granulats-sable-eau-ciment, nivellement de terre, creuser les fondations de la base de la structure, couper la tige dans la longueur requise, pliant la tige et versant de mélange de béton dans les colonnes et les poutres. De nos jours, en raison de développement technologique, il a été nécessaire de réduire le temps de travail.

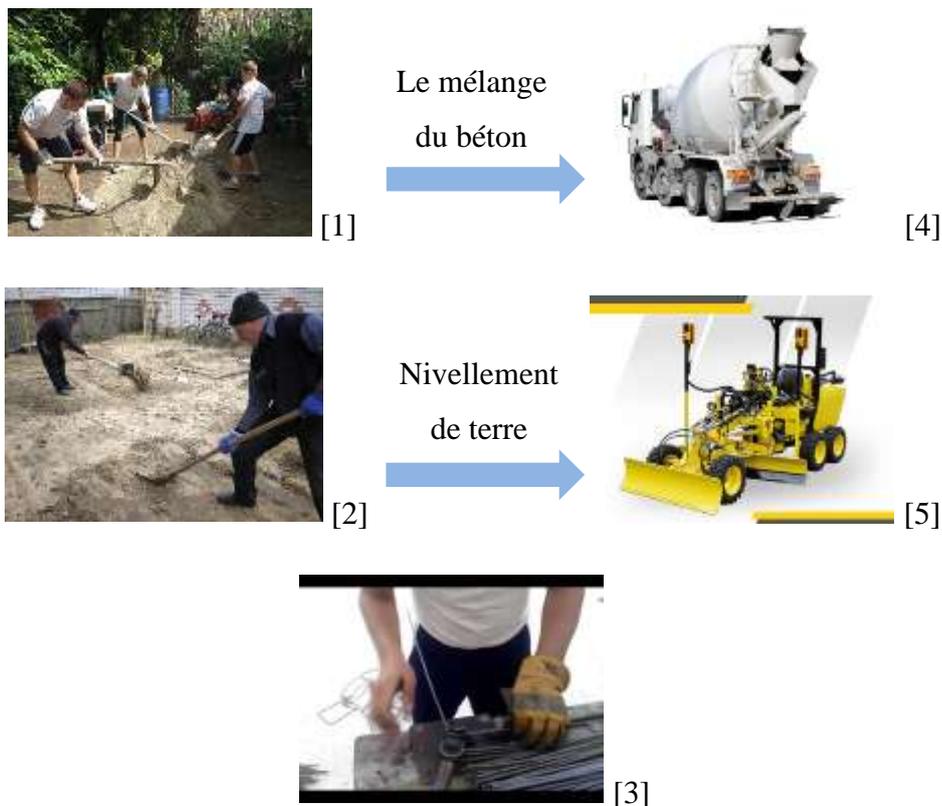


Figure I-1 : Quelques problèmes et solutions liés à la construction.

Comme la population augmente de jour en jour, la demande de construction pour construire les bâtiments, les industries, les ponts aériens est en augmentation constante. Nombreux problèmes viennent à l'image quand on considère que l'homme est puissant par rapport au mécanisme automatique. Parmi ces problèmes l'impossibilité d'augmenter le taux de construction et diminuer des délais. Donc, l'automatisation dans le système de construction est nécessaire.

II. Normes et définitions :

Le béton est un matériau extrêmement dur, mais qui se révèle sensible aux tensions. C'est la raison pour laquelle on place des armatures en fer à l'intérieur des ouvrages pour renforcer leur résistance. Les armatures utilisées pour le béton armé sont des fers ronds, lisses ou tréfilés, dont la section va de 3 à 40 mm. Ces fers, qui doivent être complètement noyés dans la masse du béton, sont disposés de telle sorte qu'ils épousent à peu près la forme de la pièce définitive. Ils seront donc façonnés et associés dans ce but. Leur assemblage se fait par ligature avec du fil de fer recuit (le plus souvent de 5/10 mm de diamètre), serré à la pince.



Aciers en couronnes



Treillis soudés



Aciers en barres

Figure I-2 : Formes d'aciers pour armatures [6].

II.1 Acier :

Au cours des premières décennies de l'histoire du béton armé, les armatures étaient constituées de barres d'acier doux, lisses, de section circulaire dont la limite d'élasticité était habituellement comprise entre 215 et 235MPa. Ce type d'acier n'est pratiquement plus utilisé. On utilise désormais des aciers de limite d'élasticité plus élevée afin de réduire les sections d'armatures. Pour améliorer l'adhérence des armatures au béton on crée à la fabrication des aspérités en saillie ou en creux. Les aspérités en saillie inclinées par rapport à l'axe de la barre sont appelées « verrous ». Les aspérités en creux sont appelées « empreintes ». Ces aciers sont dits à Haute Adhérence (HA) et ont couramment une limite élastique de 500MPa. [7]

La norme européenne NF EN 10080 [8] « Aciers pour l'armature du béton – Aciers soudables pour béton armé – Généralités » donne la définition de ce terme Acier pour béton armé : produit en acier de section circulaire ou pratiquement circulaire qui est adapté pour l'armature du béton. Cette définition convient bien pour les barres, couronnes et produits déroulés, mais cette norme traite également des treillis soudés qui sont donc considérés comme des aciers, ce qui est cohérent avec la norme NF A 35-027 [9] et les règles de certification de l'AFCAB. Elle traite aussi des treillis raidisseurs. En revanche, la plupart des anciennes normes françaises relatives aux barres, couronnes, produits déroulés et treillis soudés les désignaient par armatures. [10]

Les produits en acier pour béton armé sont essentiellement définis par des normes. Les nuances définies dans ces normes sont désignées par des lettres Fe E, Fe TE (acier tréfilé), TLE (acier à très haute limite élastique) suivies d'un nombre indiquant la valeur spécifiée de limite d'élasticité exprimée en MPa. Exemples : Fe E 500 (HA) ou Fe E 220 (aciers doux). Les aciers doux sont souvent utilisés pour faire des boucles de levages ou des attentes qui seront pliées et dépliées plusieurs fois par contre les aciers hautes adhérence ne peuvent être pliés plus de deux fois.

De plus les barres et fils à haute adhérence, bénéficiant d'une homologation font l'objet d'une fiche d'identification.

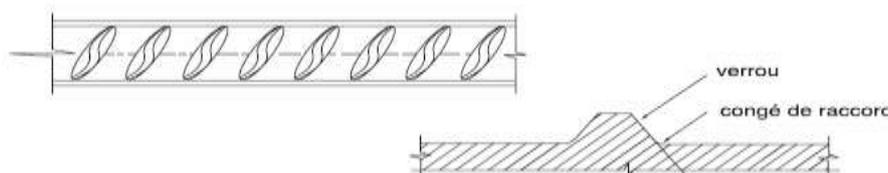


Figure n° 1 : schéma d'un acier à verrous.

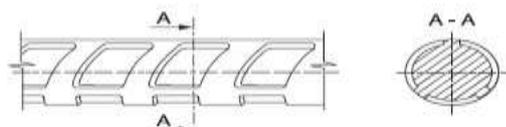


Figure n° 2 : schéma d'un acier à empreintes.

Figure I-3 : Différente forme d'acier pour armatures. [7]

II.2 Armatures :

Le terme armature désigne les produits obtenus à partir des aciers définis ci-dessus par des opérations de dressage (pour les couronnes uniquement), coupe, façonnage et assemblage. C'est la terminologie adoptée par les normes européennes. C'est également celle de la norme NF A

35-027 [9], et des règles de certification de l'AFCAB. Auparavant, ces produits étaient désignés par « armatures industrielles ». Cette modification a permis de répondre à un objectif de clarification en particulier dans le domaine des certifications AFCAB. En effet, cet organisme certifie d'une part les aciers et d'autre part les armatures. Pour que des armatures soient certifiées, il faut qu'elles soient constituées d'aciers certifiés, mais cette condition nécessaire n'est pas suffisante. Il faut de plus que les opérations de dressage, coupe, façonnage et assemblage soient couvertes par la certification NF AFCAB armatures.

III. Production des aciers pour béton :

La haute limite d'élasticité peut être obtenue par différents moyens :

- En jouant sur la composition chimique, en particulier en augmentant la teneur en carbone. Ce type d'acier présente des inconvénients notamment dans les domaines de l'aptitude au façonnage et au soudage. Il est maintenant abandonné en Europe.
- Par écrouissage, par étirage et ou laminage à froid de barres ou fils d'acier doux.
- Par traitement thermique (trempe et auto revenu) de barres ou fils d'acier doux. Les aciers se présentent sous forme de barres de grande longueur (souvent 12 m) ou de fils en couronnes.

Les cycles de productions utilisés aujourd'hui sont bien présentées en Annexe A.

Les diamètres commerciaux des barres indépendantes sont : Ø6, Ø8, Ø10, Ø12, Ø14, Ø16, Ø20, Ø25, Ø32, Ø40 (en mm)

En barres droites, les longueurs courantes de livraison sont comprises entre 12 et 18 m. Les treillis soudés sont livrés sous forme de panneaux de dimensions 2,40x6 m pour la plupart. La livraison est également possible en couronne pour les barres de diamètre Ø4, Ø5, Ø6, Ø8, Ø10 et Ø12 mm.

IV. Types d'aciers pour le béton armé :

On dénombre trois types d'aciers utilisés pour le béton armé :

IV.1 Les ronds lisses :

Les diamètres nominaux sont les suivants : 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 32 et 40 mm.

Ces aciers sont obtenus en trois (03) nuances qui sont : Fe E 22 ; Fe E 24 ; Fe E 34

Tableau I-1 : Caractéristiques mécaniques du fer rond lisse [11]

Dénomination de l'acier	Limite d'élasticité Kgf/mm ²	Contrainte de rupture Kgf/mm ²	Allongement de rupture [%]
Fe E 22	22	33	22
Fe E 24	24	42	25
Fe E 34	34	60	16

**Figure I-4** : fer rond lisse.

IV.2 Les barres à hautes adhérences :

De nombreuses recherches effectuées sur les barres ont montré que si on n'améliore pas l'adhérence des aciers au béton, on s'expose à de graves inconvénients : on démontre à propos de l'étude de fissuration du béton que la largeur de la fissure augmente avec la contrainte de l'acier mais que l'adhérence de l'acier au béton fait diminuer cette largeur de fissure. Il faut que les armatures de hautes nuances soient aussi à haute adhérence. Actuellement les aciers à haute nuance comprennent deux classes : Aciers crénelés (HA), Aciers écrouis (aciers tors : nervures longitudinales diamétralement opposé qui après laminage étaient parallèles à l'axe ensuite après torsion sont transformés en hélice circulaire, les plus présents sur le marché).

Il y a quatre nuances : HA Fe E 40 A, HA Fe E 40 B, HA Fe E 45, HA Fe E 50

Tableau I-2 : Caractéristiques mécaniques du Fer à HA

Dénomination de l'acier	Limite d'élasticité [Kgf/mm ²]	Contrainte de rupture [Kgf/mm ²]	Allongement de rupture [%]
HA Fe E 40 A	d>20 : 40	48.5	14
	d<20 : 42		

HA Fe E 40 B	d>20 : 40		12
	d<20 : 42		
HA Fe E 45	45	52	12
HA Fe E 50	50	57.5	10



Figure I-5 : Fer à haute adhérence.

IV.3 Les treillis soudés :

C'est un grillage de fil d'acier se croisant perpendiculairement à l'intervalle régulier. Ce sont des armatures utilisées dans les dalles, dans les murs préfabriqués, etc. les diamètres nominaux sont : 3 – 3,5 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8 – 9 – 10 - 12.

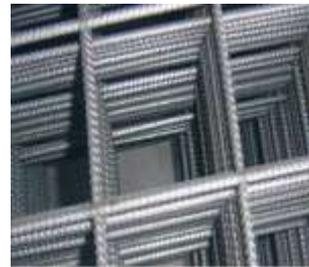


Figure I-6 : Treillis soudé en fer lisse **Figure I-7** : Treillis soudé en fer HA

V. Caractéristiques mécaniques :

Les caractéristiques mécaniques servant de base aux calculs des éléments de béton armé sont :

- La limite élastique garantie notée f_e : Fe E 500 pour $f_e = 500$ MPa. Suivant les types d'acier, cette limite peut être apparente (acier doux, naturellement durs) ou fixée conventionnellement à $2 \cdot 10^{-3}$ d'allongement rémanent (fils tréfilés lisses).
- Le module d'élasticité de l'acier est pris égal à $E_s = 200.000$ MPa
- Le diagramme contrainte déformation de l'acier :

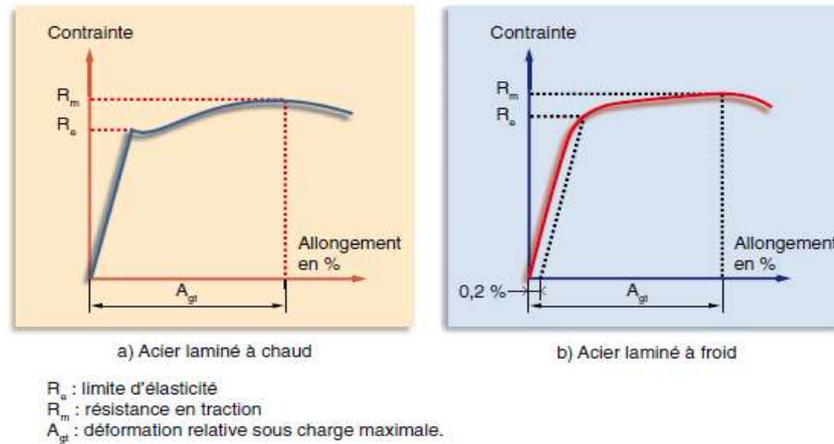


Figure I-8 : Diagrammes des contraintes-déformations types d'aciers pour béton armé. [6]

Le diagramme contrainte-déformation des aciers laminés à chaud comporte un palier de ductilité qui met en évidence la limite d'élasticité supérieure d'écoulement R_{eH} qui est aussi la limite apparente d'élasticité R_e .

Le diagramme contrainte-déformation des aciers laminés à froid ne comporte pas de palier. Dans ce cas, la limite apparente d'élasticité R_e est fixée conventionnellement égale à la contrainte correspondant à 0,2 % d'allongement rémanent.

VI. Façonnage :

Les barres d'armatures sont produites par les aciers. Elles sont pliées par les fournisseurs selon les plans établis par l'ingénieur civil. Sur le chantier, elles sont assemblées par ligature, par soudage ou par des coupleurs mécaniques, pour former des cages d'armature. Les spécialistes de la pose d'armatures sont communément appelés ferrailleurs.

Le façonnage c'est un terme qui désigne dans un sens général une mise en forme.

Pour les aciers doux, les diamètres de cintrage seront toujours supérieurs à $5\varnothing$ sauf pour les cadres, épingles et étriers dont les diamètres seront inférieurs à 16mm et supérieurs à 2mm pour les fers ronds lisses.

VII. Procédés de façonnage :

Actuellement le façonnage se fait selon l'une des trois procédées suivant :

- Façonnage manuel.
- Façonnage semi-automatique.

- Façonnage automatique.

VIII. Systèmes des cadreuses :

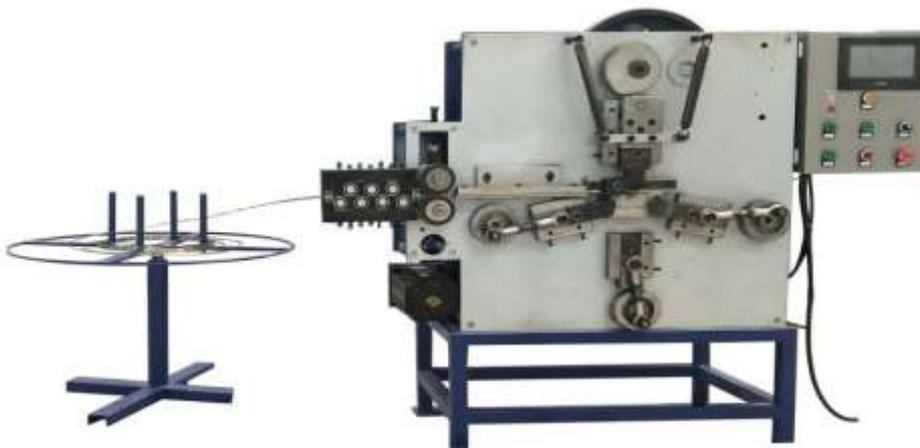
De nombreux systèmes des cadreuses automatiques ont été développés, les plus importants étant ceux utilisés dans la construction pour fabriquer des pièces grandes séries.



[12]



[13]



[14]



[15]

Figure I-9 : Quelques modèles des cadreuses qui existent sur le marché.

IX. Contexte et problématique :

Les cadres reprennent les efforts tranchants et permettent aussi de répartir les fissurations lors du séchage du béton et de son retrait : créer de nombreuses microfissures permet de limiter l'apparition d'une fissure importante qui serait dommageable pour la durabilité de l'élément structurel.

La fabrication des cadres métalliques en fer rond pour l'armature des poutres en béton se fait manuellement dans la plupart des chantiers algériens ce qui provoque une perte très importante de temps et d'argent.

L'objectif de ce travail est de concevoir une cadreuse automatique bidirectionnelle permettant la réalisation des cadres métalliques selon différentes formes de base comme : triangle, carré, rectangle, hexagone et spirale.

X. Formulation préliminaire du projet :

La formulation préliminaire est la première phase d'un projet. Elle est fondamentale, car elle doit permettre de préciser les enjeux du projet, de consolider le bien de son existence ou de le rejeter.

X.1 Analyse du Besoin (A.B.) :

L'objectif de l'analyse du besoin est de valider l'émergence du besoin né d'idées, de perceptions du marché ou d'insatisfactions client, en passant par les phases d'expression et de validation.

Avant de concevoir un système, il est nécessaire de s'assurer que ce produit répond effectivement à un besoin, d'où l'énoncé du besoin de façon claire et précise.

La méthode d'expression du besoin repose sur trois questions [16] :

- **A qui** le produit rend-il service ?
- **Sur quoi** le produit agit-il ?
- **Dans quel but** ?

Traditionnellement, on représente le besoin grâce à un outil graphique :

- Schéma de besoin : « Bête à cornes »

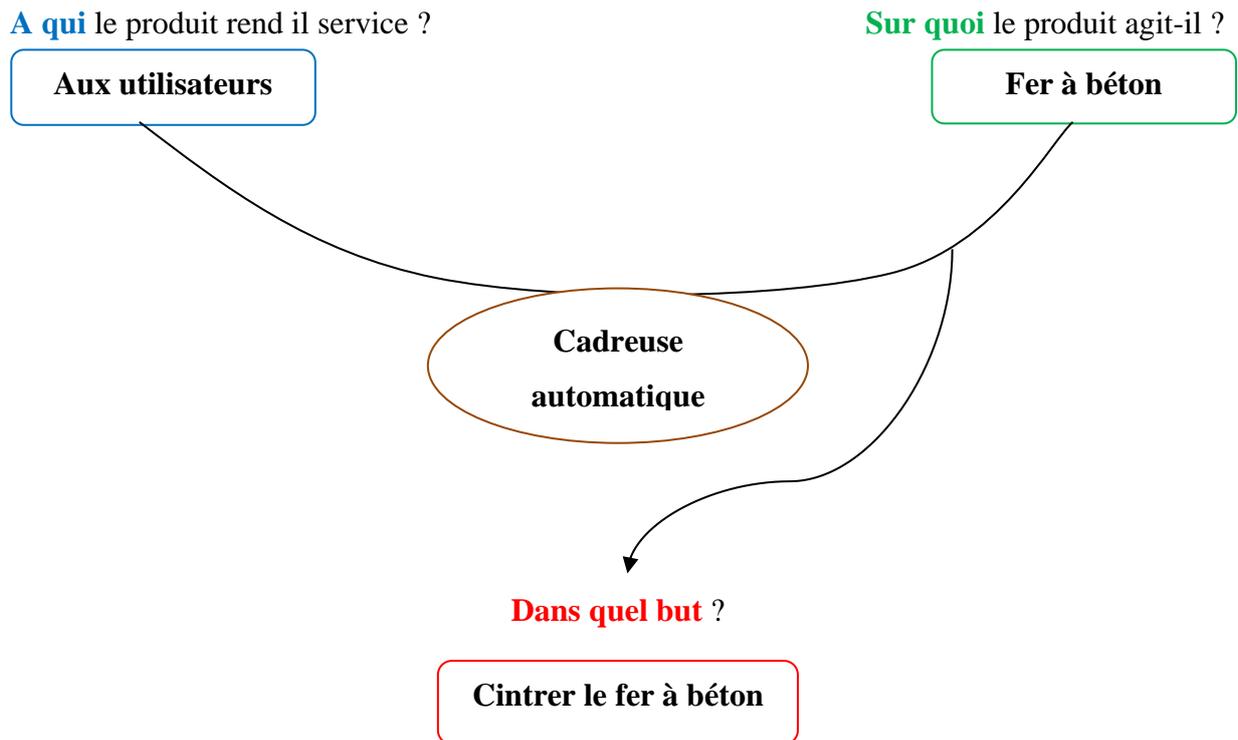


Figure I-10 : Bête à cornes.

Enoncé le besoin :

Le produit rend service à l'utilisateur en lui permettant de réaliser les cadres métalliques selon la forme requise en grande série.

X.2 Validation du besoin :

Pour valider l'expression du besoin, il faut se poser les questions complémentaires suivantes :

Pourquoi le besoin existe-il ?

- Cintrage des fils de fer sans effort et sans perdre de temps.

Pourquoi ce besoin existe-il ?

- Main d'œuvre non disponible et non qualifiée.
- Cout élevé de la réalisation.
- Forte demande sur le produit.
- Secteur de construction en forte croissance.
- Fabrication en série.

Comment pourrait-il disparaître ?

- Nouvelle technologie dans l'armature des bétons.
- Secteur de construction en décroissance.
- Dans le contexte défini ci-dessus, le risque de disparition est faible. Le besoin est validé par conséquent, le projet est stable.

Comment pourrait-il évoluer ?

- Robotisation du processus de fabrication.

XI. Conclusion :

Cette étude préliminaire nous a permis de décrire les spécificités du projet et en définissant le besoin ainsi que sa stabilité

Chapitre II: Etude conceptuelle du projet

Dans ce chapitre, la configuration générale du système est déterminée sur la base de l'analyse conceptuelle.

I. Introduction :

L'analyse fonctionnelle permet d'éviter certains pièges classiques de la conception (aveuglement, manque d'objectivité, mauvaise gestion des priorités). Dans les faits, les premières étapes de l'AF sont générales et concernent tous les acteurs d'un même projet. Elle est menée au début d'un projet et s'adresse aux concepteurs de produits. C'est seulement dans un deuxième temps que l'AF devient technique, et oriente les concepteurs vers des solutions techniques [16].

Le but de l'AF est d'optimiser la conception ou la reconception de produits en s'appuyant sur les fonctions que doit réaliser le produit. Une fois les fonctions du produit identifiées et caractérisées, l'équipe de conception peut mesurer son état d'avancement et de réussite par rapport à des critères objectifs.

II. Analyse fonctionnelle :

L'analyse fonctionnelle permet de décrire un système par les fonctions qu'il doit remplir, mais également par les contraintes qu'il subira. Elle consiste à rechercher, caractériser, ordonner, hiérarchiser et valoriser les fonctions, [17]voir Figure II-1.

