



كلية العلوم والتقنيات فاس
+οϚΣΠοι+ | +ΓοΘΘοιΣ| ^ +ΘΙΣΧΣ+ΣΙ
Faculté des Sciences et Techniques de Fès



جامعة سيدي محمد بن عبد الله
+οΘΛοΠΣ+ ΘΣΛΣ ΓΣΛΓΓοΛ ΘΙ ΗΘΛΒΗΗοΦ
Université Sidi Mohamed Ben Abdellah

Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention de la

Licence Sciences et Techniques

Spécialité : Conception et Analyse Mécanique

Titre

Conception d'un convoyeur à bande

Lieu

HYDROMECA-METAL

FES

Présenté par :

Houda Saidi Amraoui .

Kaoutar Lasri.

Encadré par :

- *Pr. Bilal Harras, FST Fès.*
- *Mr. Taoufik Elbourkadi. HMM Fès.*
- *Mr. Ali Takouk, HMM Fès.*

Soutenu le 06/06/2018 devant le jury :

- *Pr. Bilal Harras.*
- *Pr. Mourad Belatik.*

Dédicace :

Nous dédions ce modeste travail :

A nos chers parents

Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de
l'amour dont ils ne cessent de nous combler.
Qu'ALLAH leur procure bonne santé.

A nos frères et sœurs

Pour le soutien et l'encouragement qu'ils nous en
accordées, nous exprimons notre profonde gratitude.

A notre belle famille

Pour son amour et son support continu.

A nos chers amis

Qu'ils trouvent ici l'expression de nos sentiments les
plus dévoués et nos vœux les plus sincères.

A nos professeurs

Pour leur soutien et orientation tout au long de notre
cursus universitaire.

A la famille CLUB ESPOIR

Pour leur soutien et motivation durant toute l'année.

Remerciement :

✚ Nous tenons d'abord à remercier **ALLAH** qui nous a accordé santé, force et courage pendant ces années d'études.

✚ Un grand remerciement à notre encadrant faculté **Pr. Bilal Harras** qui nous a offert tout son temps et son attention dans le but de réussir le projet et d'acquérir un nouveau bagage professionnel.

✚ Nous remercions **Mr. CHAFIK EL MANSOURI** de nous avoir acceptés comme stagiaire au sein de l'entreprise HMM.

✚ Nous remercions également **Mr. EL HASSANI** responsable de ressources humain, **Mr. TAKOUK** chef d'atelier d'usinage, et aussi **Mr. TAOUFIK** de nous avoir accueilli dans son bureau et nous orienté tout au long de notre projet.

✚ Merci à toutes les personnes de HMM qui ont sacrifié un instant pour nous faciliter les choses.



Sans oublier les membres de nos familles pour leur soutien moral et matériel durant toute la période de notre formation et de notre stage.

Résumé

Le but de ce travail est la conception d'un convoyeur à bande de longueur 16m et de débit massique 165 t/h à une vitesse de 2 m/s, ces données nécessaires à notre étude ont été fournis au niveau de bureau d'étude de la société. Notre étude se répartie sur deux volets principaux :

- ✚ *Le premier volet est consacré à une étude technique sur le convoyeur et principalement le convoyeur à bande.*

- ✚ *Le deuxième volet théorique se compose de deux parties :*
 - *la première est le dimensionnement de ces composants suivant la norme DIN et l'étude de la résistance des matériaux de l'axe du tambour avec la vérification de l'étude par le logiciel RDM6.*

 - *la deuxième partie représente la conception du convoyeur à bande sur le logiciel CATIA V5 R21 .*

Liste de figure :

Figure 1:localisation de HMM.....	14
Figure 2: Construction des charrettes.....	15
Figure 3: Produits de HMM (Profileuse, Trémie, citerne).....	15
Figure 4: Organigramme de HMM	16
Figure 5:Fiche signalétique de HMM.	17
Figure 6: Fraiseuse	17
Figure 7: Poste de soudage	16
Figure 8: Machine de plieuse	18
Figure 9: poste de sablage	18
Figure 10: Atelier de peinture.....	18
Figure 11: Procédé de production	19
Figure 12: les composants d'une bande transporteuse.....	29
Figure 13:comparaison de l'espace nécessaire pour les deux systèmes d'entraînement.....	31
Figure 14: Résultante des tensions.....	34
Figure 15: Longueur de transition.....	48
Figure 16: écartement des stations supports	49
Figure 17:dessin d'ensemble de convoyeur à bande	50
Figure 18: Dessin de la carcasse	51
Figure 19:Dessin d'assemblage de support moteur	51
Figure 20: dessin d'assemblage de la tête du convoyeur	52
Figure 21:Dessin d'assemblage de tambour moteur	52
Figure 22:dessin d'assemblage de station.....	53