L'analyse fonctionnelle est divisée en deux parties :

- ❖ Analyse fonctionnelle externe.
- ❖ Analyse fonctionnelle interne.

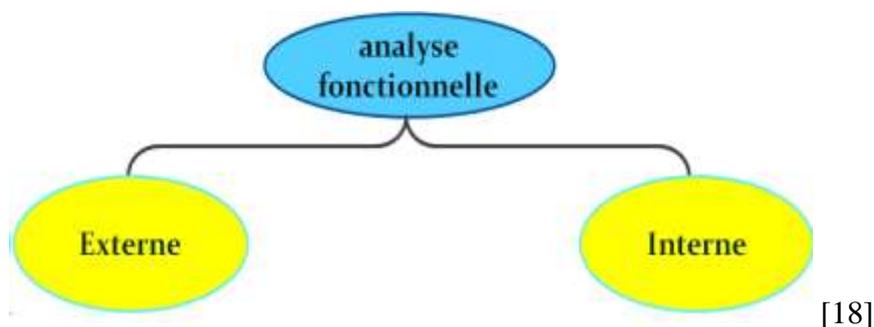


Figure II-1 : Analyse fonctionnelle.

III. Analyse fonctionnelle externe :

L'analyse fonctionnelle externe décrit le point de vue de l'utilisateur, et commence par un besoin pour définir les fonctions attendues d'un produit. Lors de cette analyse, le produit n'existe pas

encore et c'est une « boîte noire » capable de fournir des services dans son environnement durant son cycle d'utilisations.

III.1 Identification des éléments du milieu extérieur :

Pour identifier les fonctions du produit, il faut être capable de décrire son environnement appelé « Milieu Extérieur ». Toutes les entités qui sont identifiées comme extérieures au produit sont appelées Eléments du Milieu Extérieur : E.M.E.

Un E.M.E. doit pouvoir être défini de façon objective pour tous les protagonistes de l'étude. Si on ne peut pas définir entièrement un élément par des critères objectifs, alors cet élément n'est pas un élément du milieu extérieur [19].

L'examen de l'environnement du système conduit à :

- Identifier les composants externes les composantes extérieures (tout ce qui est en contact direct ou indirect avec le produit).
- Etablir la relation entre le produit et les composants externes en termes de fonctions appelées fonctions de service.

Dans notre cas, les éléments de l'environnement externe sont :

1. Utilisateur.
2. Fer à béton.
3. Normes et sécurité.
4. Énergie électrique.
5. Commande.
6. Maintenance.
7. Milieu ambiant.
8. Cout.

III.2 Diagramme des interacteurs :

Le diagramme suivant donné par la figure II-2 représente le diagramme des interacteurs du système avec les éléments du milieu extérieur appelé aussi diagramme de la pieuvre du système. Les fonctions de service retenues pour le reste de l'étude se décomposent en : Fonctions principales notées FP et les fonctions contraintes notées FC.

FP : Fonction de service qui met en relation deux EME ou plus, via le produit.

FC : Fonction de service qui met en relation le produit avec un seul EME.

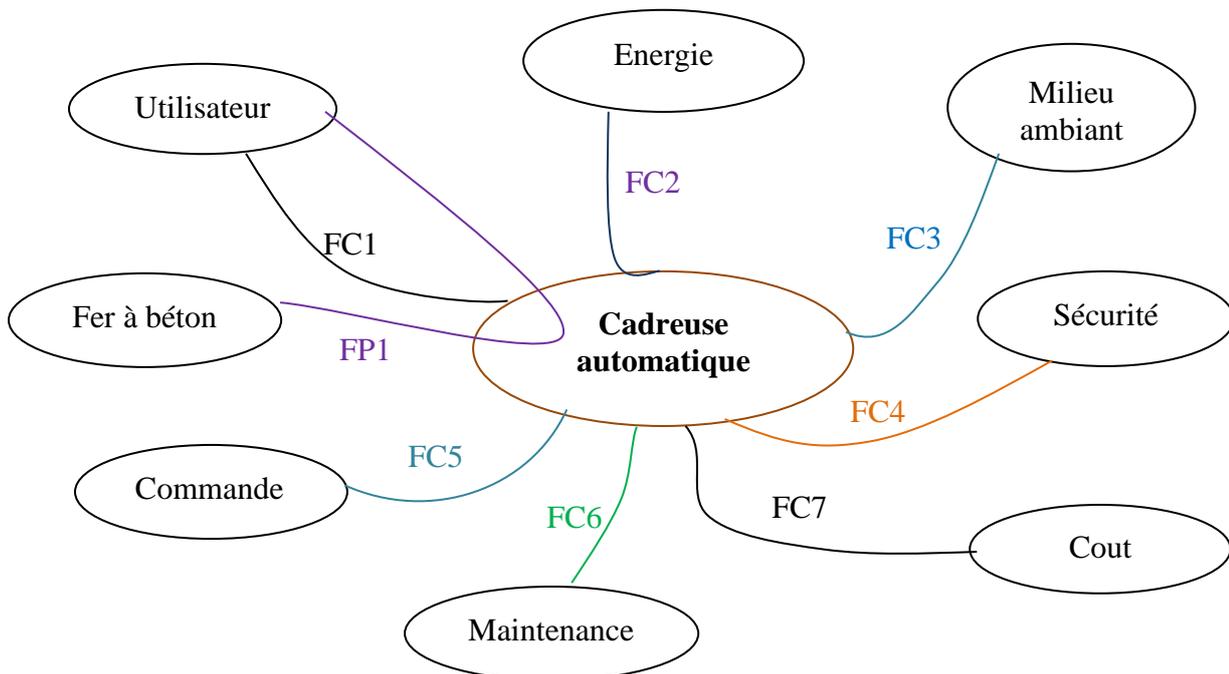


Figure II-2 : « Diagramme pieuvre »

FP1 : Façonner fer à béton déferent formes. /Fabriquer une pièce pliée et cambrée.

FC1 : être facile à utilisé.

FC2 : S'alimenter en énergie électrique.

FC3 : Respecter les normes de sécurité.

FC4 : Résister au milieu extérieur.

FC5 : commande du système.

FC6 : Faciliter la maintenance.

FC7 : Être commercialisé à un prix raisonnable.

IV. Analyse fonctionnelle interne :

L'analyse fonctionnelle interne décrit le point de vue du concepteur chargé de fournir le produit répondant aux besoins exprimés. Le système n'est plus considéré comme une boîte noire, mais au contraire l'analyse va porter sur l'intérieur de la boîte pour comprendre ses fonctionnalités internes. Le système est considéré comme un ensemble de composants dont chacun remplit

certaines fonctions vis-à-vis des autres. L'analyse fonctionnelle interne met en évidence les fonctions techniques.

IV.1 La méthode FAST :

Le diagramme FAST (Function Analysis System Technic) est un outil graphique qui permet de traduire chaque fonction de service en fonctions techniques, puis en solutions techniques. Dès lors que les fonctions de services sont identifiées et organisées de la gauche vers la droite, cette méthode les ordonne et les décompose logiquement pour aboutir aux solutions techniques de réalisation.

Ce diagramme est basé sur une technique interrogative. En partant d'une fonction principale, il présente les fonctions dans un ordre logique on doit pouvoir trouver autour les réponses aux trois questions définies ci-dessous pour chaque fonction technique indiquée dans un rectangle.

1. Pourquoi une fonction doit-elle être assurée ?
2. Comment cette fonction doit-elle être assurée ?
3. Quand cette fonction doit-elle être assurée ?

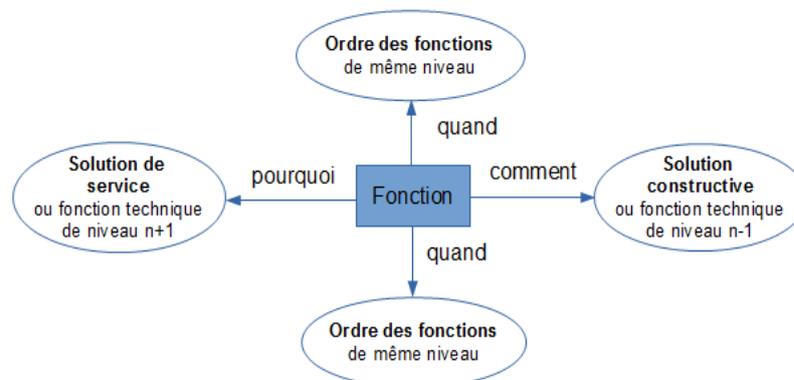


Figure II-3 : Pourquoi, comment et quand du diagramme FAST [20].

Le diagramme FAST de la fonction principale : « Façonner fer rond déferent formes. » est donné par la figure suivante :

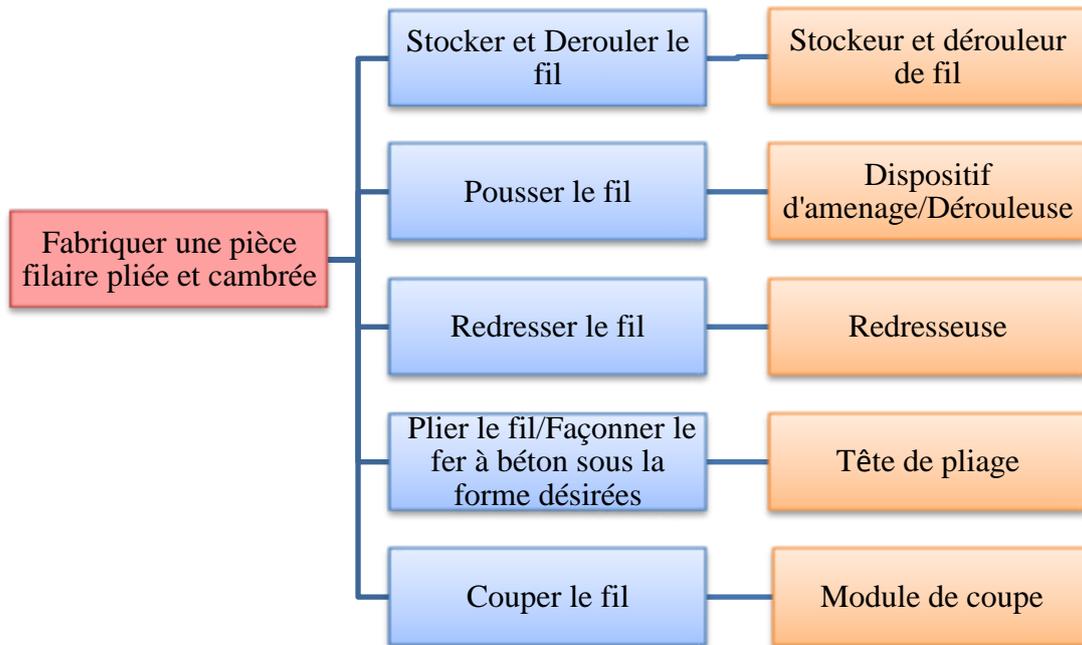


Figure II-4 : Diagramme FAST simplifié.

IV.2 Structure fonctionnelle du projet :

Il est très important de remarquer qu'après la réalisation de l'arborescence fonctionnelle, les sous-systèmes du produit apparaissent, ils sont donnés par le tableau II-1 suivant :

Tableau II-1: Identification des sous-systèmes.

Fonctions techniques	Sous système
Stocker et dérouler le fil	Sous-système de stockage Stocker et dérouleur de fil /Dévidoir à axe vertical
Pousser/ dérouler le fil	Sous-système de Dispositif d'aménagement du fil /dérouleur
Redresser le fil	Sous-système de redressement Redresseur de fil
Camber ou plier le fil	Sous-système de pliage/façonnage Tête de pliage du fil
Couper le fil	Sous-système de coupe Module de coupe (couteau)
Alimenter la machine en énergie	Sous système d'alimentation en énergie
Commande de système	Sous-système de commande

Ces sous-systèmes couvrent tous les aspects de la conception sur lesquels il faudra travailler pendant la phase de recherche de concept. Voir la structure fonctionnelle du système dans la figure suivante (Figure II-5).

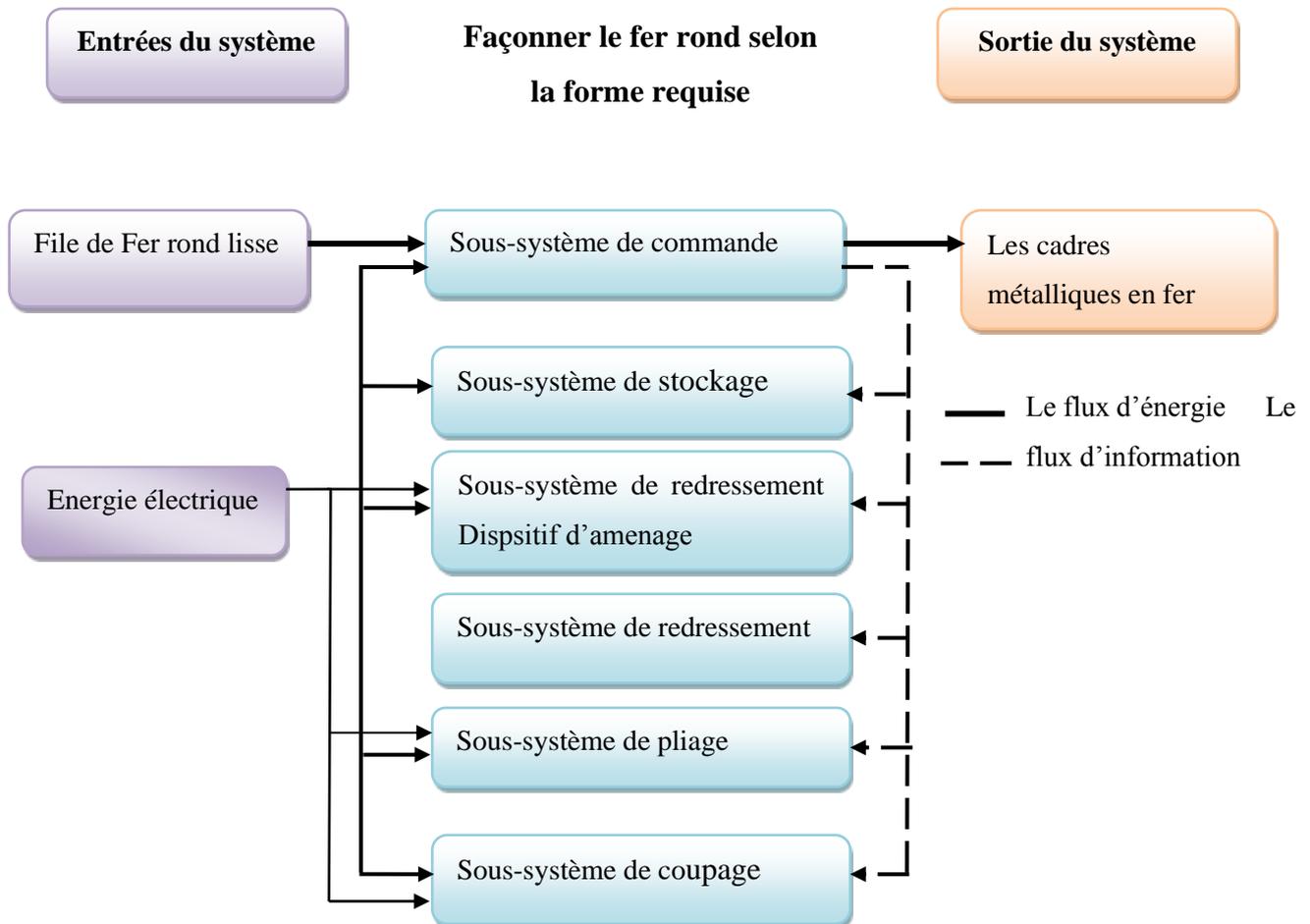


Figure II-5 : Structure fonctionnelle du système.

V. Cahier des charges fonctionnel de la cadreuse :

Le cahier des charges fonctionnel est un document formalisant un besoin, détaillant les fonctionnalités attendues du système, ainsi que les contraintes (techniques, réglementaires, budgétaires ...) auxquelles il est soumis, voir Tableau.

Le cahier des charges fonctionnel de la machine est donné par le tableau II-2.

Tableau II-2 : Cahier des charges fonctionnel

Repère	Fonction	Critère d'appréciation	Niveau
FP	– Façonner fer rond déférent formes	Mise en fonctionnement programmable - Productivité - Distance - Angle de flexion maximale - Temps - Vitesses minimale -Vitesse d'avance -Accélération minimale. - Encombrement de la machine : - Diamètre max - Résistance pratique élastique en traction de fer à béton - Résistance rupture du fer à béton en essai de traction. - Résistance rupture du fer à béton en essai de cisaillement. - Le poids	Programmateur -1500 pièces/h - X=0.16m - $\alpha = 180^0$ - Réaliser un cadre le plus rapidement possible T=2.4 s - $V_{\min} = 0.64 \text{ m/s}$ - $a_{\min} = 1.6 \text{ m/s}^2$ - $a_{\max} = 5.2 \text{ m/s}^2$ - Dimension compatible - D = 10 mm - 300 MPa - 480 MPa - 360 MPa - Doit être $\leq 1500\text{kg}$
FC1	– Être facile a utilisé. – Permet de contrôler le mouvement	– Utiliser un moyen de commande et contrôle facile – Vitesse – Déplacement	– Moteur asynchrone – Vérin pneumatique – API
FC2	– S'alimenter en énergie électrique	– Type de générateur Autonome – Type de technologie – Tension – Fréquence	– Energie électrique 12V (amplificateur) – Toute technologie permettant d'assurer l'alimentation Réseau 230V

		– Voltage	U = 220 V \pm 10% F = 50 Hz \pm 5 Hz
FC3	Respecter les normes de sécurité	Normes de sécurité	-ISO ; AFNOR ; AFCAB ...
FC4	Résister au milieu ambiant	– Température – Corrosion – Des chocs – Humidité de l'air – Dépôt de poussière	– Température de \leq 50 °c – Léger – Peinture, ...
FC5	Commande du système	– Utiliser un moyen de commande et contrôle facile	– Des commandes simples – API.
FC6	Faciliter la maintenance	– Maintenance	– Facile à monter et à démonter
FC7	Être commercialisé à un prix raisonnable	– Prix total de la cadreuse	–

VI. Conclusion :

L'objectif de ce chapitre est de proposer une approche permettant de rechercher la fonction principale de la machine, les fonctions interne entre les composants et les fonctions externes concernant la relation de la machine avec sa milieu ambiant ainsi que les utilisateurs dans une perspective combinée. Cette méthodologie a été très utile pour trouver les solutions permettant d'éviter ou d'éliminer les effets néfastes afin d'améliorer la conception d'une machine. L'élaboration du cahier des charges à nous clarifier beaucoup de chose et nous a définie presque tous les sous-systèmes de notre machine, mais il nous reste la partie la plus importante qui sera présenté dans le chapitre suivant. Dans ce chapitre, le développement de cahier des charges fonctionnelles se fait à la base l'analyse conceptuelle.

Chapitre III: Processus de conception.

Ce chapitre est réservé à la présentation de notre conception du système avec le choix des solutions technologiques (géométrie 3D, matériaux, dimensionnement de la motorisation, ...)

I. Introduction :

On ce qui concerne le choix des matériaux, on tiendra compte des propriétés mécaniques aptitudes aux déformations, ainsi qu'aux aptitudes à la coupe afin de faciliter la fabrication, le tout en gardant en tête le cout, l'aspect et la disponibilité.

II. Conception du système :

La partie conception contient les graphes des liaisons et les chaines cinématiques suivies par solutions techniques développées dans ce travail des sous-systèmes composants la cadreuse automatique.

II.1 Le bâti :

Le bâti supporte l'ensemble des organes mécaniques de la machine. La qualité et la précision du travail sur une machine est entre autres fonction de la rigidité du bâti et de la précision des points d'appui et fixation disposés sur le bâti.

En fonctionnement, la machine, et notamment le bâti, se déforment. Ces déformations sont dues aux vibrations de température et aux efforts exercés par les organes mécaniques. Ces déformations doivent être connues et réduites au maximum. La rigidité du bâti est donc dans la plupart des cas la qualité première.

Mais d'autres paramètres entrent en ligne de compte :

- Réalisation : le bâti doit être réalisable et de préférence avec des moyens conventionnels (moulage, assemblage mécano soudé...).
- Cout : le cout de revient doit être minimal.
- Délai : le délai est directement lié au cout et à la complexité de réalisation. Le délai doit pouvoir s'inscrire dans le planning de réalisation du projet.
- Matière : restez dans des matériaux courants et des profils et sections facilement approvisionnables.
- Transportabilité : la machine doit pouvoir être transportée en camion et manipulée avec les moyens de manutention standard (transpalette, élévateur, pont roulant etc...). Il est donc primordial de dimensionner la machine en gardant ces contraintes à l'esprit et de prévoir les passages de fourches et les ancrages destinés à l'élingage.

Un châssis mécano-soudé est une structure composée de pièces assemblées par soudage. Souvent utilisée pour des bâtis de machines, des systèmes de manutention l'intérêt de la réalisation par mécanosoudure réside dans la capacité d'obtention de formes complexes à moindre coût par assemblage de profilés.

La construction soudée présente de nombreux avantages par rapport à la construction moulée, pour la réalisation de prototypes ou de petites séries de bâtis : délai de réalisation court (pas de modèle, de boîte à noyau, de moule...), coût moins élevé, modification possible du carter, gain de masse, Variation brusque et importante de l'épaisseur, possibilité de très grosses pièces.

Il existe de nombreuses techniques de soudage. Cependant on peut classer ces techniques en sous-catégories : le soudage mécanique (soudage à la forge, par ultrasons), le soudage aux gaz (soudage oxyacétylénique), le soudage électrique (soudage à l'arc, soudage laser ...), d'autres techniques : explosion, aluminothermie ...

D'où le type de la structure choisie est très utilisé dans le domaine industriel.

Le bâtier choisi (figure III-1) est un structure table mécano-soudé qui est compatible avec notre structure choisie et nous avons le dimensionné de telle sorte qu'il supporte la charge et les efforts d'usinage avec la considération du critère d'esthétique.

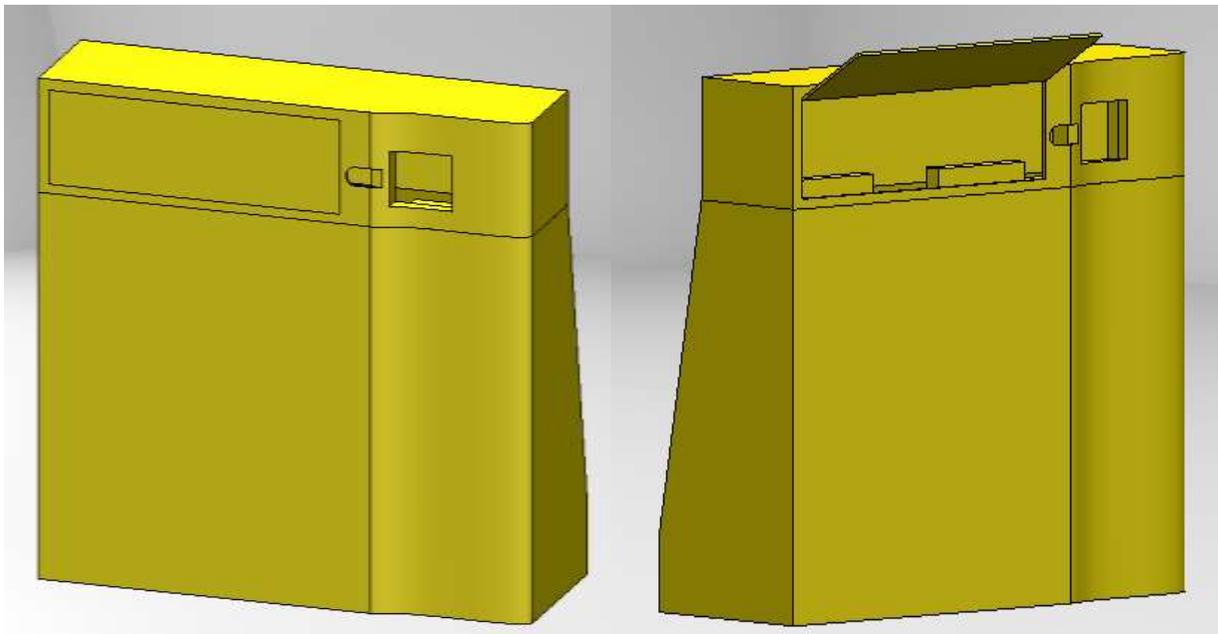


Figure III-1 : le bâti de la machine.

Le bâtier c'est la pièce qui doit résister à tous les efforts et les vibrations pendant l'usinage, c'est pour ça le choix de sa structure et leur matériau est importants, basé sur ça on a choisi l'acier comme un matériau pour notre bâti.

II.2 Sous-système de stockage :

Le système choisi est d'un dévidoir à axe vertical recevant le rouleau de fer rond (ces caractéristiques dans Annexe).



Figure III-2 : dévidoir à axe vertical (dérouleur)

II.3 Sous-système de redressement (redresseur) :

II.3.1. Chaîne cinématique de redresseur :

La chaîne cinématique utilisée pour développer le redresseur est constituée de trois classes d'équivalences, notées SE₀, SE₁ et SE₂, voir (figure III-3).

SE₀ : Constitue du bloc inférieur immobile de redresseur assemblée avec le bâti.

SE₁ : est constituée de 3 galets fixés sur le bloc inférieur redresseur.

SE₂ : est constitué du fil de fer.

SE₃ : est constituée de 2 galets fixés sur le bloc supérieur redresseur.

SE₄ : Bloc supérieur.

SE₅ : Vis de bridage.

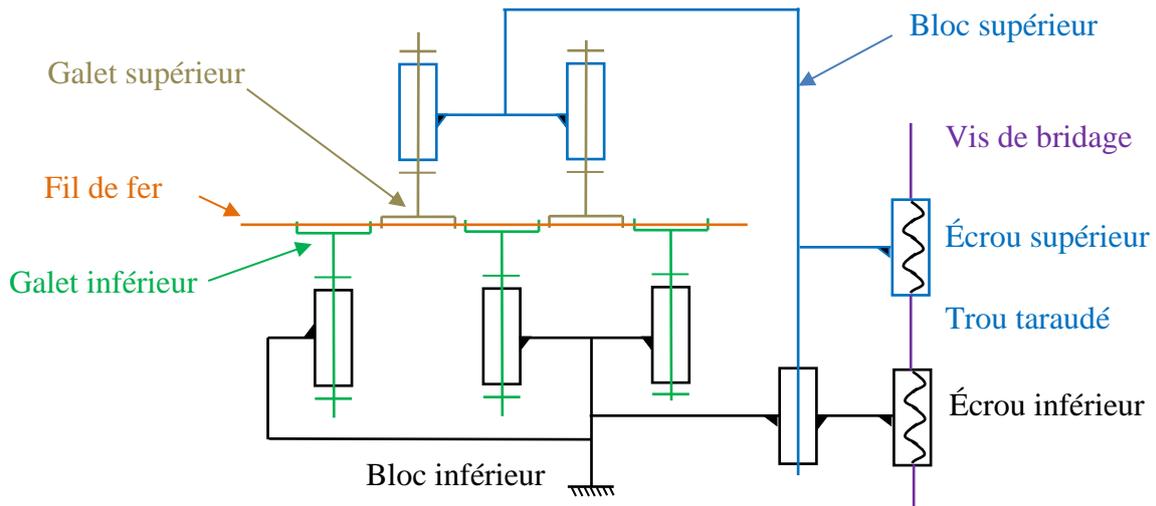


Figure III-3 : Chaîne cinématique de redresseur

II.3.2. Graphe des liaisons :

Le graphe des liaisons est donné par la figure III-4 suivante :

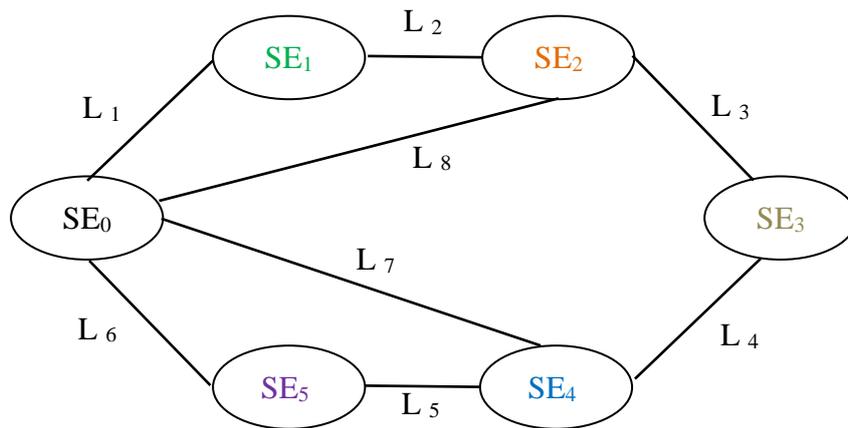


Figure III-4 : Graphe des liaisons de redresseur

Où

L_1 : liaison pivot

L_2 : liaison linéaire annulaire

L_3 : liaison linéaire annulaire

L_4 : liaison pivot

L_5 : liaison hélicoïdale

L₆ : liaison hélicoïdale

L₇ : liaison glissière

L₈ : liaison pivot

- la liaison pivot L1 entre le bloc inférieur et la roue galet profilé est réalisée par 3 galets roulement avec rainure de forme V, il faut noter que les galets sont fixés sur le bloc inférieur.
- la liaison linéaire annulaire L2 entre le fer à béton et la bague extérieur de galet est réalisée par le contact de la rainure de forme V et la forme de fil de fer (surface latérale cylindrique).
- la liaison linéaire annulaire L3 entre le fer à béton et la bague extérieur de galet fixé sur le bloc supérieur est réalisée par le contact de la rainure de forme V et la forme de fil de fer.
- la liaison pivot L4 entre le bloc supérieur et la roue galet profilé est réalisée par 4 galets roulement avec rainure de forme V, il faut noter que les galets sont fixés sur le bloc supérieur.
- la liaison hélicoïdale L5 entre le bloc supérieur et vis de bridage est réalisée par un écrou supérieur ou bien un trou taraudé.
- la liaison hélicoïdale L6 entre le bloc inférieur et vis de bridage est réalisée par un écrou inférieur.
- la liaison glissière L7 entre le bloc supérieur et le bloc inférieur est réalisée par rainure de forme T.
- la liaison pivot L8 entre le bloc inférieur et le fer à béton est réalisée par un dévidoir à axe vertical (stockeur et dérouleur du fer à béton).

II.3.3. Solution technologique de redresseur :

La solution technologique décrite par la chaîne cinématique précédente de redresseur est donnée ci-dessous par la figure III-5. La solution est réalisée par le logiciel SolidWorks 2017.

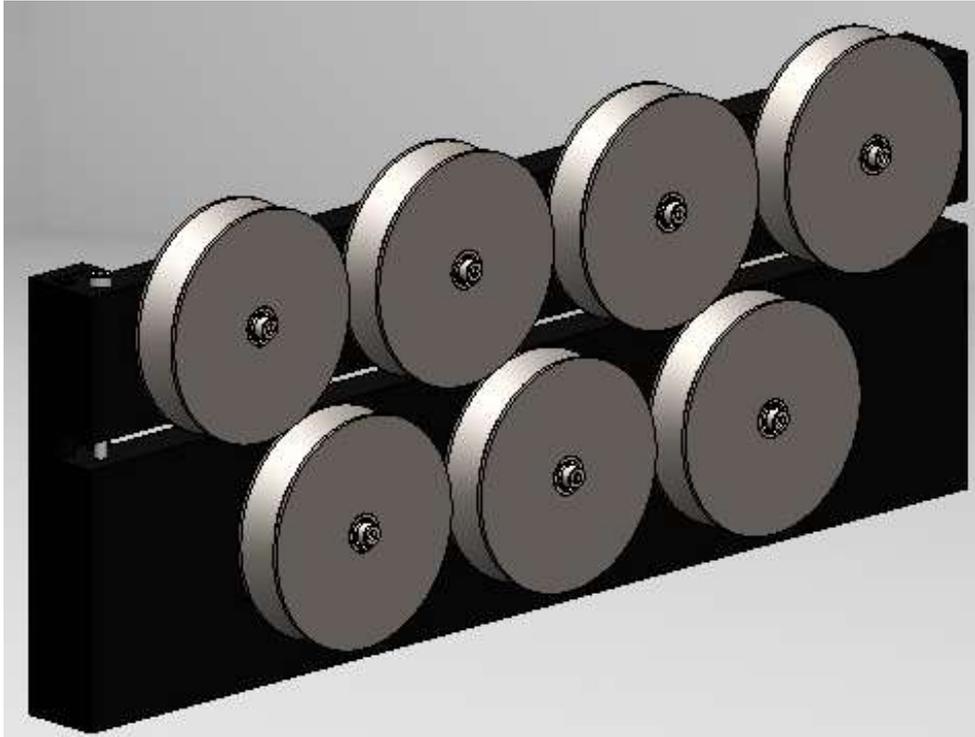


Figure III-5 : CAO 3D de redresseur sous Solidworks.

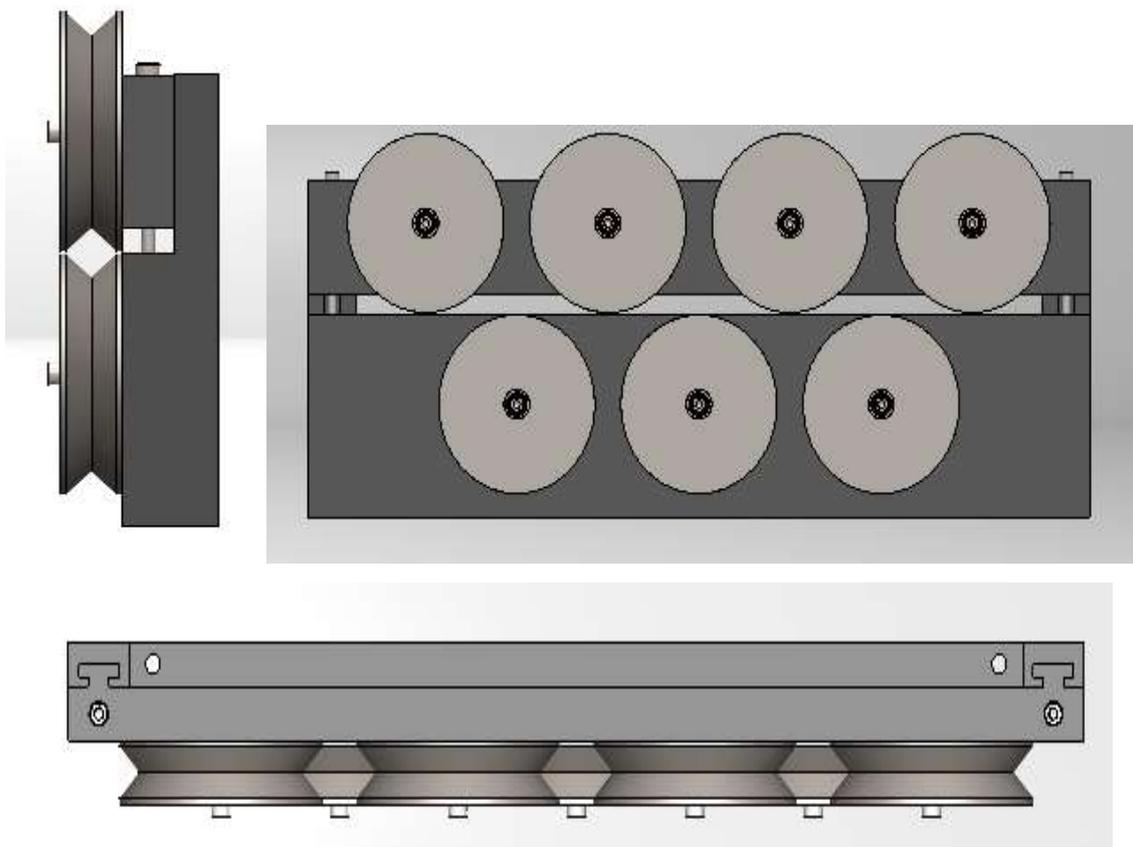


Figure III-6 : Déférents vues de sous système de redressement.

II.4 Sous-système d'aménagement (dérouleuse) :

II.4.1. Chaîne cinématique de dispositif d'aménagement :

La chaîne cinématique utilisée pour développer dispositif d'aménagement est constituée de trois classes d'équivalences, notées SE0, SE3 et SE4 et voir figure III-7 :

SE₀ : Constitue du bloc inférieur immobile et de 2 galets assemblés avec le bâti.

SE₁ : est constituée de 2 galets fixés sur le bloc supérieur de dispositif d'aménagement.

SE₂ : est constitué du fil de fer.

SE₃ : est constituée de la motorisation et le système de transmission de mouvement moteur+engrenage+2 roues+arbre.

SE₄ : Vis de bridage.

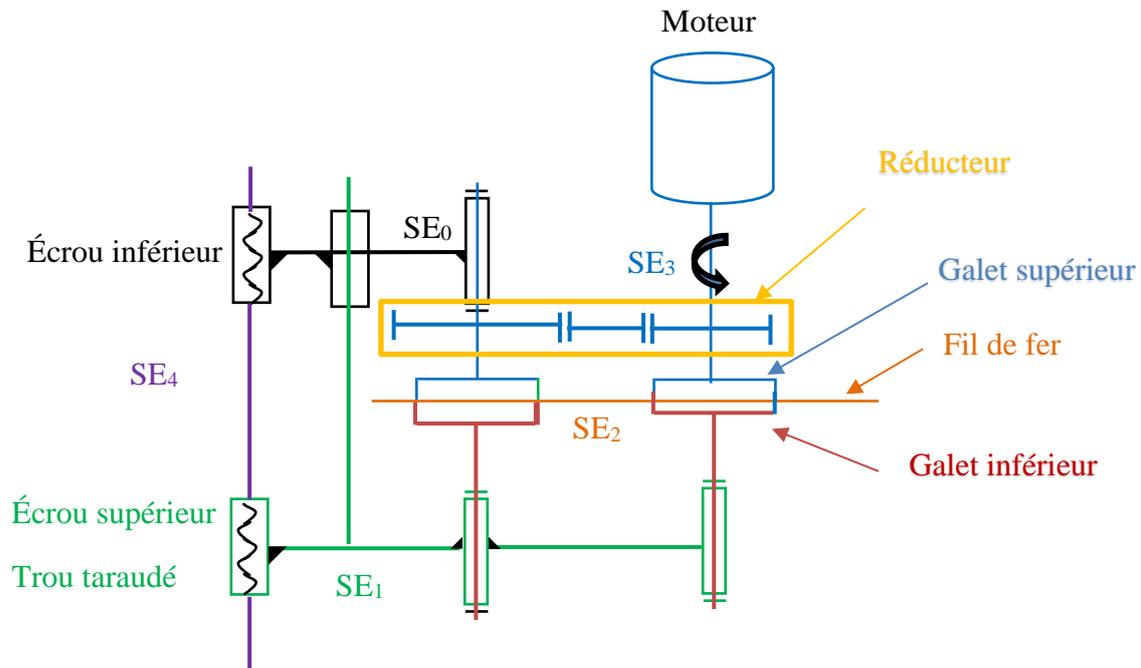


Figure III-7 : Chaîne cinématique de dispositif d'aménagement

II.4.2. Graphe des liaisons :

Le graphe des liaisons est donné par la figure suivant :

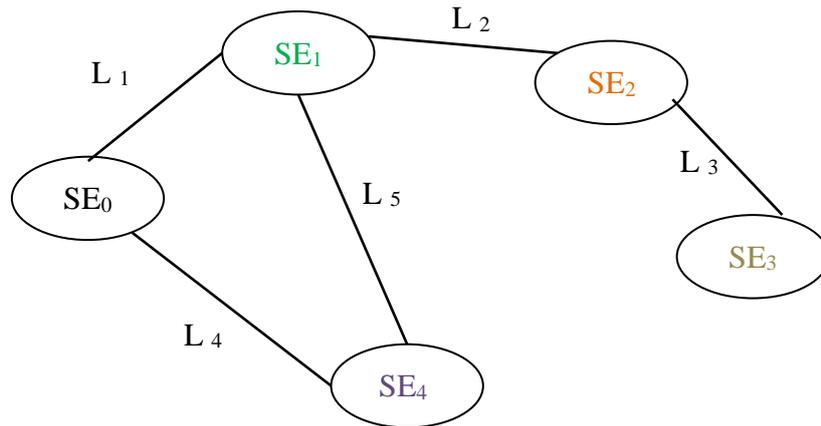


Figure III-8 : Graphe des liaisons de dispositif d'aménagement

Où

L₁ : liaison glissière

L₂ : liaison linéaire annulaire

L₃ : liaison linéaire annulaire

L₄ : liaison hélicoïdale

L₅ : liaison hélicoïdale

- la liaison glissière L1 entre le bloc inférieur et le bloc supérieur de dispositif d'aménagement est réalisée par rainure de forme T.
- la liaison linéaire annulaire L2 entre le fer à béton et la bague extérieure de galet supérieur est réalisée par le contact de la rainure de forme V et la forme de fer à béton (surface latérale cylindrique).
- la liaison linéaire annulaire L3 entre le fer à béton et la bague extérieure de galet fixé sur le bloc inférieur est réalisée par le contact de la rainure de forme V et la forme de fer à béton.
- la liaison hélicoïdale L4 entre le bloc inférieur et vis de bridage est réalisée par un écrou inférieur ou bien un trou taraudé.
- la liaison hélicoïdale L5 entre le bloc supérieur et vis de bridage est réalisée par un écrou inférieur.

II.4.3. Solution technologique de dispositif d'aménagement :

La solution technologique décrite par la chaîne cinématique précédente de dispositif d'aménagement est donnée ci-dessous par la figure III-9. La solution est réalisée par le logiciel SolidWorks 2017.

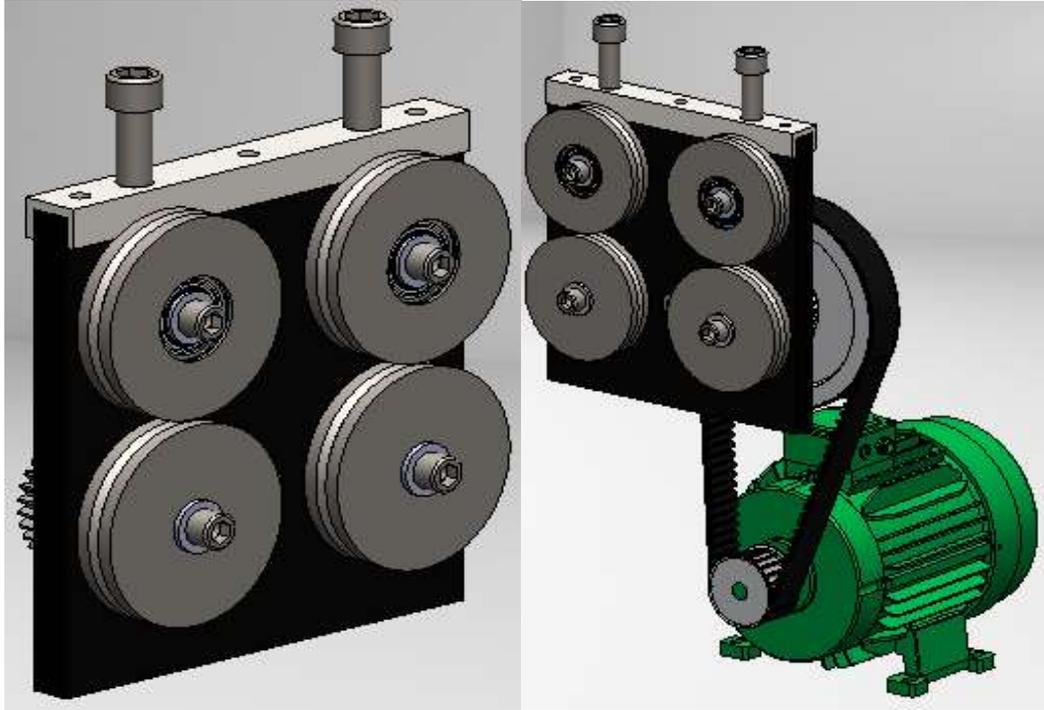


Figure III-9 : CAO 3D de dispositif d'aménagement sous SolidWorks.

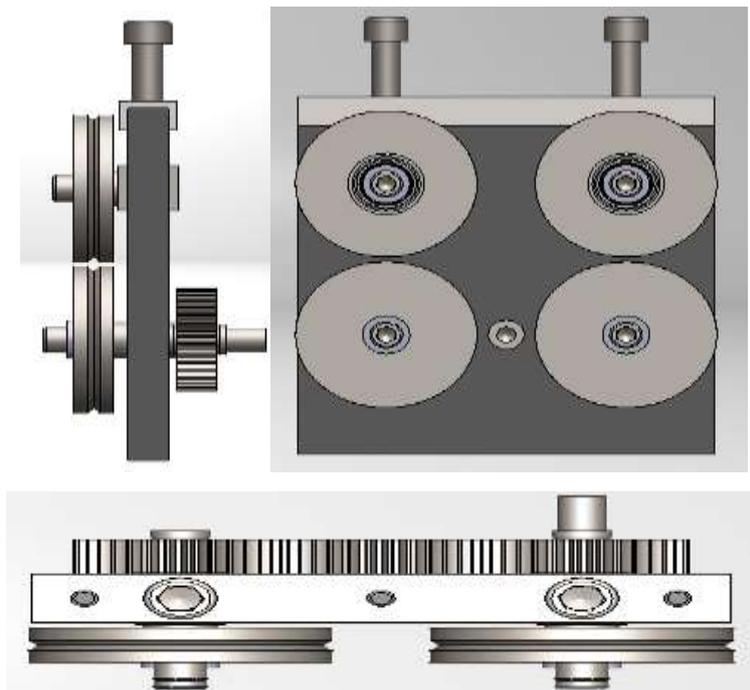


Figure III-10 : Différentes vues de dispositif d'aménagement.

II.5 Sous-système de pliage :

II.5.1. Chaîne cinématique :

La chaîne cinématique utilisée pour développer le système de pliage est constituée de trois classes d'équivalences, notées SE0 et SE5 et voir figure III-11.