Liste des tableaux :

Tableau 1: caractéristique du produit transporté	30
Tableau 2: Caractéristique de l'acier XC38.....	32
Tableau 3: les diamètres recommandés pour les tambours.....	33
Tableau 4: Longueurs minimales recommandés pour les rouleaux	47

Liste des abréviations :

- *HMM : HYDROMECA-METAL*
- *DIN : Deutches Institut fur Normung (Norme de commercialisation, organisme allemand de normalisation)*
- *CEI : commission électrotechnique international*

Sommaire

Introduction	11
Avant –propos:	12

Chapitre 1:

Présentation de l'entreprise

I. Introduction :	14
II. Généralité :	14
III. Historique :	14
IV. Organigramme :	16
V. Fiche signalétique	17
VI. Les ateliers de fabrication :	17
1. Atelier d'usinage :	17
2. Atelier de chaudronnerie :	17
3. Atelier de sablage :	18
4. Atelier de peinture :	18
VII. Procédé de production :	19

Cadrage du projet :

I. Formulation du problème :	21
1. Mise en situation :	21
2. Problématique :	21

Chapitre 2 :

Analyse de l'existant :

I. Analyse de besoin:	23
1. Introduction	23
2. Bête à cornes :	23
II. Analyse de faisabilité :	23
1. Diagramme pieuvre:	23
2. Le tableau des fonctions :	24

3. Cahier de charge du convoyeur à bande :	25
4. Diagramme FAST	26

Chapitre 3 :

Etude et conception du convoyeur à bande :

I. Introduction :	28
II. Généralité sur le convoyeur :	28
1. Définition :	28
2. Les composants nécessaires :	28
III. Dimensionnement du convoyeur à bande :	29
1. La bande transporteuse :	29
1.1. Généralité sur la bande transporteuse :	29
1.2. Calcul de la bande transporteuse :	29
1.2.1. Produit transporté :	30
1.2.2. Vitesse et Largeur de la bande :	30
2. Systèmes d'entraînement du convoyeur à bande :	30
2.1. Tambour :	31
2.1.1. Généralité :	31
2.1.2. Matériau :	32
2.1.3. Tambour de commande :	32
2.1.3.1. Choix de diamètre :	32
2.1.3.2. Largeur de la virole :	33
2.1.3.3. Choix de l'arbre :	33
2.1.3.3.1. Résultante de tension C_p :	34
2.1.3.3.2. Etude de RDM : (flexion)	36
2.1.3.4. Revêtement :	42
2.2. Choix des organes de transmission de puissance :	42
2.2.1. Moteur - réducteur :	43
2.2.1.1. Moteur électrique :	43
2.2.1.2. Réducteur	44
2.2.1.3. Anti-retour :	45
2.2.2. Système de transmission :	45

3. Rouleaux :.....	46
3.1. Généralité :	46
3.1.1. Diamètre des rouleaux :	47
3.1.2. Longueur des rouleaux :	47
3.1.3. Longueur de transition et écartement des stations support :	47
IV. Validation.....	49
V. Conception du convoyeur à bande « Logiciel CATIA V5R21 »:.....	50
1. Introduction :	50
2. Les différents composants du convoyeur :	51
Conclusion.....	54

Introduction

Le développement en mécanique intervient dans la définition et la création de nouveaux produits ainsi que l'amélioration de produits existants, il intègre les démarches liées au développement durable et est présent sur tout le cycle de vie. Le champ thématique du département génie mécanique couvre l'ensemble des méthodes et d'applications liées au développement, la conception, l'analyse et le fonctionnement des systèmes mécaniques se basant sur la complémentarité entre pratique et théorique et sur la diversité des matières enseignées. En tant qu'étudiantes en licence **Conception et Analyse mécanique**, au **Faculté de sciences et techniques** de Fès, notre choix s'est porté sur un projet de fin d'études susceptible de mieux nous permettre d'appliquer les savoirs et les compétences développées tout au long de la formation. Ce projet est organisé dans le but d'appliquer tous les acquis théoriques.

Une telle occasion nous a été offerte par l'entreprise **HYDROMECA-METAL** dans le bureau d'étude qui occupe une place importante à l'établissement dans le but d'étudier et de vérifier la qualité des réalisations afin d'effectuer les recommandations préalables.

Dans ce présent rapport, il nous a été demandé de faire une étude et conception d'un convoyeur à bande. Ce rapport est articulé autour de trois parties:

Partie 1 : Présentation générale de l'entreprise HYDROMECA-METAL

Partie 2 : Analyse de l'existant de notre projet.