SE₀ : Constitue le bâti.

SE₁ : est constituée de la motorisation et la tête de pliage du fil fixée par vis avec l'arbre moteur.

SE₂ : est constituée de la tête de pliage et la tige de vérin.

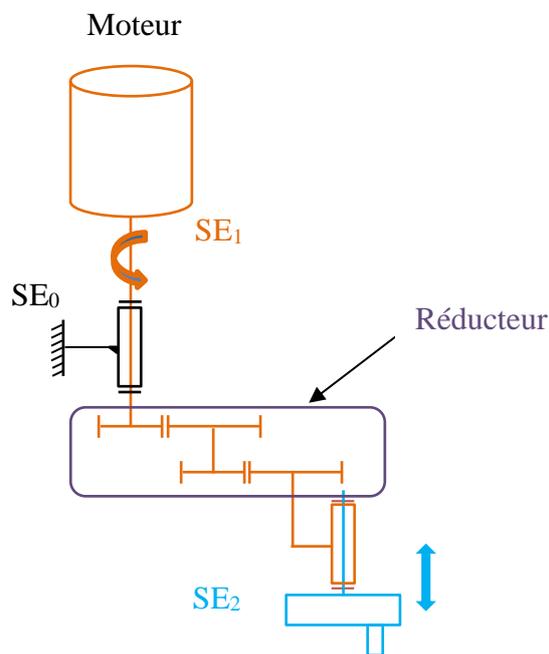


Figure III-11 : Chaîne cinématique de système de pliage

II.5.2. Graphe des liaisons :

Le graphe des liaisons est donné par la figure suivante :

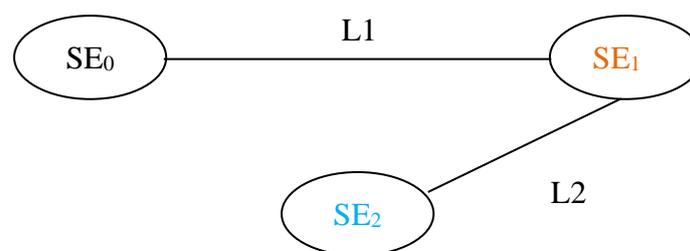


Figure III-12 : Graphe des liaisons de système de pliage

Où

L₁ : liaison pivot

L₂ : liaison glissière

- la liaison pivot L1 entre la motorisation, réducteur SE1 et le bâti SE0.
- la liaison glissière L2 entre la tête de pliage, la tige de vérin SE2 et la motorisation et réducteur SE1.

II.5.3. Solution technologique e de système de pliage :

La solution technologique décrite par la chaine cinématique précédente de système de pliage est donnée ci-dessous par la figure III-13. La solution est réalisée par le logiciel SolidWorks 2017.

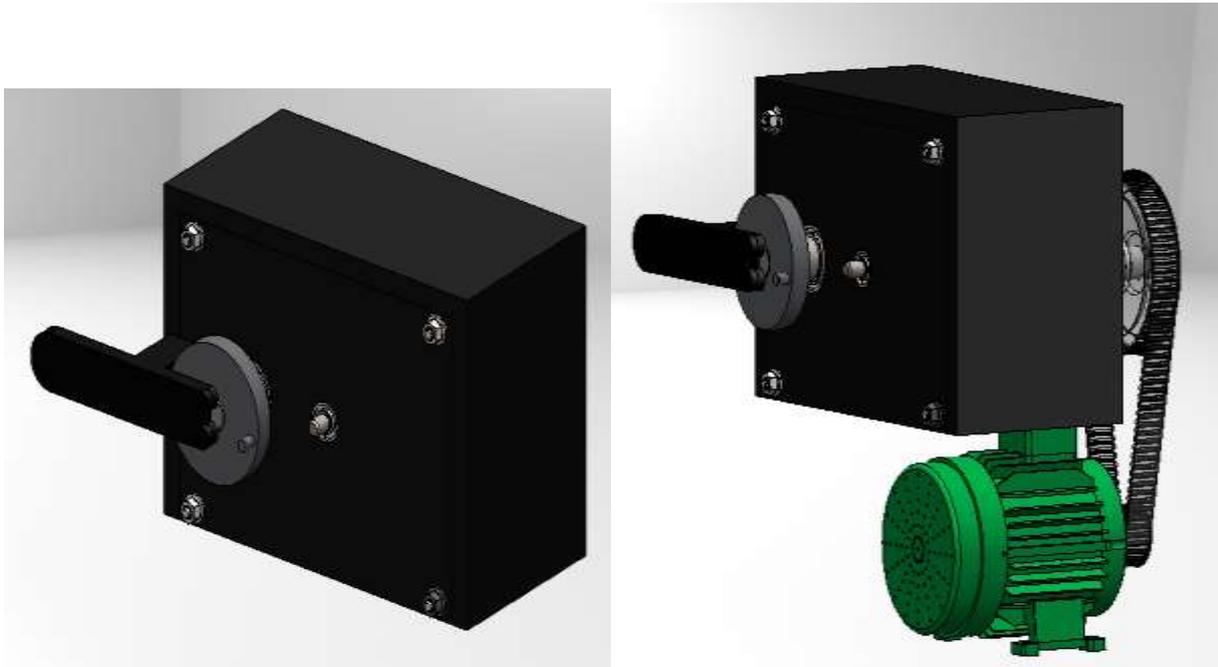


Figure III-13 : CAO 3D de système de pliage sous SolidWorks

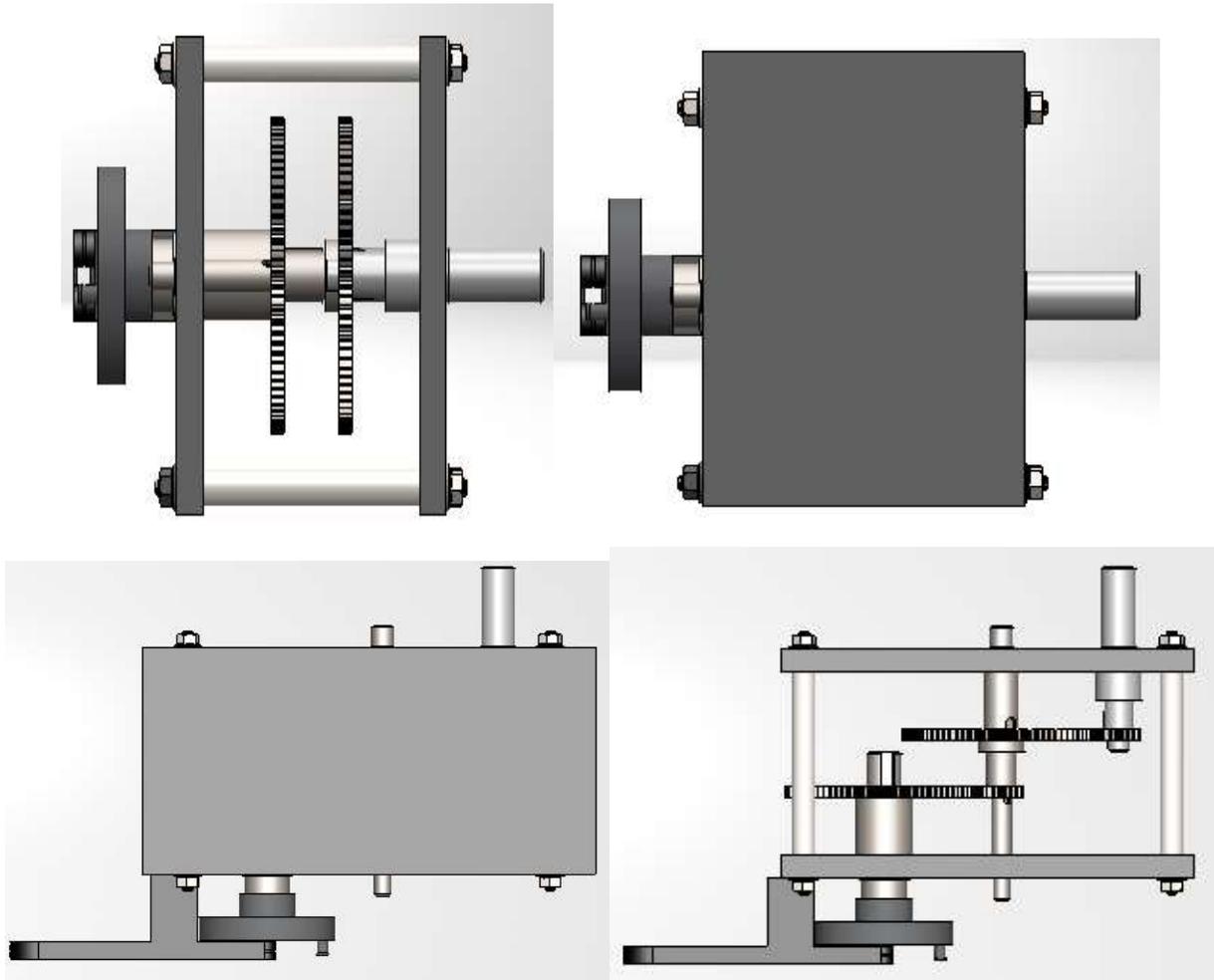


Figure III-14: Différentes vues de sous système de pliage.

II.6 Sous-système de coupe :

II.6.1. Chaîne cinématique de module de coupe :

La chaîne cinématique utilisée pour développer le module de coupe est constituée de deux classes d'équivalences, notées SE₀, SE₁, voir figure III-15 :

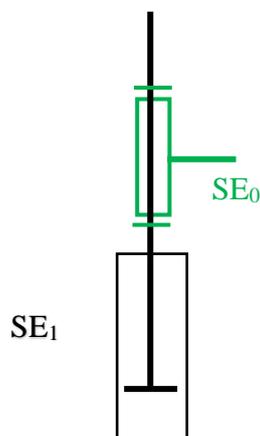


Figure III-15 : Chaîne cinématique de module de coupe.

SE_0 : est constituée de la pièce 12 fixer sur bâti.

SE_1 : Constitue le vérin pneumatique simple effet.

II.6.2. Graphe des liaisons :

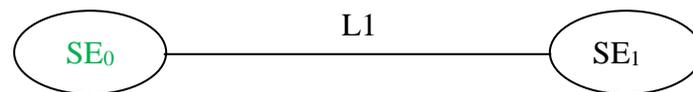


Figure III-16 : Graphe des liaisons de module de coupe

Où

L_1 : liaison glissière.

- la liaison glissière L_1 entre la tige de vérin qui porte l'âme de couteau mobile et la pièce 12 fixe est réalisée par des précédées d'usinage (enlèvement de matière l'empreinte de pièce 12).

II.6.3. Solution technologique de module de coupe :

La solution technologique décrite par la chaîne cinématique précédente de module de coupe est donnée ci-dessous par la figure III-17. La solution est réalisée par le logiciel SolidWorks 2017.

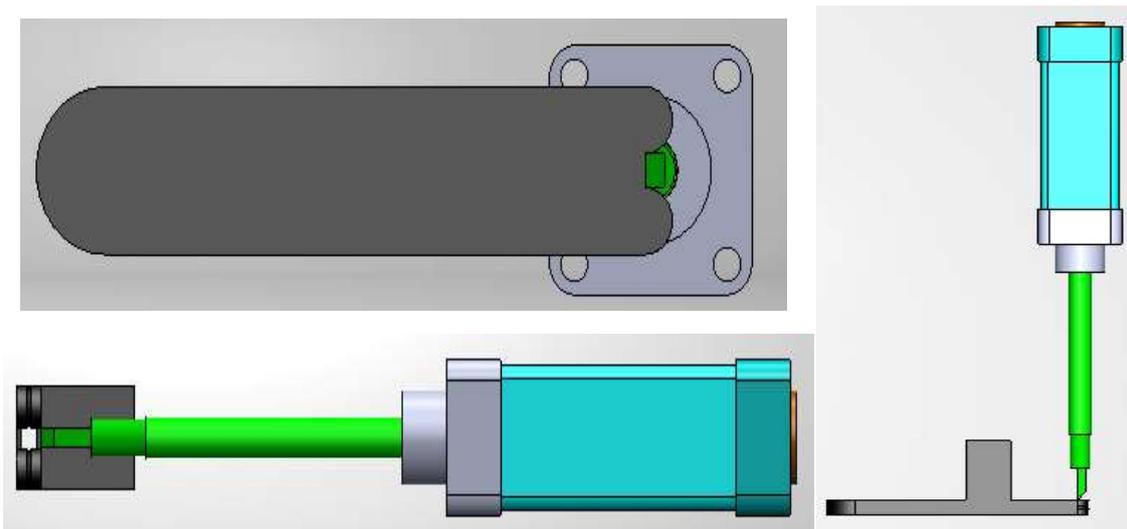


Figure III-17 : CAO 3D de module de coupe sous Solidworks

II.7 Assemblage finale de la cadreuse automatique :

L'assemblage finale des sous-systèmes avec le bâti est donné par la figure suivante :

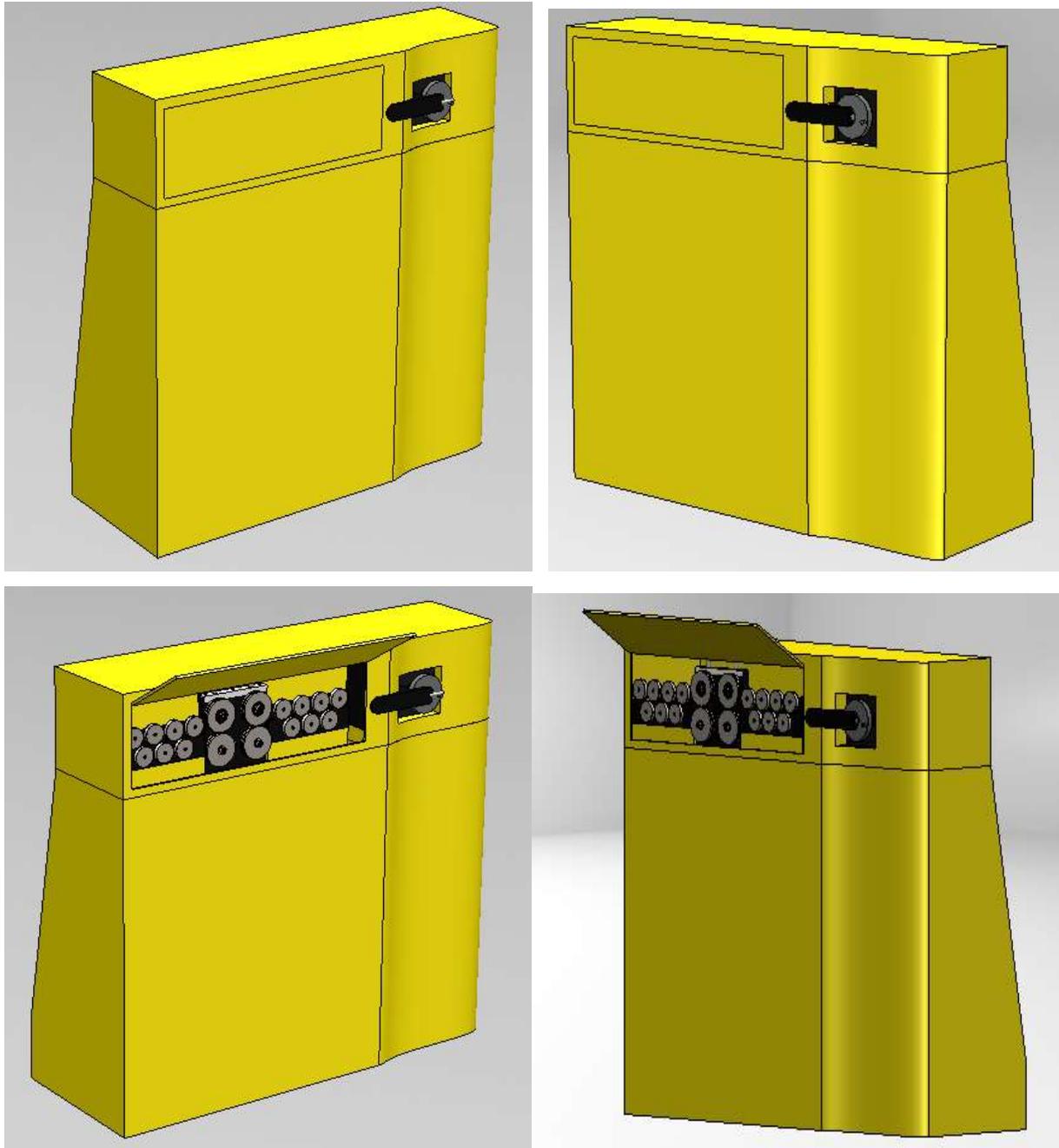


Figure III-18 : CAO de la cadreuse automatique.

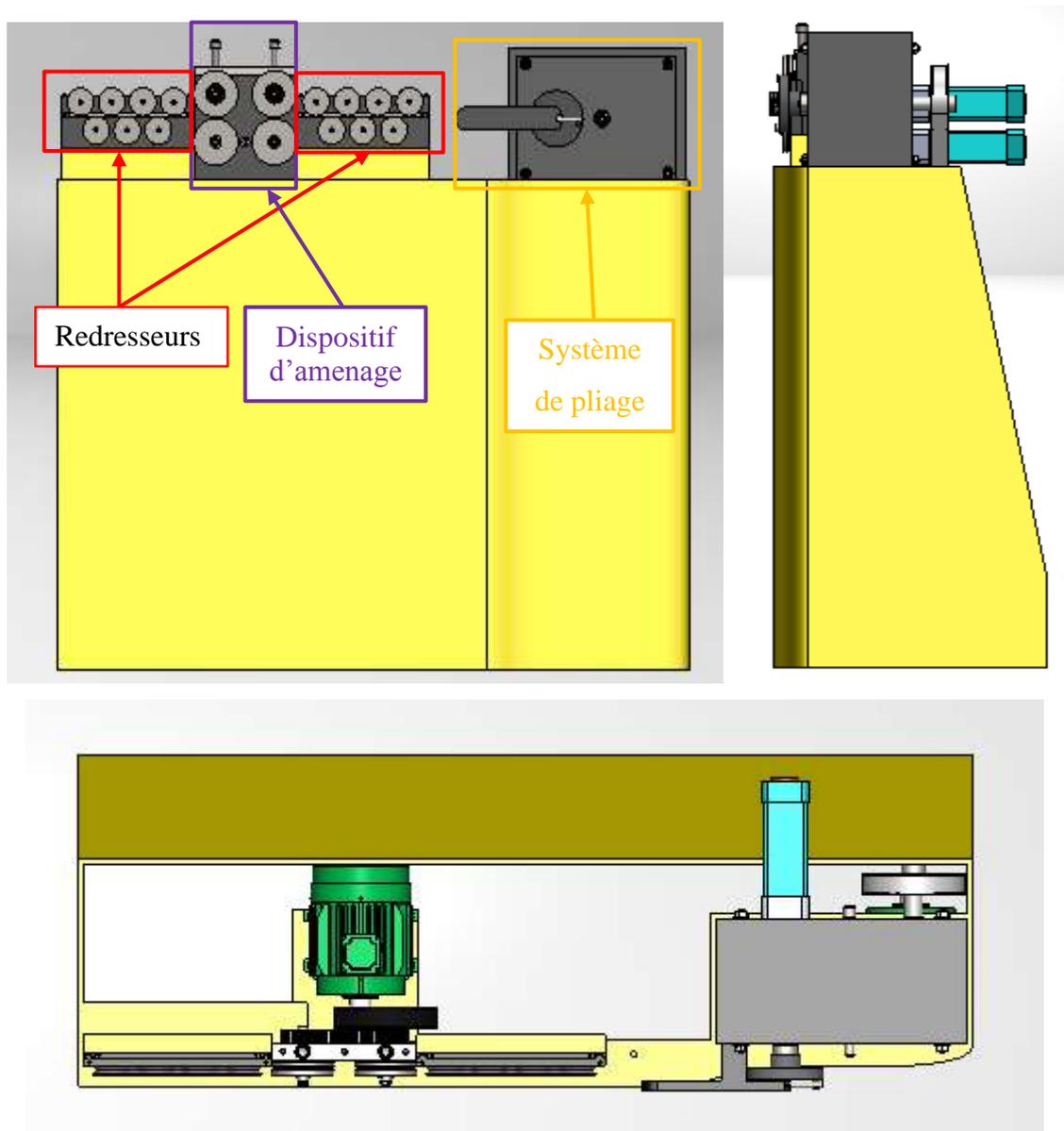


Figure III-19: Différentes vues de l'assemblage finale

III. Conclusion :

Dans cette partie, La phase de la conception de la cadreuse automatique est présentée en détail, il reste de valider les solutions technologiques choisies, ce qui fait l'objet du chapitre quatre.

Chapitre IV: Dimensionnement des éléments du système

Dans cette partie, la validation par un calcul de dimensionnement des solutions technologiques choisies sera abordée.

I. Introduction :

L'augmentation de la productivité des systèmes de positionnement (Machines) passe globalement par la réduction de la durée des mouvements.

L'accroissement des demandes dynamiques en termes d'accélération et de vitesse maximale conduit ces systèmes à la limite de leurs possibilités technologiques, invalidant de ce fait l'hypothèse classiquement retenue d'un comportement rigide de la charge à positionner.

La validation des solutions technologiques consiste à dimensionner les différents sous-systèmes qui composent la machine, principalement :

- La Motorisation
- Les systèmes de transmission de mouvement
- Les éléments mécaniques standards (les engrenages, arbres, roulements, clavettes...)
- Le support

Concernant la motorisation le dimensionnement consiste à déterminer les couples et les puissances du moteur nécessaire au déplacement en rotation de ; la tête de cambrage-plier de fil, dispositif d'amenage (avance de fil) selon le cahier de charge établi au paravent.

Pour les éléments mécaniques standards, le dimensionnement consiste à déterminer les caractéristiques principales des : engrenages, roulements, clavettes, arbres, assemblages boulonnés selon le cahier de charge établi au paravent.

Concernant le support, un calcul statique permettra de vérifier la rigidité du support.

II. Dimensionnement de la motorisation :

En général une transmission linéaire est composée d'un organe moteur en entrée et d'une charge à déplacer de masse M en sortie par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse et d'un transformateur de mouvement.

Le moteur d'inertie J_m produit un mouvement de rotation, caractérisé par la vitesse angulaire ω_m et un couple moteur C_m . La charge M , se déplace d'une vitesse V et d'une accélération a .

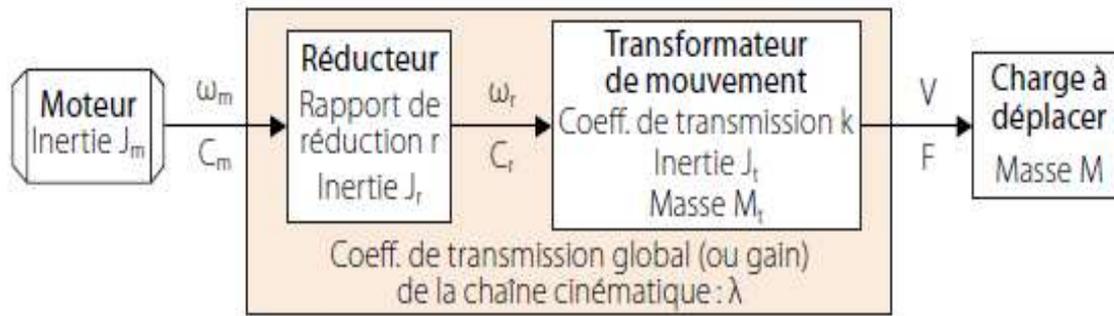


Figure IV-1 : schéma bloc d'une transmission linéaire [21]

C_m : couple moteur

J_m : inertie du rotor autour de son axe

J_r : inertie du réducteur sur l'arbre d'entrée (côté moteur)

J_t : inertie du transformateur de mouvement sur son l'arbre d'entrée (côté moteur)

K : coefficient de transmission

r : coefficient de réduction du réducteur : $r = \omega_m / \omega_r$

λ : coefficient de transmission global.

II.1 La méthode de choix et de dimensionnement d'un motoréducteur d'axe [21] :

Cette méthode peut se représenter au moyen de l'organigramme figure IV-2, qui, sans être exhaustif, met en évidence les rebouclages inévitables dus aux interactions entre les composants. Elle est largement inspirée du Techno guide.

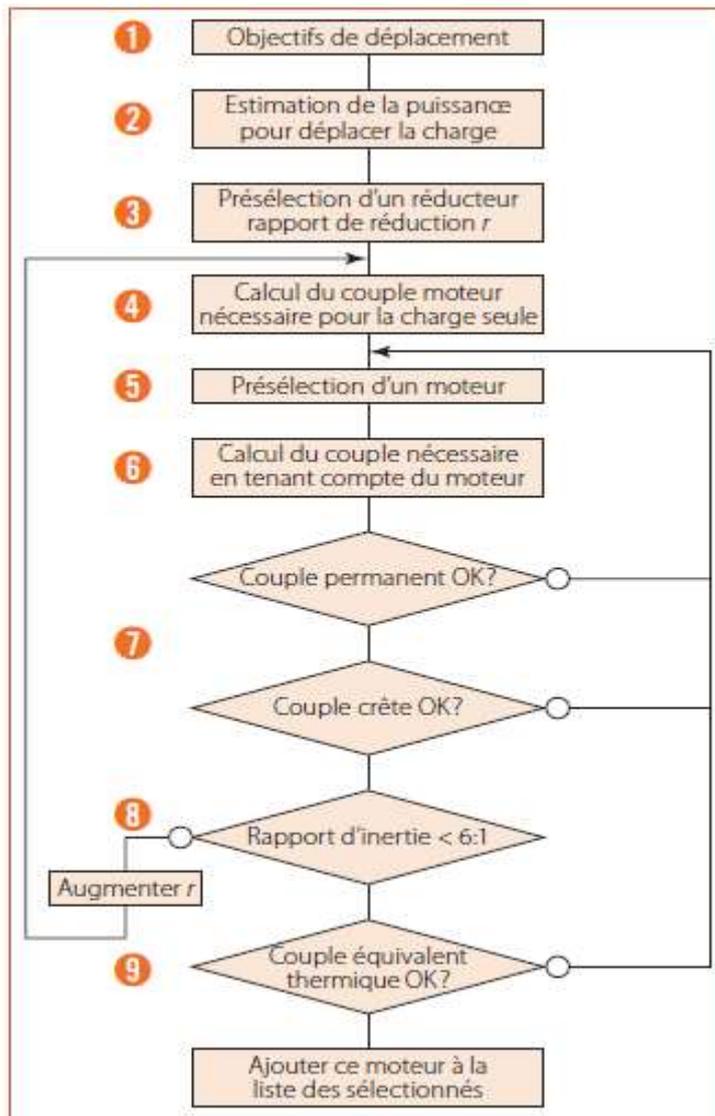


Figure IV-2 : La méthode de dimensionnement d'un moteur d'axe [21].

Chaque étape de la méthode, repérée par un numéro, est ensuite explicitée.

1) Objectifs de déplacement :

Données :

Loi de vitesse

Distance à parcourir : X

Temps de déplacement maximal : T

Calculs :

Si loi trapèze, prendre la loi « 1/3-1/3-1/3 » avec :

$$V_{\max} = \frac{3 \cdot X}{2 \cdot T} \quad \text{et} \quad a_{\max} = \frac{9 \cdot X}{2 \cdot T^2} \quad (1)$$

Si loi autre, prendre sinus carré avec :

$$V_{\max} = \frac{2 \cdot X}{T} \quad \text{et} \quad a_{\max} = \frac{8 \cdot X}{T^2} \quad (2)$$

Si un déplacement en rotation donc en posant $k = 1$, $J_t = 0$ et en remplaçant la masse M par une inertie J_c .

2) Estimation de la puissance pour déplacer la charge :

Ce calcul permet de prédéfinir la gamme dans laquelle le moteur sera choisi.

F : Effort sur la charge.

M : Masse de la charge.

η : Rendement global estimé de la chaîne cinématique.

V_{\max} : Vitesse maximale de la charge

a : Accélération de la charge

Calculs :

Puissance d'accélération :

$$P_a = M \cdot a \cdot V_{\max} \quad (3)$$

Puissance permanente :

$$P_p = \frac{F \cdot V_{\max}}{\eta} \quad (4)$$

Puissance totale :

$$P_t = (M \cdot a \cdot V_{\max}) + \left(\frac{F \cdot V_{\max}}{\eta} \right) \quad (5)$$

3) Présélection d'un réducteur de rapport de réduction r :

Coefficient de transmission du transformateur de mouvement : $k=1$ (déplacement en rotation)
pas de transformation de mouvement.

ω_m : Vitesse nominale estimée du moteur.

V_{\max} : Vitesse maximale de la charge

K : Coefficient de transmission du transformateur de mouvement

Calculs :

Usuellement $3000tr / \min \leq \omega_m \leq 5000tr / \min$

$$r \leq \frac{k \cdot \omega_m}{V_{\max}} \quad (6)$$

Si $r < 2$, envisager un entraînement direct.

4) Calcul du couple moteur nécessaire pour déplacer la charge :

a : Accélération de la charge.

F : Effort sur la charge.

η : Rendement global estimé de la chaîne cinématique.

J_t : Inertie du transformateur de mouvement.

Gain en vitesse de la chaîne cinématique :

$$\lambda = \frac{k}{r} = \frac{V}{\omega_m} \quad (7)$$

J_c Inertie de la charge ramenée à l'arbre moteur : (inertie ramenée à l'arbre moteur pris à partir de SolidWorks).

$$J_c = \frac{J_t + k^2 \cdot M}{r^2} \quad (8)$$

Couple d'accélération :

$$C_{ma} = J_c \cdot a / \lambda \quad (9)$$

Couple permanent :

$$C_{mp} = \lambda / \eta \quad (10)$$

Couple crête :

$$C_{\max} = \left(J_c \cdot a / \lambda \right) + \left(\lambda / \eta \right) \quad (11)$$

5) Présélection d'un moteur :

On choisit un moteur dont le couple permanent est supérieur au couple crête déterminé en étape 4, car il faut tenir compte de l'inertie propre du moteur. On commence par le moteur « immédiatement supérieur », ou le modèle d'au-dessus si la marge paraît trop faible, dans la gamme du constructeur choisi. Ne pas oublier que plus un moteur est gros, plus il consomme de couple pour s'accélérer lui-même.

6) Calcul du couple nécessaire en tenant compte du moteur :

Données :

a : Accélération de la charge

F : Effort sur la charge

η : Rendement global estimé de la chaîne cinématique.

J_t : Inertie du transformateur de mouvement

Gain en vitesse de la chaîne cinématique :

$$\lambda = \frac{k}{r} = \frac{V}{\omega_m} \quad (12)$$

J_m : Inertie moteur

J_r : Inertie réducteur

Inertie équivalente totale ramenée à l'arbre moteur :

$$J_e = J_m + J_r + J_c \quad (13)$$

Couple d'accélération :

$$C_{ma} = J_c \cdot a / \lambda \quad (14)$$

Couple permanent inchangé :

$$C_{mp} = \lambda / \eta \quad (15)$$

Couple crête :

$$C_{\max} = \left(J_c \cdot a / \lambda \right) + \left(\lambda / \eta \right) \quad (16)$$

7) Vérification couple-vitesse du moteur sur les courbes du constructeur :

Aucun point de fonctionnement ne doit être extérieur à la zone tant en régime permanent qu'en régime transitoire. Il est recommandé de prendre une marge confortable à ce niveau (environ 25 %).

8) Vérification du rapport d'inertie :

En théorie, on obtient les meilleures performances lorsque le rapport d'inertie est de 1:1. On ne peut pas toujours atteindre cet objectif, la vitesse de rotation du moteur devenant trop élevée. En pratique, le rapport d'inertie ne doit pas dépasser une valeur comprise entre 5 et 10 pour les applications courantes, suivant la qualité de la mécanique. Le cas échéant, augmenter le rapport de réduction r afin de réduire le rapport d'inertie.

En négligeant les efforts de frottement, le rapport d'inertie (en rotation) est égal à :

$$r_i = \frac{J_c / r^2}{J_m} \quad (17)$$

9) Vérification du couple équivalent thermique :

Lorsque le cycle de fonctionnement du moteur laisse peu de temps pour le refroidissement, on détermine le couple équivalent thermique, lequel ne doit pas dépasser le couple permanent du moteur.

$$C_{th} = \sqrt{\frac{\sum C_i \cdot t_i}{\sum t_i}} \quad (18)$$

Ce calcul permet de prédéfinir la gamme dans laquelle le moteur sera choisi.

II.2 Le couple nécessaire qui assure l'opération de pliage du fil de fer :

Avant de dimensionner le moteur il faut calculer le couple nécessaire.

Cas de flexion simple, lors de l'opération de pliage le fil de fer est sollicité dans la zone plastique donc il faut assurer les deux conditions de résistance suivantes :

$$\begin{cases} \sigma_f \geq \sigma_{pe} \\ \sigma_f < \sigma_r \end{cases} \Rightarrow \sigma_{pe} \leq \sigma_f < \sigma_r \quad ; \text{ avec : } \sigma_{pe} = \frac{R_e}{s} \quad (19)$$

σ_{pe} : résistance pratique élastique en essai de traction

R_e : résistance élastique en essai de traction

σ_r : résistance rupture en essai de traction

S : coefficient de sécurité compris entre [1.5 ; 5]

Moment fléchissant élastique :

$$M_f = \frac{\sigma_f \cdot I_z}{y_{\max}} = \frac{\pi \cdot D^3 \cdot \sigma_f}{32} \quad (20)$$

σ_f : contrainte de flexion

I_z : moment d'inertie quadratique

y_{\max} : longueur maximale sur l'axe y

Relation entre moment plastique et moment élastique :

$$f = \frac{M_p}{M_{el}} \Rightarrow M_p = f \cdot M_{el} \quad (21)$$

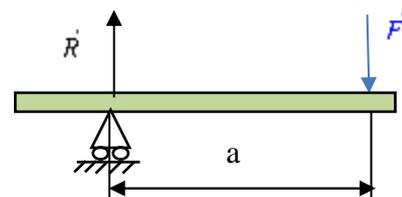
f : coefficient de forme dépend de la géométrie dans notre cas section circulaire $f = 1.7$

$$\begin{cases} \sigma_f \geq \sigma_{pe} \\ \sigma_f < \sigma_r \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{|M_f|}{I_z} \cdot y_{\max} \geq \sigma_{pe} \\ \frac{|M_f|}{I_z} \cdot y_{\max} < \sigma_r \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{32 \cdot |M_f|}{\pi \cdot D^3} \geq \sigma_{pe} \\ \frac{32 \cdot |M_f|}{\pi \cdot D^3} < \sigma_r \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D \leq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot |M_f|}{\pi \cdot \sigma_{pe}}} \\ D > \sqrt[3]{\frac{32 \cdot |M_f|}{\pi \cdot \sigma_r}} \end{cases}$$

Donc le diamètre du fil D vérifier les deux conditions précédentes

avec : $T = R = F$

$$M_{fel\max} = R \cdot a = F \cdot a$$



Donc le couple moteur nécessaire pour plier un fil de diamètre D est donné par :

$$M_{pl\max} \geq M_{f\acute{e}l\max} \cdot f \Rightarrow C_r \geq M_{f\acute{e}l\max} \cdot f \quad (22)$$

Et vérifier la condition :

$$\sigma_{pe} \leq \sigma_f < \sigma_r \Rightarrow C_{pe} \leq C_r < C_{rup} \quad (23)$$

avec :

C_{pe} : le moment fléchissant due à la contrainte pratique élastique en essai de traction.

C_r : le couple au niveau de sortie de réducteur (tête de pliage) qui assure l'opération de pliage.

C_{rup} : le moment fléchissant due à la contrainte de rupture en essai de traction.

II.3 Application de cette méthode dans notre cas :

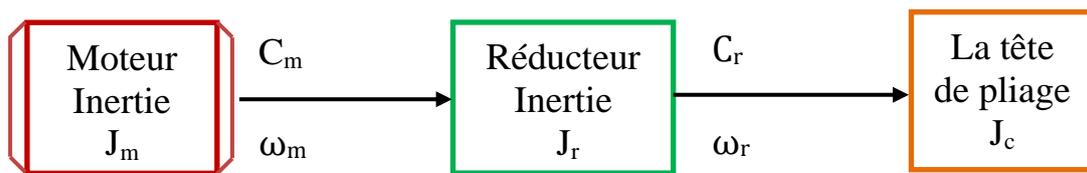


Figure IV-3 : schéma bloc dans notre cas sous-système de pliage.

C_m : couple moteur

J_m : inertie du rotor autour de son axe

J_r : inertie du réducteur sur l'arbre d'entrée (côté moteur)

r : coefficient de réduction du réducteur : $r = \omega_m / \omega_r$

1) Objectifs de déplacement :

Un déplacement en rotation donc en posant $k = 1$, $J_t = 0$ et en remplaçant la masse M par une inertie J_c .

Données : 1500 ps/h 2.4 s (cycle)

Distance à parcourir : $X = R \cdot \theta \Rightarrow X = a \cdot \pi = 50 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \approx 0.16m$

Temps de déplacement maximal : $T = 0.5s$

Loi de vitesse

Choix de l'accélération et de la vitesse maximales :

La chaîne cinématique choisie ainsi que les objets à transférer pourraient se contenter d'une classique loi de commande de vitesse en triangle. Mais la tolérance de répétabilité assez serrée nous conduit finalement à privilégier une loi de commande en sinus carré qui offre une approche particulièrement douce du point d'arrêt garantissant une meilleure précision.

L'accélération maximale est donc le double de celle nécessaire au déplacement X en un temps T suivant une loi triangle :

$$a_{\max} = \frac{8 \cdot X}{T^2} ; \text{AN } a_{\max} = \frac{8 \cdot 0.16}{0.5^2} \Rightarrow \boxed{a_{\max} = 5.2m/s^2}$$

La vitesse maximale est identique à celle de la loi triangle :

$$V_{\max} = \frac{2 \cdot X}{T} ; \text{AN } V_{\max} = \frac{2 \cdot 0.16}{0.5} \Rightarrow \boxed{V_{\max} = 0.64m/s}$$

2) Estimation de la puissance pour déplacer la charge :

F : l'effort appliqué au niveau de la tête sur le fil pour assurer le pliage $F=3300N$

M : la masse de la charge ici en remplacer par inertie J_c (l'inertie des éléments ramené à l'arbre moteur assemblées avec rotor du moteur calculé par SolidWorks).

η : le rendement $\eta = 0.8$

Les calculs sont effectués dans le cas le plus défavorable à chaque fois : accélération maximale et vitesse maximale.

Puissance d'accélération :

$$P_a = M \cdot a \cdot V_{\max} = J_c \cdot a \cdot V_{\max} = 3.29 \cdot 10^{-6} \cdot 5.2 \cdot 0.64 \Rightarrow \boxed{P_a = 0.010W}$$

Puissance permanente :

$$P_p = \frac{F \cdot V_{\max}}{\eta} ; \text{AN } P_p = \frac{3300 \cdot 0.64}{0.8} \Rightarrow \boxed{P_p = 2640 \text{ W} = 2.64 \text{ kW}}$$

Puissance totale :

$$P_t = (M \cdot a \cdot V_{\max}) + \left(\frac{F \cdot V_{\max}}{\eta} \right) \Rightarrow \boxed{P_t = 2640.48 \approx 2.641 \text{ kW}}$$

3) Présélection d'un réducteur de rapport de réduction r :

Coefficient de transmission du transformateur de mouvement : k=1 (déplacement en rotation)

$$r \leq \frac{K \cdot \omega_m}{V_{\max}} \Rightarrow r \leq \frac{\omega_m}{V_{\max}}$$

En prenant a priori une vitesse de 855 tr/min ($\approx 89.5 \text{ rad/s}$) que tous les moteurs de la gamme FLS (moteur AC triphasés) Annexe B peuvent atteindre et en se plaçant dans le cas de la vitesse linéaire maximale (loi triangle), on obtient :

$$r = \frac{\omega_m}{V_{\max}} = \frac{89.5 \text{ rad/s}}{12.8 \text{ rad/s}} \Rightarrow r = 6.9 \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{V}{a} = \frac{0.64}{0.05} = 12.8 \text{ rad/s}$$

Soit r= 7, d'où l'on déduit la vitesse maximale pour le moteur :

$$\omega_m = \frac{V \cdot r}{K} = \frac{12.8 \cdot 8}{1} \Rightarrow \boxed{\omega_m = 90 \text{ rad/s}} \Rightarrow \boxed{\omega_m = 859.4 \text{ tr/min}}$$

Vitesse maximale en sortie de réducteur :

$$\omega_r = \frac{\omega_m}{r} = \frac{90}{7} \Rightarrow \boxed{\omega_r = 12.8 \text{ rad/s}} \Rightarrow \boxed{\omega_r = 122.7 \text{ tr/min}}$$

Inertie du réducteur $J_r = 4\,934.1 \text{ Kg.mm}^2$

4) Calcul du couple moteur nécessaire pour déplacer la charge :

Gain en vitesse de la chaîne cinématique :

$$\lambda = \frac{k}{r} = \frac{1}{r} = \frac{V}{\omega_m} \Rightarrow \lambda = \frac{1}{r} = \frac{1}{7} \Rightarrow \boxed{\lambda = 0.142}$$

Inertie de la charge ramenée à l'arbre moteur : (inertie tête vis en obtient SolidWorks)

$$J_c = 3290.22 \text{ Kg.mm}^2$$

Couple d'accélération :

$$C_{ma} = J_c \cdot \frac{a}{\lambda} = J_c \cdot a \cdot r = J_c \cdot 5.2 \cdot 7 \Rightarrow \boxed{C_{ma} = 0.119 \text{ N.m}}$$

Couple permanent :

$$C_{mp} = \frac{\lambda}{\eta} = \frac{1}{7} \cdot 0.8 \Rightarrow \boxed{C_{mp} = 0.178 \text{ N.m}}$$

Couple crête :

$$C_{\max} = \left(J_c \cdot \frac{a}{\lambda} \right) + \left(\frac{\lambda}{\eta} \right) = 0.297 \text{ N.m}$$

Remarque : Le couple permanent dû aux efforts résistants est petit devant le couple d'accélération : il s'agit bien d'une application essentiellement inertielle.

5) Présélection d'un moteur :

Les plus petits modèles dans l'extrait de documentation présenté en série FLS sont déjà trop puissants. On présélectionne le moteur asynchrone triphasés fermés 6 pôles. FLS 132s en tenant compte la puissance nominale validé et couple nominal.

Vitesse nominale : 955 tr/min

Couple nominal : 30 N.m (la valeur fournie dans le tableau est celle du couple à basse vitesse)

Inertie du rotor : $J_m = 0.0376 \text{ Kg.m}^2$

Puissance de nominale : 3 KW

6) Calcul du couple nécessaire en tenant compte du moteur :

Inertie équivalente totale ramenée à l'arbre moteur :

$$J_e = J_m + J_r + J_c = 0.0458 \text{Kg.m}^2$$

Couple d'accélération :

$$C_{ma} = J_e \cdot a / \lambda = J_e \cdot r \cdot a = 1.68 \text{N.m}$$

Couple permanent inchangé :

$$C_{mp} = \lambda / \eta = 1 / r \cdot \eta = 0.178 \text{Nm}$$

Couple crête :

$$C_{\max} = \left(J_c \cdot a / \lambda \right) + \left(\lambda / \eta \right) \approx 1.85 \text{N.m}$$

7) Vérification couple-vitesse du moteur sur les courbes du constructeur :

Les points de fonctionnement sont vérifiés dans les courbes donnés par le constructeur de type des moteurs représentées dans l'Annexe B.

8) Vérification du rapport d'inertie :

En négligeant les efforts de frottement, le rapport d'inertie (en rotation) est égal à :

$$\frac{J_c / r^2}{J_m} = 1.78 \cdot 10^{-3}$$

9) Vérification du couple équivalent thermique :

$$C_{th} = \sqrt{\frac{\sum C_i \cdot t_i}{\sum t_i}}$$

Ce calcul permet de prédéfinir la gamme dans laquelle le moteur sera choisi.

Le choix c'est u moteur asynchrones triphasés fermés 6 pôles FLS80L

À partir cette relation on peut confirmer le choix de notre moteur et réducteur. (Tab circuit de puissance des moteurs)

Couple résistant [20] :

$$C_{reseqam} = \frac{C_{res}}{r^2 \cdot \eta} = \frac{75}{7^2 \cdot 0.8} = 1.9 N.m$$

$$J_{eq} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} = C_m - C_{rest} \Rightarrow C_m = J_{eq} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} + C_{rest} = 0.3 \times 5.2 + 1.9 = 3.46 N.m$$

III. Validation des performances statiques du couteau :

On cherche ici à vérifier que le vérin au coteau soit correctement dimensionné.

Critères de choix : il faut connaître :

- L'effort de poussée et de rentrée à exercer qui est fonction de la pression disponible pour déterminer le diamètre du vérin.
- Longueur de la course (longueurs normalisées 25, 40, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320)
- Le mode de fixation : sur le corps (bride, patte, équerre...) ; sur la tige (rotule, vis-écrou...)

Données :

- La solution choisie est un vérin pneumatique simple effet associé au coteau.
- La pression d'alimentation du vérin est $p = 9$ bars

Hypothèses :

- On suppose que la coupe du fil est créée par l'effort tranchant du coteau
- L'effort créé par le ressort de rappel du vérin est négligeable par rapport à l'effort de poussée.

Détermination sous forme littérale puis numérique l'effort nécessaire pour couper le fil :

L'effort tranchant génère une contrainte tangentielle τ dans la section droite (S).

On suppose τ uniforme. Condition de rupture :

$$\tau = \frac{T}{S} = \tau_R \Rightarrow T = \tau_R \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 360 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \Rightarrow \boxed{T = 28000 N}$$

Le vérin simple effet et la tige sort pour la coupe ; la chambre AR est donc alimentée.

Donc il existe deux méthodes pour déterminer le diamètre du vérin ;

1) Détermination du diamètre d'un vérin par calcul :

La force théorique en poussée (course sortante) d'un vérin est calculée par la multiplication de la surface effective du piston par la pression de service. La surface effective en poussée est égale à la surface complète de l'alésage du vérin.

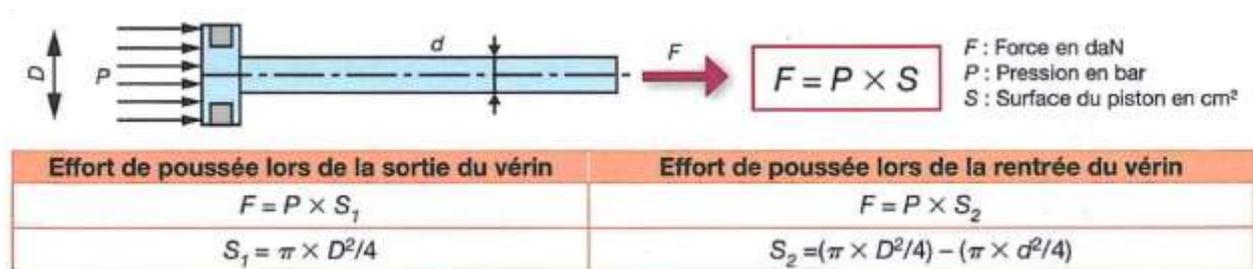


Figure IV-4 : les caractéristiques d'un vérin [22]

Le travail fait avec une pression d'alimentation de 9 bars

$$F = P \cdot S \Rightarrow F = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P}}$$

$$AN : \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot 28000}{\pi \cdot 90}} \Rightarrow D = 19.90 \text{ cm} \Rightarrow \boxed{D = 200 \text{ mm}}$$

2) Détermination du diamètre d'un vérin par utilisation des abaques :

Les abaques permettent de déterminer sans calcul, le diamètre d'un vérin.

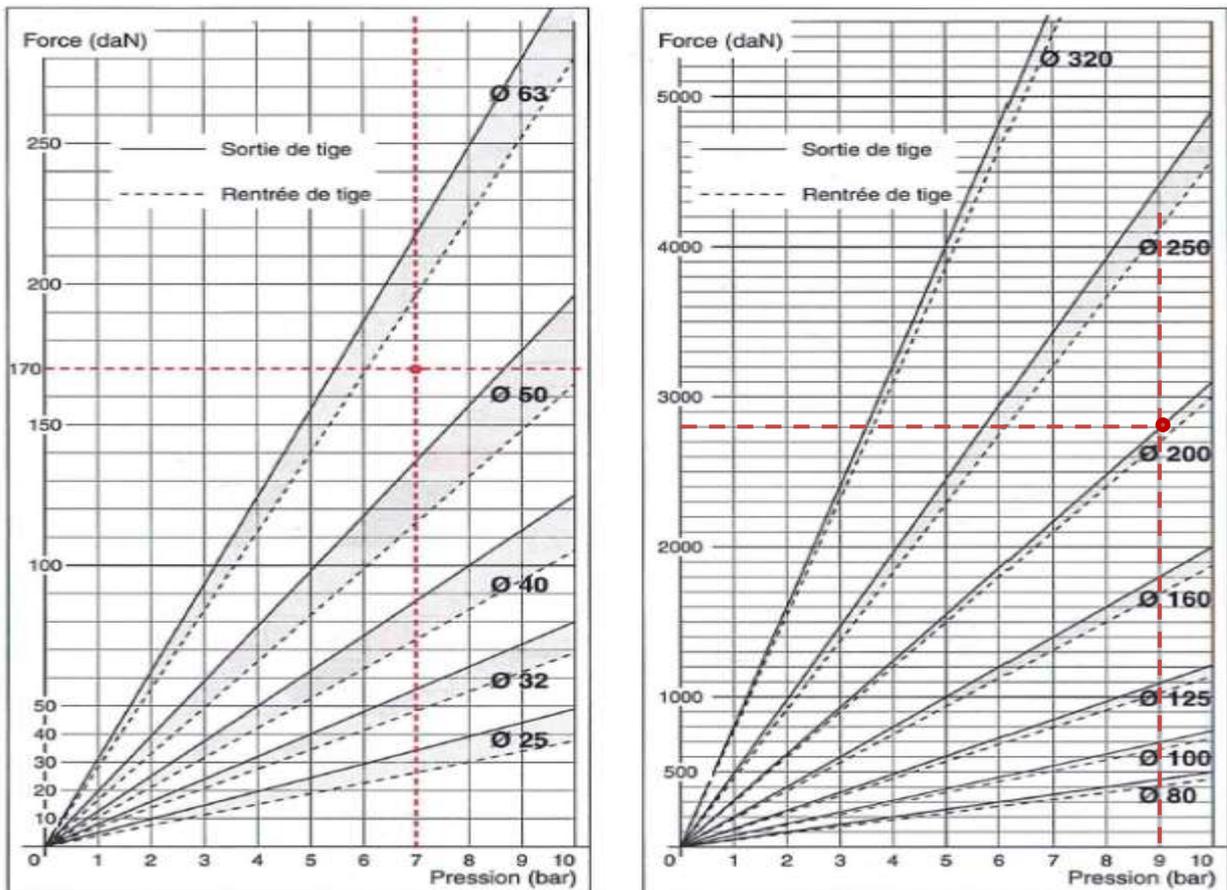


Figure IV-5 : Détermination de diamètre. [22]

Avec une pression de 9 bars, on souhaite fournir un effort de 280 daN.

D'après l'abaque, il faut choisir un vérin de diamètre 200 (valeur immédiatement supérieure).

Si on applique le coefficient de sécurité de 2, il faut prendre un vérin de diamètre 250.

Le vérin choisi selon la norme française iso 15552 [23] .

IV. Validation des performances du dispositif d'aménage :

Le dispositif d'aménage (voir figure IV-6) permet d'entraîner le fil par adhérence du dérouleur vers la tête de cambrage-pliage à l'aide de galets. Il est nécessaire de pouvoir changer les galets ou de charger le fil du diamètre désiré. Dans la configuration la plus défavorable, l'effort entre la tête de cambrage-pliage et le fil engendre une force longitudinale sur la partie droite du fil (no pliée) d'une valeur de 8000N.

Hypothèses :

- Le coefficient de frottement entre chaque galet et le fil est égal à $f = 0.1$.

- Les galets sont chargés de façon identique.
- Facteur d'adhérence = facteur de frottement

Effort normal N au contact d'un galet et effort de serrage de la vis :

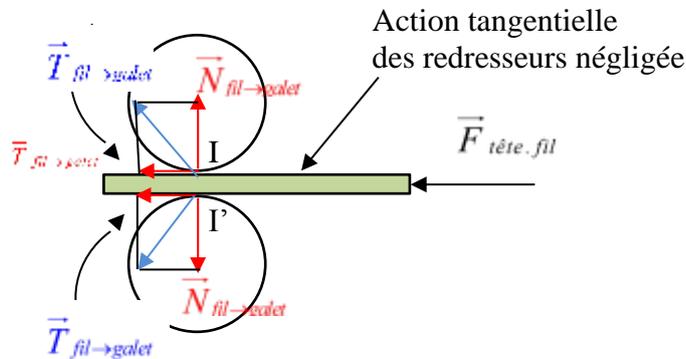


Figure IV-6 : les forces appliquées au niveau du dispositif d'amenage

On se place à la limite de l'adhérence :

$$\frac{T/2}{N} = \tan \varphi = f \Rightarrow N = \frac{T/2}{f} = \frac{4000}{0.1} \Rightarrow \boxed{N = 40000N}$$

Si on fait l'équilibre d'un ensemble [les galets, bloc, vis écrou, rondelles, supérieurs] et qu'on néglige les frottements : $\boxed{F = N = 40000N}$.

V. Dimensionnement de l'engrenage :

Les engrenages fabriqués avec la norme internationale ISO présentent l'avantage d'être facilement interchangeables et permettent des possibilités de fabrication plus économiques.

Un engrenage est un ensemble de deux roues dentées complémentaires, chacune en liaison (pivot ou glissière) par rapport à un support (souvent le bâti). La petite roue se nomme le pignon, la grande roue extérieure s'appelle la roue, la grande roue intérieure s'appelle la couronne. L'une des roues peut avoir un rayon infini, elle s'appelle alors une crémaillère. Les engrenages ont pour fonction de transmettre une puissance d'un arbre en rotation à un autre arbre tournant à une vitesse généralement différente, les deux vitesses restant dans un rapport constant. Le rapport de transmission i est par définition :

$$i = \frac{\omega_{sortie}}{\omega_{entrée}} \quad (24)$$

avec :

ω : la vitesse angulaire en (rad/s)

VI. Fonctionnement global du système :

Le fil est entraîné par adhérence du dérouleur vers la tête de cambrage-pliage à l'aide de galets du dispositif d'aménage. Le cambrage et le pliage sont obtenus avec la même tête. Pour obtenir le pliage d'une pièce, la machine effectue les opérations successives suivantes :

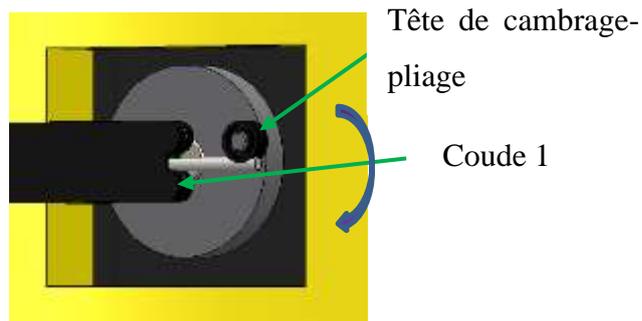


Figure IV-7: l'opération de pliage de fer à béton.

Aménage du fil par le dispositif d'aménage et le pliage du fil se fait par la rotation de la tête de cambrage-pliage (ici dans le sens négatif)

Le rayon de pliage correspond au rayon du coude 1.

Pour obtenir le cambrage d'une pièce la machine effectue l'opération suivante :

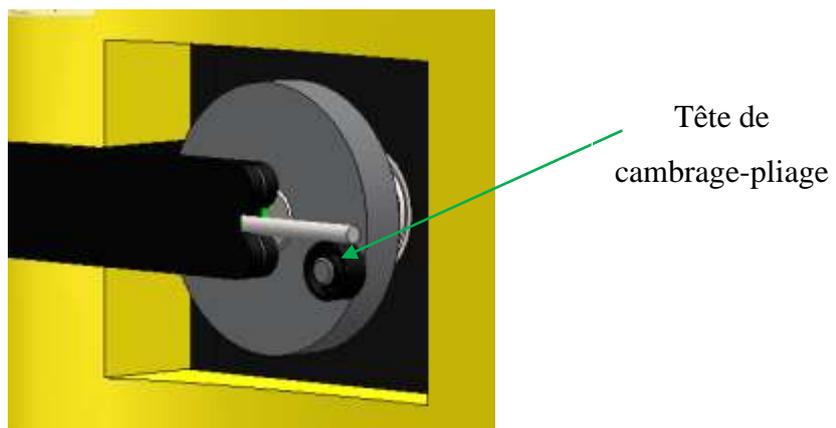


Figure IV-8 : l'opération de cambrage de fer à béton

Aménage du fer rond (dispositif d'aménage) contre la tête de cambrage-pliage immobile

Le rayon de cambrage est fonction de la position angulaire de la tête de cambrage-pliage.

Suivant la géométrie de la pièce à obtenir, il est parfois nécessaire d'escamoter la tête de cambrage-pliage entre deux opérations de pliage ou de cambrage.

Pour couper une pièce pliée ou cambrée, la machine effectue les opérations suivantes :

Dans notre cas en travaillé pas avec ces opérations :

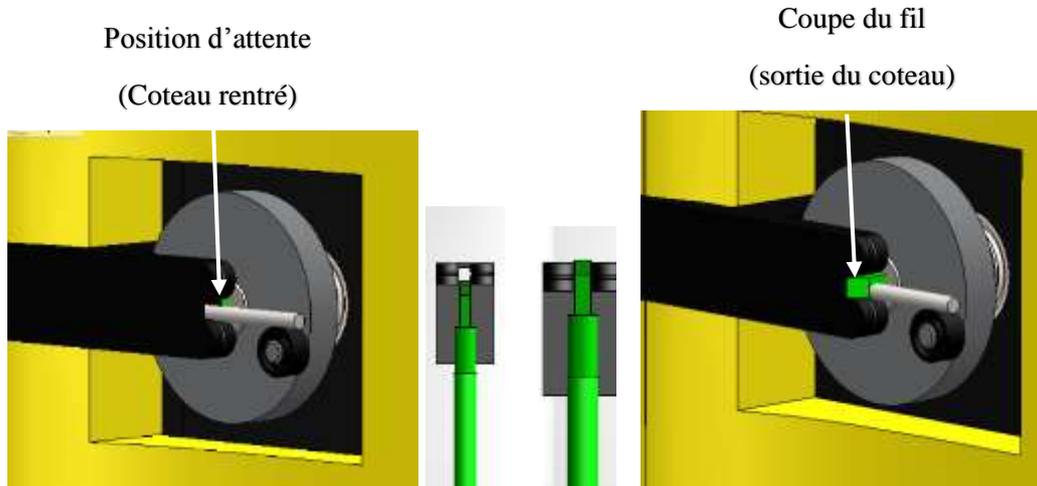


Figure IV-9 : Principe de fonctionnement de module coupe.

VI.1 Analyse de la longueur a amené :

Le moteur Mt2 (dispositif d'aménage) permet indirectement de mesurer la longueur de fil amené (notée f et exprimée en mm) à la tête de cambrage-pliage. Il relève en effet l'angle de rotation β (exprimé en radians).

Données :

Les nombres de dents des pièces d'engrènement sont respectivement $Z_1=18$ et $Z_2=18$

Le diamètre des galets supérieur et inférieur (dispositif d'aménage) est $\varnothing_{inf}=\varnothing_{sup}=120\text{mm}$

Hypothèses :

- On néglige le glissement entre les galets supérieur (ou inférieur) du dispositif d'aménage et le fil à amener.
- Le fil à amener est supposé droit et indéformable.

Détermination de déplacement f (mm) du fil sous forme littérale en fonction de β et des caractéristiques techniques du dispositif d'aménage.

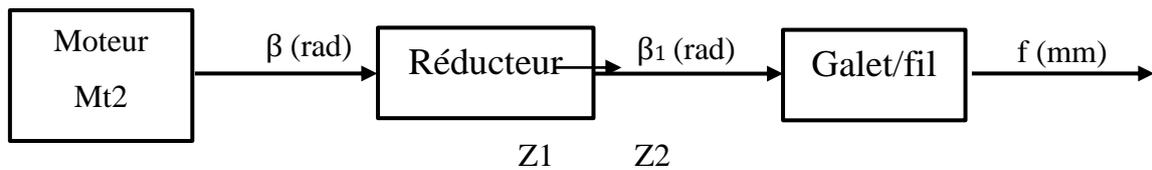


Figure IV-10 : schéma bloc du dispositif d'amenage

Rapport de réduction r :

$$r = \frac{Z_{sortie}}{Z_{entrée}} = \frac{Z1}{Z2} = 1 \quad (25)$$

Relation entre f (mm) et r :

$$f(mm) = r\beta_1 = \frac{\phi_{Galet}}{2} \cdot \beta_1 = \frac{\phi_{Galet}}{2} \cdot \beta \cdot \mu \Rightarrow f(mm) = \frac{\phi_{Galet}}{2} \cdot \beta \cdot \mu \quad (26)$$

On peut utiliser un codeur numérique absolu de position à dix pistes en code Gray. Le capteur est à 10 pistes en codage binaire réfléchi (code Gray), donc sur 10 bits, soit $2^{10}=1024$ positions différents de 0 à 1023.

Incrément minimum $\Delta\beta$ de l'angle relevé directement par le codeur qui comporte 10 pistes dans notre cas :

$$\Delta\beta = \frac{2 \cdot \pi}{1024} = 6.10^{-3} rad \Rightarrow \Delta\beta = 0.35^\circ$$

En déduire l'incrément minimum f (exprimé en mm) de la longueur de fil amené, relevé indirectement par le moteur Mt2.

Incrément minimum Δf :

De (26) :

$$f = \frac{\phi_{Galet}}{2} \cdot \beta \cdot \mu \Rightarrow \Delta f = \frac{\phi_{Galet}}{2} \cdot \mu \cdot \Delta\beta$$

$$\Rightarrow \Delta f = 0.36mm$$

Lors du pliage, les fibres intérieures sont comprimées alors que celles extérieures subissent un étirement. La frontière entre ces deux zones est nommée fibre neutre. La longueur de fil à

amener à la tête de cambrage-pliage correspond à la longueur de la fibre neutre, et non à la longueur de l'axe du fil.

L'angle obtenu est appelé « angle de pliage ». Le rayon de pliage est noté R_i .

La figure IV- 11 présente la position de la fibre neutre lors du pliage du fil.

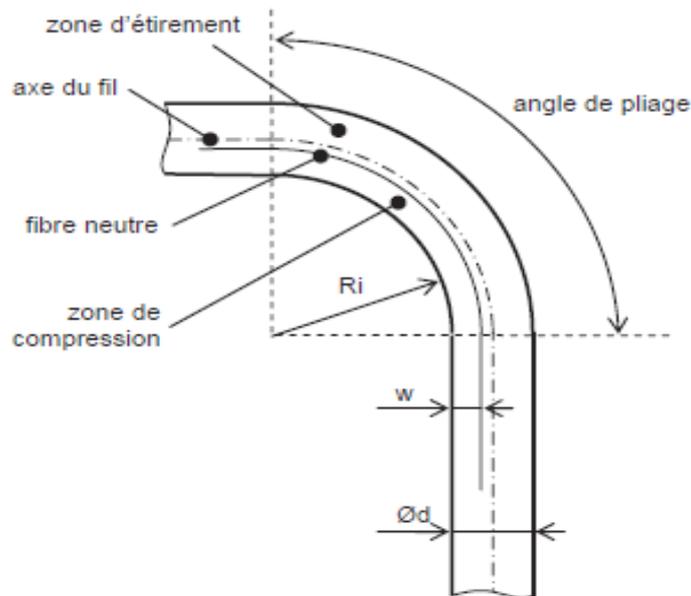


Figure IV-11 : Position de la fibre neutre lors du pliage du fil. [24]

La fibre neutre se situe à la distance w du bord inférieur. Suivant le rapport R_i/d , w varie comme suit :

Tableau IV-1 : la distance entre la fibre neutre et l'axe du fil. [24]

R_i/d	Environ 1	Environ 2	Environ 3
w	$d/3$	$2.d/5$	$d/2$

L'exemple de pièce pliée (voir Annexe E) est à réaliser avec des fils de diamètres variant entre 3 et 10 mm.

Pour réaliser la partie numérotée 1 de l'exemple de pièce pliée, supposons que la longueur de fil à amener à la tête de cambrage-pliage soit calculée à partir de la longueur de l'axe du fil.

Alors la longueur réellement amenée est supérieure à la longueur théorique à amener. Donc l'écart maximal entre ces deux longueurs sera calculé comme suit :

Hypothèse la longueur de fil à amener est la longueur de l'axe du fil.

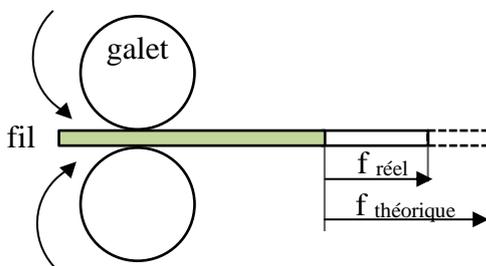
On a : $w \leq \frac{d}{2}, \forall \frac{R_i}{d} (si : 3 \leq d \leq 10 \Rightarrow 1 \leq \frac{R_i}{d} \leq 3.3)$ Donc, la fibre neutre est cotée intérieur de la pliure \Rightarrow Longueur réellement amenée $>$ Longueur théorique à amener

L'écart maximal entre ces 2 longueurs est obtenu pour $w = \frac{d}{3}$, soit : $\frac{R_i}{d} \approx 1$ donc pour : $d = 10 = d^*$

$$\Rightarrow \Delta f_{\max i} = f_{réel} - f_{théorique} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[\left(R_i + \frac{d^*}{2} \right) - (R_i + w) \right] = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{d^*}{2} - w \right) = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{d^*}{2} - \frac{d^*}{3} \right) = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{d^*}{6} = \frac{3 \cdot 10}{12}$$

$$\Rightarrow \Delta f_{\max i} = 2.5mm$$

Justification à l'aide de schémas si l'hypothèse « on néglige le glissement entre les galets supérieurs (ou inférieurs) du dispositif d'amenage et le fil à amener » entraîne que la longueur réellement amenée est supérieure ou inférieure à la longueur théorique à amener.



S'il y a glissement en I et I', l'avance du fil réduite \Rightarrow Longueur réellement amenée $<$ longueur théorique à amener

Figure IV-12 : longueur du fil amener

VII. Validation des performances de la tête de cambrage-pliage :

La machine permet d'obtenir différents rayons de courbure de fil. Un rayon élevé sera obtenu par cambrage. Un rayon faible sera obtenu par pliage.

La première étude portera sur l'analyse géométrique du procédé de cambrage de cette machine.

La seconde étude portera sur l'analyse statique du procédé de pliage de cette machine.

VII.1 Analyse géométrique du procédé de cambrage :

Le cambrage du fil est obtenu en amenant le fil contre la tête de cambrage-pliage immobile (voir Analyse du fonctionnement global du système). L'effort axial créant cette déformation provient du dispositif d'aménagement. On cherche ici à connaître la relation entre la position angulaire α de la tête de cambrage-pliage et le rayon de cambrage R_i obtenu.

La figure IV-13 suivante propose un schéma qui servira de support à notre étude géométrique. Les proportions entre les distances n'y sont pas respectées.

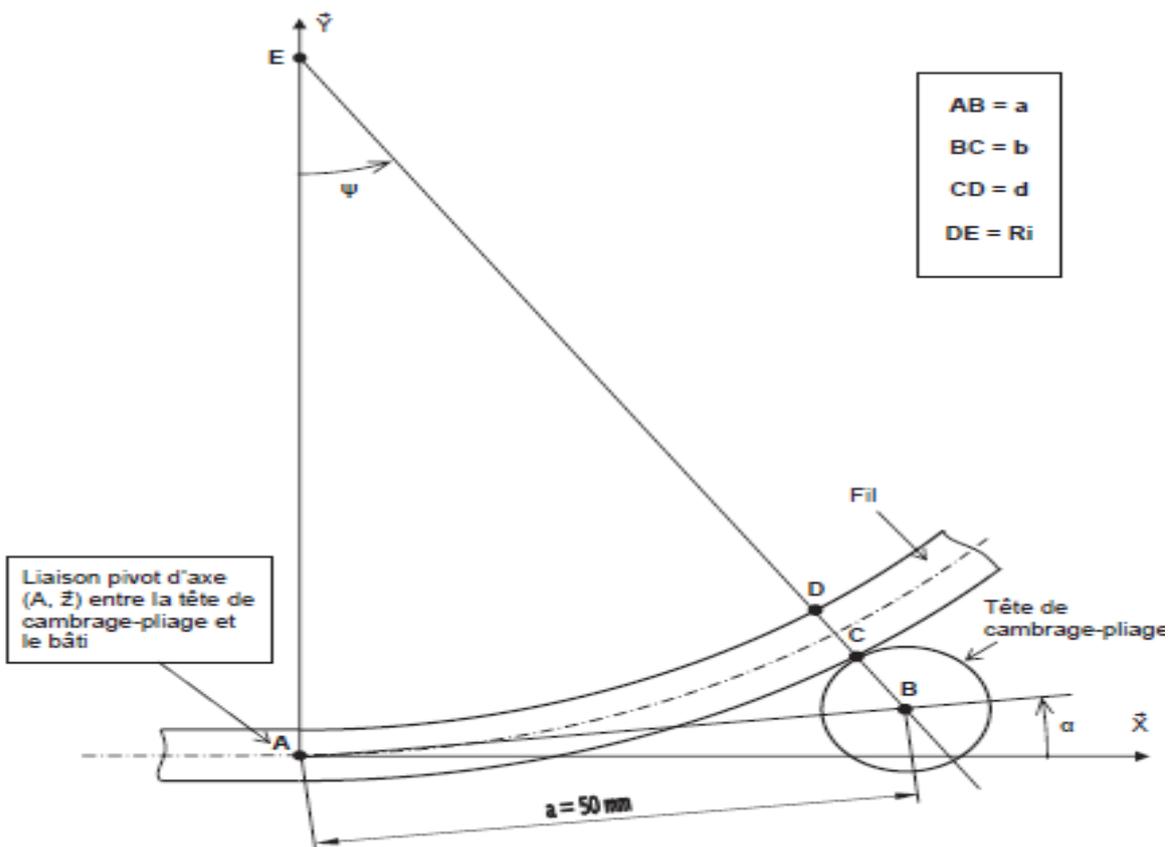


Figure IV-13 : Schématisation du cambrage de fil [24].

Hypothèses :

- Le rayon de cambrage R_i est supposé constant.
- La tête de cambrage-pliage a effectué une rotation d'un angle α autour de l'axe (A, z) par rapport au bâti.
- L'angle α étant ici faible, on posera pour simplifier : $\sin \alpha \approx \alpha$ et $\cos \alpha \approx 1$

Détermination de l'angle α en fonction de R_i , a , b et d à partir d'une fermeture géométrique vectorielle :

$$\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CD} + \overline{DE} + \overline{EF} = 0 \text{ En projection sur } \vec{X} \text{ et } \vec{Y} :$$

$$\begin{cases} / \vec{X} : a \cdot \cos \alpha - (b + d + R_i) \cdot \sin \psi = 0 \\ / \vec{Y} : a \cdot \sin \alpha - (b + d + R_i) \cdot \cos \psi - \left(R_i + \frac{d}{2}\right) = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} (b + d + R_i) \cdot \sin \psi = a \cdot \cos \alpha \\ (b + d + R_i) \cdot \cos \psi = \left(R_i + \frac{d}{2}\right) \end{cases}$$

$$\Rightarrow (b + d + R_i)^2 = a^2 \cdot \cos^2 \alpha + \left(R_i + \frac{d}{2}\right)^2 + a^2 \cdot \sin^2 \alpha + (2 \cdot R_i + d) \cdot a \cdot \sin \alpha$$

$$\Rightarrow \boxed{\sin \alpha = \frac{a^2 + \left(R_i + \frac{d}{2}\right)^2 - (b + d + R_i)^2}{a \cdot (2 \cdot R_i + d)}} = \alpha \quad (\alpha \text{ faible})$$

VIII. Analyse statique du procédé de pliage :

Le pliage du fil est obtenu en enroulant le fil contre le coude 1. L'effort créant cette déformation provient du mouvement de la tête de cambrage-pliage. On cherche ici à vérifier le dimensionnement du moteur lié à la tête de cambrage-pliage est-il suffisant.

Le figure IV-14 propose un schéma qui nous servira de support à nos études géométrique et statique.

La position initiale (instant t_0) du fil et de la tête de cambrage-pliage y est indiquée, ainsi que les positions de l'axe du fil au cours du pliage (instants t_1 à t_4). Le fil plie progressivement autour des différents points J_k (avec $0 \leq k \leq 4$). J_0 est assimilé à A . Au cours du pliage du fil, on associe un modèle poutre au fil et on appelle M_f le moment fléchissant maximal dans la section normale à l'axe passant par J_k .

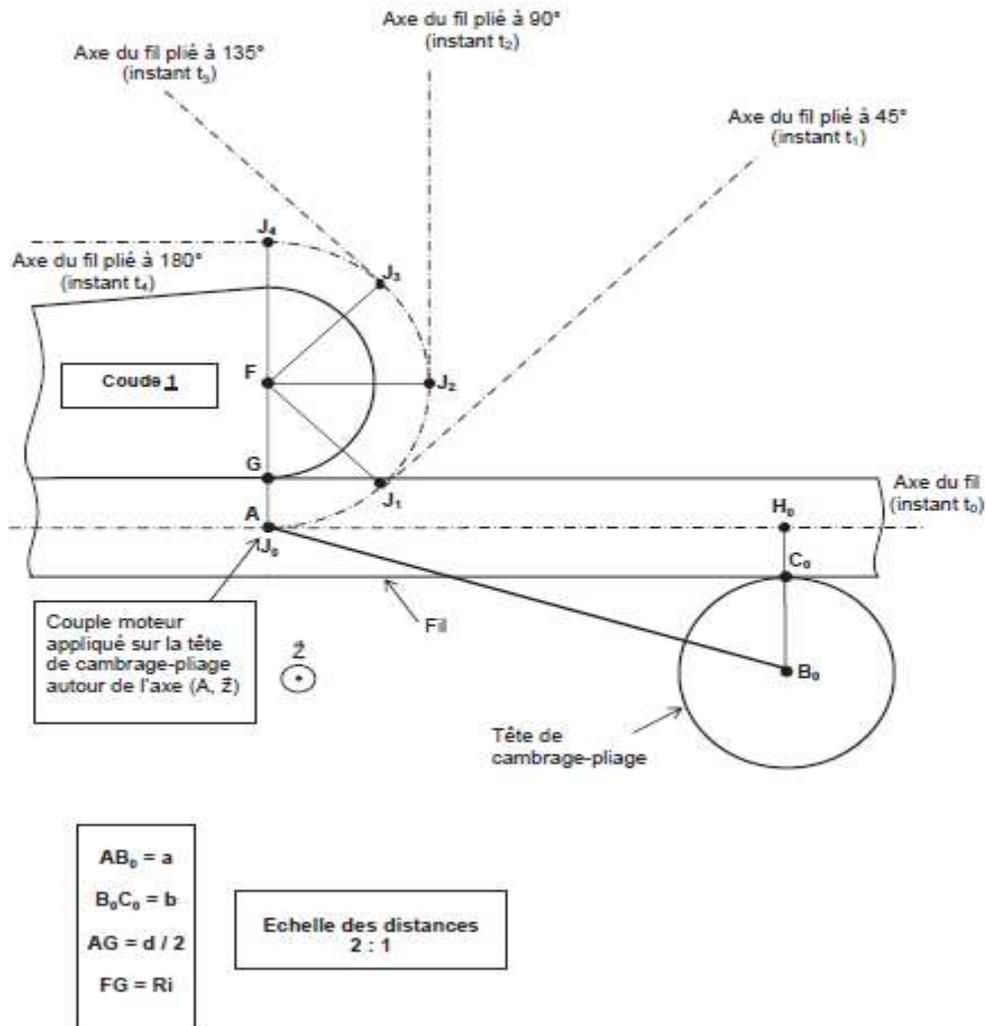


Figure IV-14 : Schématisation du pliage de fil. [24]

IX. Rapport de calcul :

Dans ce rapport de calcul tous les paramètre seront calculés on se basant sur les données des charges, les dimensions géométriques elles propriétés mécaniques des éléments.

IX.1 Données cahier des charges :

Tableau IV-2 : Données cahier des charges

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Productivité	P	1500	Pièces/h
Le diamètre maximal du fil de fer	D	10	mm

Résistance pratique élastique du fil en essai de traction	σ_{pe}	300	MPa
Résistance rupture du fil en essai de traction	σ_r	480	MPa
Résistance rupture du fil en essai de cisaillement	τ_r	360	MPa
Distance à parcourir	X	0.16	m
Temps de déplacement maximal	T	0.2	s

IX.2 Le couple nécessaire qui assure l'opération de pliage du fil de fer :

Application numérique sur l'inégalité (23) :

$$\begin{aligned} \sigma_{pe} \leq \sigma_f < \sigma_r &\Rightarrow M_{pe} \leq M_{fpl} < M_{rup} \\ &\Rightarrow 50.1N.m \leq M_{fpl} < 80.11N.m \end{aligned}$$

Le choix est de travailler dans le reste des calculs avec $M_{fpl} = 75N.m$

IX.3 Calcul de la motorisation :

Les résultats de la méthode de dimensionnement de motorisation d'axe sont données par le tableau suivant :

Tableau IV-3 : Calcul de la motorisation

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Distance à parcourir	X	0.16	m
Temps de déplacement maximal	T	0.2	s
Vitesse maximale	V_{max}	0.64	m/s
Accélération maximale	a_{max}	5.2	$m.s^{-2}$
Puissance d'accélération	P_a	0.010	w

Puissance permanente	P_m	2640	w
Puissance totale	P_t	2640.10	w
Coef de transmission	k	1	
Rapport de réduction	r	7	
Gain en vitesse de la chaîne cinématique	λ	0.04	
Inertie de la charge ramenée à l'arbre moteur	J_c	3290.22	Kg.mm ²
Couple d'accélération	C_{ma}	1.68	N.m
Couple permanent	C_p	0.178	N.m
Couple crête	C_{max}	1.85	N.m
Inertie du rotor	J_m	0.0376	Kg.m ²
Puissance de nominale		3	kw
Inertie équivalente totale ramenée à l'arbre moteur	J_e	0.0458	Kg.m ²
Couple nominal moteur	C_m	30	N.m
Inertie de réducteur	J_r	4934.1	Kg.mm ²
Rapport d'inertie	r_i	$1.78 \cdot 10^{-3}$	

IX.4 Calcule des vérins :

Tableau IV-4 : les résultats de calcule de vérin de module de coupe.

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité
Pression d'alimentation	P	9	bars
Force	F	28000	N
Diamètre de piston	D	200	mm
Longueur de la course	C	100	mm

Le vérin choisi est représenté dans l'Annex C.

IX.5 Caractéristique d'engrenage (réducteurs) :

On choisit un train d'engrenages pour atteindre la vitesse demander par le cahier des charges.

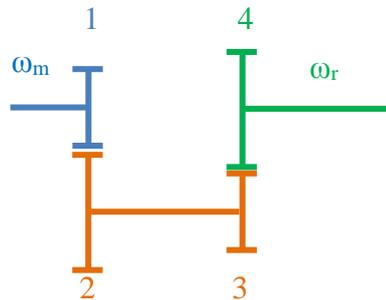


Figure IV-15 : Représentation de réducteur

Application numérique :

$$i = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entré}}} \Rightarrow i = \frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{1}{r} = \frac{1}{7} \Rightarrow \boxed{i = 0.1482}$$

$$i = \frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{d_m}{d_r} = \frac{z_m}{z_r}$$

Le rapport d'engrenage de la chaîne cinématique :

$$i = \frac{z_m}{z_r} = \frac{z_1}{z_4} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{z_1}{z_2} \cdot 1 \cdot \frac{z_3}{z_4} \quad \text{avec } \frac{z_2}{z_3} = 1 \quad \text{et } \boxed{i = 0.1482}$$

Donc en prend le premier et le deuxième rapport d'engrenage :

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = 0.385 \quad \text{et} \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4} = 0.385 \quad \text{avec } \boxed{i = i_1 \cdot i_2 = 0.1482}$$

Le nombre des dents $z_1=19$ supérieurs à 17 pour éviter les problèmes d'interférence (condition de non-interférence vérifier) :

$$z_2 = \frac{z_1}{i_1} = \frac{19}{0.38} \Rightarrow \boxed{z_2 = 50} \quad \text{et} \quad z_4 = \frac{z_3}{i_2} = \frac{19}{0.38} \Rightarrow \boxed{z_4 = 50}$$

On choisit le module d'engrenage $m=1$

Diamètres primitifs :

$$d_1 = d_3 \Rightarrow \boxed{d_1 = 21mm}$$

$$d_2 = d_4 \Rightarrow \boxed{d_4 = 52mm}$$

Le choix des roues et pignons et ces caractéristiques sont représentées dans l'Annexe D.

IX.6 Validation des performances de la tête de cambrage-plier :

IX.6.1. Calcul géométrique du procédé de cambrage :

Données :

- La tête de cambrage-plier a pour centre B et est excentrée de $a = 50$ mm
- Le rayon de la tête de cambrage-plier est $b = 10$ mm
- Le diamètre du fil est noté d

Application numérique d'un exemple :

$$\left. \begin{array}{l} a = 50 \\ R_i = 200 \\ d = 10 \\ b = 10 \end{array} \right| \alpha = \frac{50^2 + (200+5)^2 - (10+10+200)^2}{50 \cdot (400+10)} = -0.189 \text{ rad}$$

$$\Rightarrow \alpha = \frac{-0.189}{\pi} = -0.06 \cdot 180 = 10.8^\circ$$

IX.6.2. Analyse statique du procédé de pliage :

Données :

- La tête de cambrage-plier effectue une rotation autour de l'axe Z par rapport au bâti.
- Le couple maximal délivré par le moteur en sortie de réducteur (tête) est $C_{\max} = 140$ N.m.
- La tête de cambrage-plier a pour centre B_k (avec $0 \leq k \leq 4$) et est excentrée de $a = 50$ mm
- Le rayon de pliage R_i souhaité est celui du coude 1 : $R_i = 10$ mm.
- Le moment M_f est constant et vaut 75 N.m au cours du pliage.

Hypothèses :

- Le contact entre la tête de cambrage-plier et le fil est supposé ponctuel sans frottement au point C_k (avec $0 \leq k \leq 4$).
- On ne considère que les effets de la flexion du fil autour du coude 1.
- La fibre neutre passe toujours par les centres des sections droites du fil, au cours de cette opération de pliage.

- Le couple moteur C_m est appliqué sur la tête de cambrage-pliage autour de l'axe z.
- Echelle des forces : 1 cm ↔ 1000 N
- Echelle des distances : 2 : 1

Etude graphique les vecteurs sont représentés dans la Figure IV-13.

On pose : $\vec{C}_i = \text{force tête} \rightarrow \text{fil} \Rightarrow \|\vec{C}_i\| = \frac{M_f}{J_i H_i}$

La position de B et C aux instants t_1 à t_4 . On notera ces points B_1 à B_4 et C_1 à C_4 .

Pour chacune des cinq positions, calcule de l'effort qui est transmis entre la tête de cambrage-pliage et le fil dans chacune des cinq positions pour obtenir le moment fléchissant M_f et, en déduire le couple moteur nécessaire.

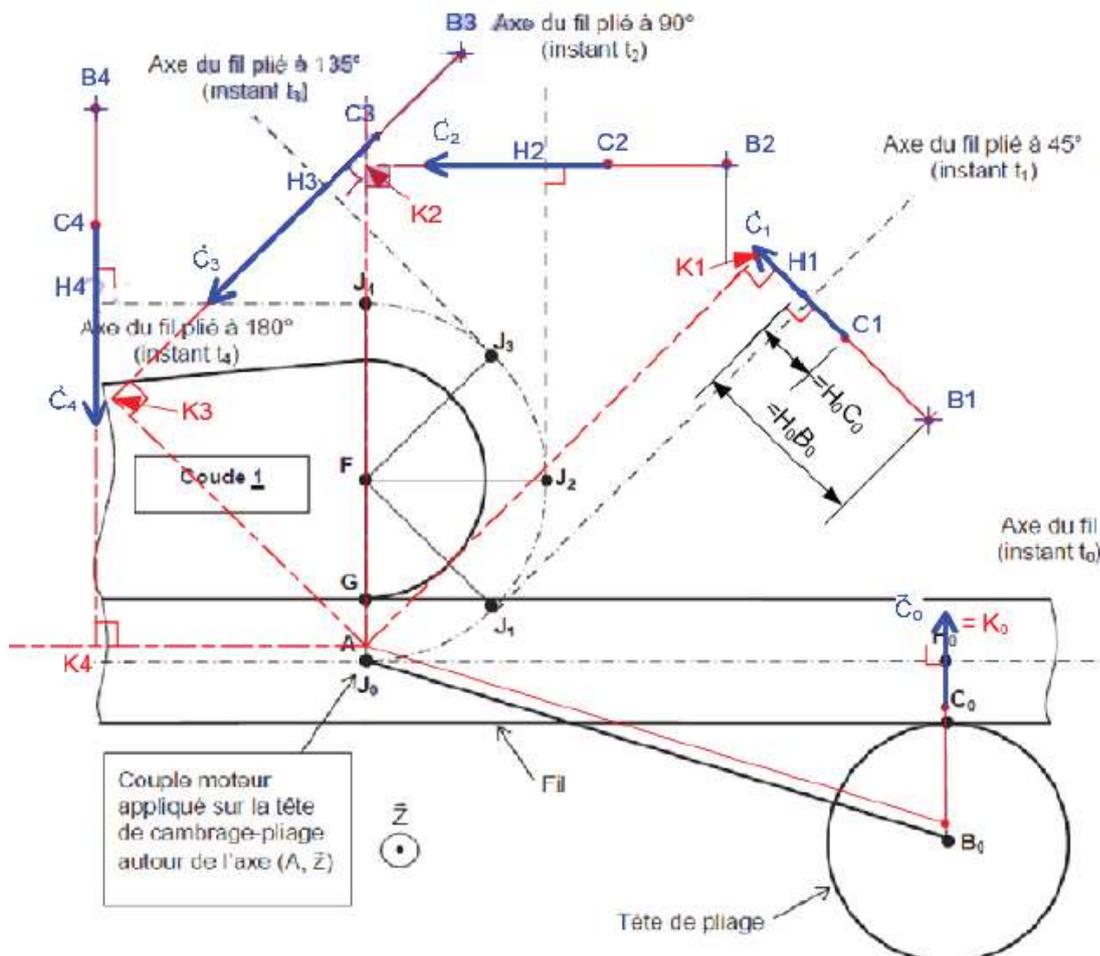


Figure IV-16 : Etude graphique.

Tableau IV-5 : les valeurs des distances et leurs forces correspondantes.

	$J_i H_i$	[m]	$\ \vec{C}_i\ $
	Ech 2	Ech 1	[N]
0	0.096	0.048	1600
1	0.072	0.036	2100
2	0.051	0.0255	3000
3	0.038	0.019	3900
4	0.064	0.023	3300

Couple Moteur :

On isole l'ensemble E=[rotor+galet] de la tête de cambrage-plierage. (A pivot parfaite)

Le mouvement se fait à faible vitesse ; les phénomènes d'inertie son négligés. On applique le théorème du moment statique à [E] au point A : $C_m = AK_i \cdot \|\vec{C}_i\|$

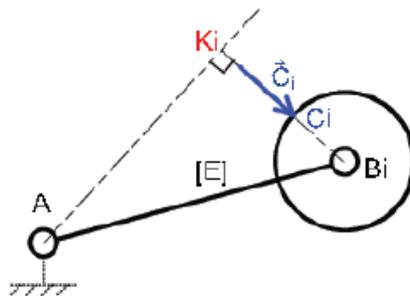

Figure IV-17 : Représentation graphique du couple moteur.

Tableau IV-6 : Détermination du couple moteur à chaque instant

Instant	t_0	t_1	t_2	t_3	t_4
Aki (éch 2) m	0.096	0.093	0.081	0.060	0.047
Aki (éch 1) m	0.048	0.0465	0.0405	0.030	0.0235
Effort $\ \vec{C}_i\ $ N	1600	2100	3000	3900	3300
Cm N.m	77	98	122	117	77

Conclusion : avec un couple nominal en sortie de notre chaîne cinématique de pliage 210 N.m, le moteur et le réducteur sont largement dimensionné pour cette application

Conclusion générale

Conclusion générale :

Au cours de notre PFE nous avons essayé autant que possible de réduire nos coûts de production afin de concurrencer les produits étrangers sur le marché local, si elle venait un jour à être commercialiser.

La conception d'une cadreuse automatique dans le cadre de l'élaboration de notre projet de fin d'étude, m'a permis d'approfondir mes connaissances en électronique, programmation, conception, désigne et m'a donné beaucoup d'expérience dans le travail de l'ingénieur dans le domaine professionnelle comme il m'a permis de concrétiser mes études.

Pour ce système la partie mécanique joue un rôle important pour la précision de votre cadreuse parce que le champ de mouvement de la tête de pliage et la trajectoire à suivre est pré programmée, selon la forme de cadre à réaliser.

Le travail réaliser dans ce mémoire concerne la conception d'une cadreuse automatique bidirectionnelle. Nous avons s'intéresser sur tout sur la détermination des points suivants :

- L'étude préliminaire nous à permis de décrire les spécificités du projet et en définissant le besoin ainsi que sa stabilité.
- L'élaboration du cahier des charges fonctionnelles dans le second chapitre qui contient l'analyse de besoin et la détermination des sous-systèmes de la machine.
- La conception et le choix des solutions technologique ont étai présenté dans le troisième chapitre.
- Le dernier chapitre du manuscrite présente le dimensionnement des éléments du système et le principe de fonctionnement global du système a été expliqué.

A cause de problèmes hors de notre contrôle, le travail de ce mémoire c'est juste une partie de la conception de la machine concerne sur tous l'étude cinématique la suit qui concerne l'étude dynamique et le calcul de résistance et la réalisation sera terminer dans les années prochaine au saine de notre département jusqu'à la fabrication qui sera réaliser dans l'atelier de l'université et il devient un produit algérien.

Références

- [1] <https://www.gonomad.com/wp-content/uploads/2016/07/mixing-sand.jpg>.
- [2] <https://www.leroymerlin.fr/v3/p/campus/comment-couler-une-dalle-beton-11308219349>.
- [3] <https://i0.wp.com/superarch.ru/img/kak-vyirovnyat-uchastok-pod-gazon/kak-vyirovnyat-uchastok-pod-gazon2.jpg>
- [4] <https://www.groupepayant.fr/laser-grader/>.
- [5] https://s3.pixers.pics/pixers/700/FO/51/71/35/07/700_FO51713507_b3bce49145b0a5d08413546e2a23e862.jpg.
- [6] J. D. I. ECP, L'ARMATURE DU BÉTON, Amprincipe, Éd., Paris: Imprimerie Mame, septembre 2005, p. 129.
- [7] «coinduprojeteur,»21/03/2020.<http://www.coinduprojeteur.com/beton/calcul%20du%20ferraillage%20d'une%20poutre.pdf>. [Accès le 02 Avril 2020].
- [8] <https://www.boutique.afnor.org/norme/nf-en-10080>.
- [9] <https://www.boutique.afnor.org/norme/nf-a35-027/produits-en-acier-pour-beton-arme-armatures/article/837184/fa060801>.
- [10] J. D. I. ECP, COLLECTION TECHNIQUE C I M B É T O N, I. Chirat, Éd., paris, la collaboration entre l'AFCAB (Association Française de Certification des Armatures du Béton) et CIMBÉTON (centre d'information sur le ciment et ses applications), septembre 2012, p. 146.
- [11] B. Caillard, «BILP,» <https://maconnerie.bilp.fr/guide-general/part-1-generalites/materiel-materiaux/beton/caracteristiques-aciers-beton-arme>. [Accès le 14 04 2020].

- [12] <https://cndgxs.en.made-in-china.com/CNC-Wire-Bender-Machine-Products-From-Guangdong-China.html>.
- [13] <https://5.imimg.com/data5/PU/NV/MY-8461843/wire-bending-machine-500x500.jpg>.
- [14] <https://5.imimg.com/data5/PU/NV/MY-8461843/wire-bending-machine-500x500.jpg>.
- [15] <https://www.tjkmachinery-group.com/uploads/image/20170419/14/1-rebar-steel.jpg>.
- [16] M. H, La gestion du projet par étapes : analyses des besions, Eyrolles, 2006.
- [17] T. R, Pratique de l'analyse fonctionnelle, Dunod, 1988.
- [18] https://img.over-blog-kiwi.com/1/16/84/92/20140801/ob_8af571_sans-titre.png.
- [19] F. Audry, La démarche d'Analyse Fonctionnelle, 2009.
- [20] Y. BARKA et h. BENTAR , *Projet de fin étude*, Tlemcen, université ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN, 2017/2018.
- [21] F.Binet, Le dimensionnement d'une motorisation d'axe, Revue de Technologie, 2007.
- [22] http://lycees.acrouen.fr/maupassant/Melec/co/Techno/Pneumatique/co/02c_grain_Ch_x_verin.html.
- [23] https://www.festo.com/cat/xdki/data/doc_fr/PDF/FR/DSBC_FR.PDF.
- [24] <https://docplayer.fr/15957015-Epreuve-de-sciences-industrielles-c.html>.
- [25] B. P, La conception-Mécanique : Méthodologie et optimisation, Dunod, 2016.
- [26] «Méthode APTE,» <http://www.methode-apte.com/>. [Accès le 23 06 2020].
- [27] H. Chen, *Design of a controlled environnement agricultural plant inspection robot*, Graduate Collage of The University of Iowa, May 2012.

- [28] M Fayolle, Aspects mécaniques en robotique, Techniques de l'ingénieur, 1988.
- [29] A. e. D.Bazin, Le motion control : intelligence et performance au coeur des, GIMELEC, 2012.
- [30] J. E. S. e. C. R. Mischke, Standard handbook of machine design, McGraw-Hil, 1996.

Annexe

Annexe A :

Les cycles de productions les plus utilisés actuellement correspondent aux figures n° 1, 2 et 3. Ces techniques permettent de conférer aux aciers des caractéristiques adaptées à leur utilisation sous forme d'armatures pour le béton.

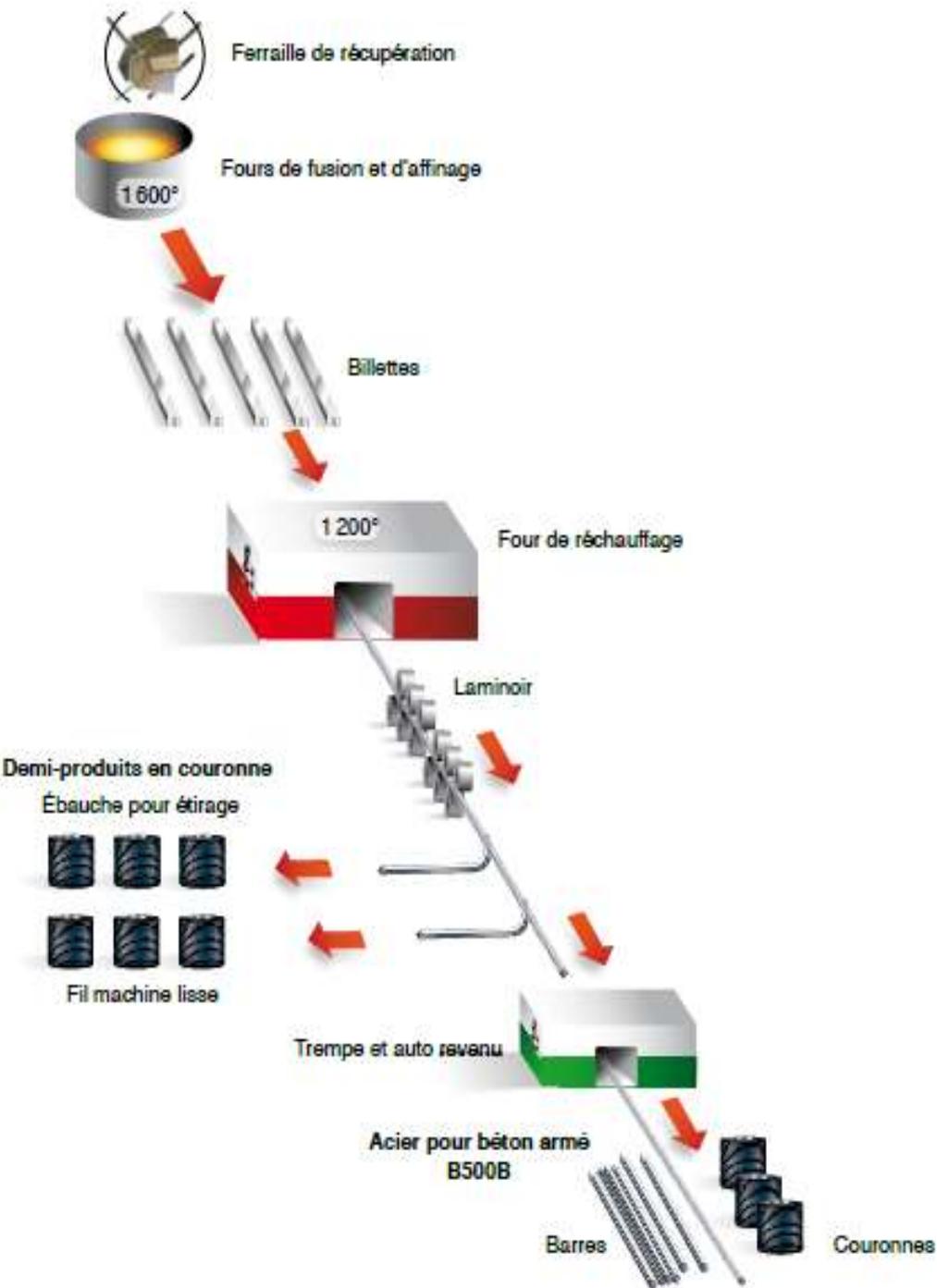


Figure 1 : Production de l'acier laminé à chaud.

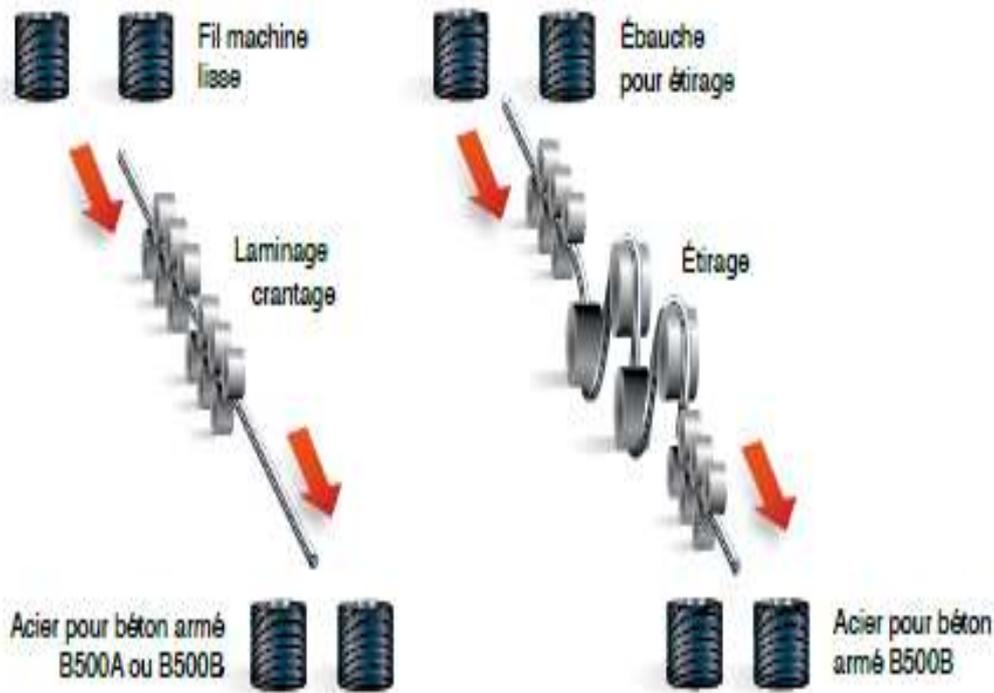


Figure 2 : production de l'acier laminé à froid

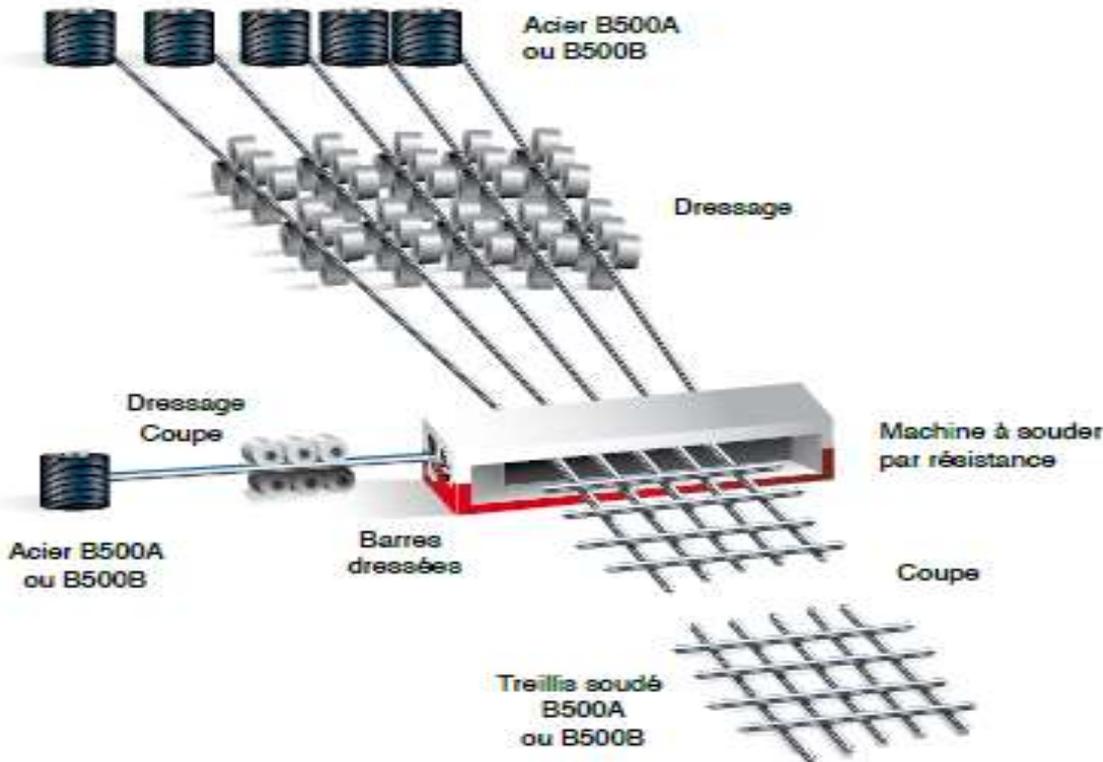


Figure 3 : Exemple de production du treillis soudé.

Annexe B : FLS Moteurs asynchrones triphasés fermés



Tableau de choix des moteurs asynchrones triphasés fermés.

6

IP 55
Cl. F - ΔT 80 K
400 V +/- 10%

Utilisable à 400 V ±10%
dans les conditions définies
à la page 61

RÉSEAU Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V 50 Hz

Type	Puissance à 50 Hz KW	Vitesse nominale min ⁻¹	Couple nominal N.m	Intensité nominale A	Facteur de puissance			Rendement			I _g /I _n	C _g /C _n	C _m /C _n	Puissance apparente KVA	Courbe de couple N°	Moment d'inertie kg.m ²	Masse kg
					50 %	75 %	100 %	50 %	75 %	100 %							
FLS 80 L	0,25	950	2,5	0,8	0,55	0,68	0,74	54	58	60,3	3,6	2	1,9	0,6	3	0,0024	14
FLS 80 L	0,37	940	3,7	1,2	0,55	0,68	0,74	55	59	61	3,8	1,9	2,1	0,8	4	0,0032	15
FLS 80 L	0,55	955	5,5	1,8	0,46	0,59	0,67	60	64	65	4,4	2,5	2,6	1,3	2	0,0042	16
FLS 90 S	0,75	940	7,5	2,1	0,65	0,75	0,8	60	64	65,2	3,5	2	2,2	1,4	3	0,0039	21
FLS 90 L	1,1	940	11	2,7	0,66	0,76	0,81	70	73	73,5	4,8	1,8	2,2	1,8	4	0,0048	23
FLS 100 LK	1,5	955	15	3,5	0,61	0,72	0,78	76	78	78,3	6,3	2,2	2,8	2,5	2	0,0134	41
FLS 112 M	2,2	960	22	5,2	0,59	0,71	0,77	79	80	80	5,5	2,3	2,4	3,6	3	0,015	45
FLS 132 S	3	953	30	6,9	0,63	0,71	0,76	80	82,2	81,9	5,3	2,2	2,4	4,7	2	0,0376	71
FLS 132 M	4	970	40	9	0,61	0,72	0,78	81	82	82,1	6,7	2,8	2,7	6,2	1	0,0517	76

Les caractéristiques du moteur FLS 132s sont présentées dans le tableau précédent.

Pour les courbes caractéristiques : tension-vitesse de rotation, tension-puissance, couple-vitesse, tension-fréquence, puissance et couple thermique, les durées de vie des roulements et leurs entretiens (graissage...), Il faut consulter le catalogue technique donnée par le constructeur de la société mère LEROY-SOMER.

Annexe C : Vérin pneumatique à tige



Code produit : 5699876 pour commander sur devis

Caractéristiques :

- Vérin pneumatique à tige.
- Diamètre : 125 - 160 - 200 mm.
- Norme ISO 6431.
- Pression de service : mini/maxi 1.5 / 10 bar
- Force jusqu'à 31400N.
- Course max. : 1000mm.

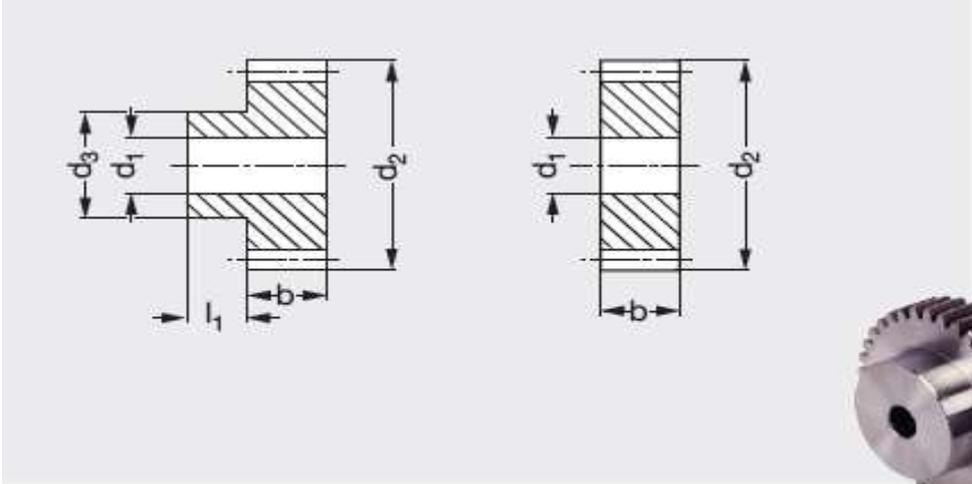
En option :

- Joints pour haute température.
- Détection magnétique.
- Température ambiante mini./maxi. -20°C / +75°C ; Température du fluide -20°C / +75°C
- Fluide air comprimé selon ISO 8573-1 : 2001 Catégorie d'air comprimé classe 6-4-3, classe 5-4-4

Matériaux : tube du vérin aluminium, anodisé ; tige de piston acier inoxydable, chromé dur couvercle et fond aluminium ; Joint caoutchouc acrylonitrile-butadiène.

Annexe D : A1-289 ROUE CYLINDRIQUE DROITE EN ACIER

Module 1 – Largeur 15 mm



Matière : Acier C45

Caractéristiques : classe de précision de denture 8d25 DIN 3967 ; deture doroit fraisé ; angle de pression 20° ; b = 15mm

Sur demande : Livrable avec rainure de clavette ; deture traitée.

Tableau des caractéristiques des roues choisis

● Délai maîtrisé ○ Contactez-nous

Avec moyeu	Sans moyeu	Nombre de dents z	d ₁ , H7	d ₂	d ₃	l ₁	Couple Nm	Poids Avec moyeu kg	Poids Sans moyeu kg
●	-	11	5	13	8	10	0,30	0,012	-
●	-	12	6	14	9	10	0,35	0,013	-
●	-	13	6	15	10	10	0,4	0,016	-
●	-	14	6	16	11	10	0,45	0,02	-
●	-	15	6	17	12	10	0,49	0,024	-
●	-	16	6	18	13	10	0,53	0,028	-
●	-	17	6	19	14	10	0,55	0,033	-
●	●	18	8	20	15	10	0,62	0,033	0,024
●	●	19	8	21	15	10	0,72	0,037	0,03
●	-	20	8	22	16	10	0,81	0,042	-
●	-	21	8	23	16	10	0,91	0,046	-
●	-	22	8	24	16	10	1,01	0,05	-
●	-	23	8	25	18	10	1,12	0,058	-
●	●	35	10	37	25	10	2,99	0,135	0,102
●	●	36	10	38	25	10	3,18	0,14	0,108
●	-	37	10	39	25	10	3,29	0,145	-
●	-	38	10	40	25	10	3,64	0,155	-
●	-	39	10	41	25	10	3,85	0,16	-
●	●	40	10	42	25	10	4,09	0,17	0,136
●	-	41	10	43	30	10	4,36	0,19	-
●	-	42	10	44	30	10	4,59	0,2	-
●	-	43	10	45	30	10	4,86	0,21	-
●	-	44	10	46	30	10	5,11	0,215	-
●	●	45	10	47	30	10	5,38	0,225	0,174
●	-	46	10	48	30	10	5,66	0,23	-
●	-	47	10	49	30	10	6,02	0,24	-
●	●	48	10	50	30	10	6,42	0,25	0,2
●	-	49	10	51	30	10	6,82	0,26	-
●	●	50	12	52	30	10	7,25	0,26	0,214
●	-	51	12	53	40	10	7,69	0,31	-
●	●	52	12	54	40	10	8,18	0,32	0,232

Annex E : Exemple d'une pièce pliée

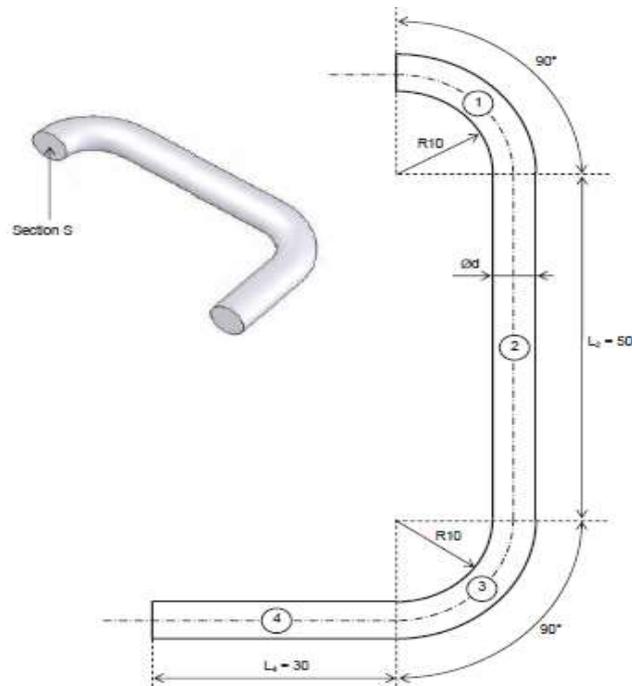


Figure 1 : Exemple de pièce pliée.

Tableau 1 : Les actions associées aux différents actionneurs.

Actionneurs	Actions associées	
Moteur Mt2, à un sens de rotation, lié à l'aménagement	A ⁺	Amener le fil vers la tête de cambrage-plier
Moteur Mt1, à deux sens de rotation, lié à la tête de cambrage-plier	TT ⁺	Tourner la tête dans le sens positif autour de \vec{z}
	TT ⁻	Tourner la tête dans le sens négatif autour de \vec{z}
Vérin simple effet lié au couteau	C ⁺	Sortir le couteau suivant \vec{z}

Tableau 2 : Les réceptivités associées aux principaux capteurs

Capteurs	Réceptivités associées	
Codeur numérique	[f = ..]	Longueur de fil amené
Codeur analogique	[α = ..]	Position angulaire de la tête
Capteur de fin course logique	Cs	Couteau sorti
Capteur de fin course logique	Cr	Coteau rentré

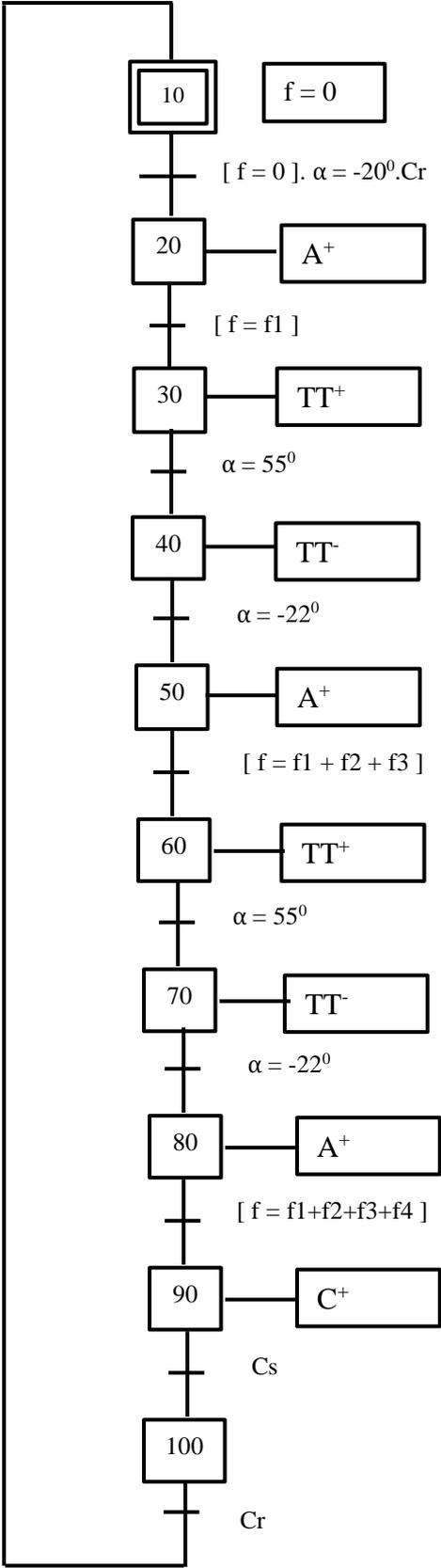


Figure 2 : Grafcet de production normale de l'exemple précédent