Partie 3 : Etude et conception du convoyeur à bande

Avant –propos:

- Auteur :

Kaoutar Lasri et Houda Saidi Amraoui.

- Etudiantes en Licence :

*CONCEPTION ET ANALYSE MECANIQUE
Faculté de sciences et techniques Fès.*

- Sujet de travail :

Etude et conception d'un convoyeur à bande.

- Coordonnés de l'entreprise :

*HYDROMECA-METAL .FES
Tél : 0535641029
Adresse : 801, Z.I. Sidi Brahim, Fès, Maroc*

- Coordonnés de l'établissement :

*Université Sidi Mohammed Ben Abdellah,
Faculté des Sciences et Techniques.
Tél : (+212) 535 60 80 14, (+212) 535 60 96 35.
Fax : (+212) 535 60 82 14.
Adresse : B.P. 2202 – Route d'Imouzzer – FES – MAROC.
Site : www.fst-usmba.ac.ma*

- Encadrant de projet dans l'établissement d'accueil :

- *Mr . Elbourkadi Taoufik (responsable de bureau d'étude) .*
- *Mr.Takouk Ali (chef d'atelier).*

- Encadrant de projet à la FST :

- *Pr .Bilal Harras .*

Chapitre I

Présentation de l'entreprise



I. Introduction :

Dans ce premier chapitre nous allons introduire l'historique de la société HMM, son identité, ses sections d'activités, son organigramme. Afin de vous approcher un peu du lieu de notre travail

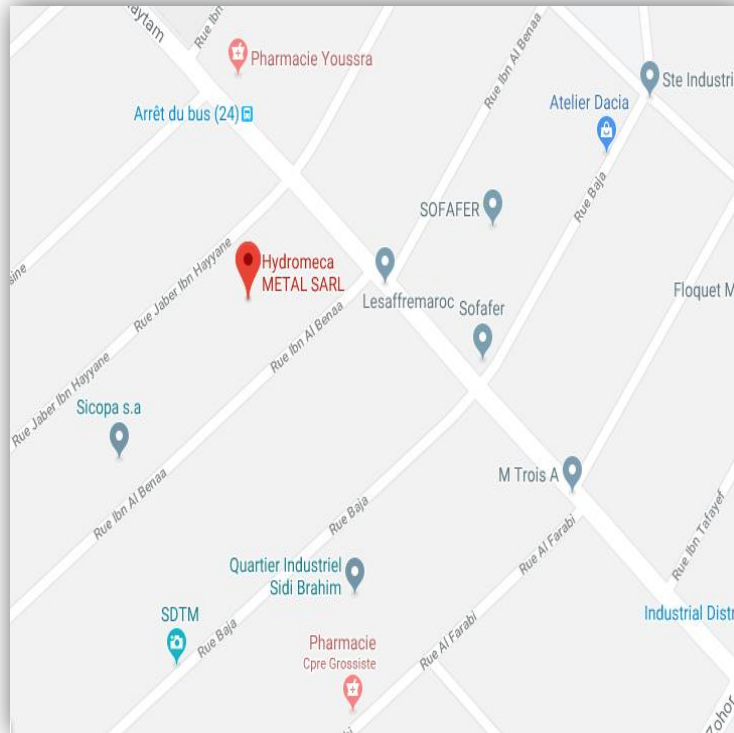


Figure 1:localisation de HMM

II. Généralité :

La société HYDROMECA-METAL En très peu de temps a donné une impulsion importante à l'activité de l'entreprise qui connaît depuis une extension remarquable à tous les niveaux, et qui a comme objectifs :

La fabrication et commercialisation de tout matériel de travaux publics et de génie civil.

Le gouvernement de tous les travaux de construction métallique, mécanique et hydraulique.

III. Historique :

1920 : la création de l'établissement M.ROUX « à Boukhssissat Fès, ville ancienne », qui compte comme activité principale : construction des charrettes.



Figure 2: Construction des charrettes

1940 : La création de l'établissement de M. Pierre ROUX « à Atlas FES », comme atelier d'usinage dont le but de réaliser une fabrication locale, parmi ses activités : Dumpers, bétonnières, convoyeurs, bougie....

2002 jusqu'à 2010 : la Création de la société AMT SARL « à SIDI IBRAHIM .FES » spécialisé dans la fabrication des différentes machines utilisées principalement dans le domaine de bâtiment et travaux public. Quelque machines :



06/10/2010 : la création de la société HMM SARL « à SIDI BRAHIM .Fès », qui compte comme activités : Construction mécanique et métallique.
Travaux d'usinage : tournage, fraisage



Figure 3: Produits de HMM (Profileuse, Trémie, citerne)

IV. Organigramme :

L'organigramme suivant décrit une structure hiérarchique présentée comme suit :

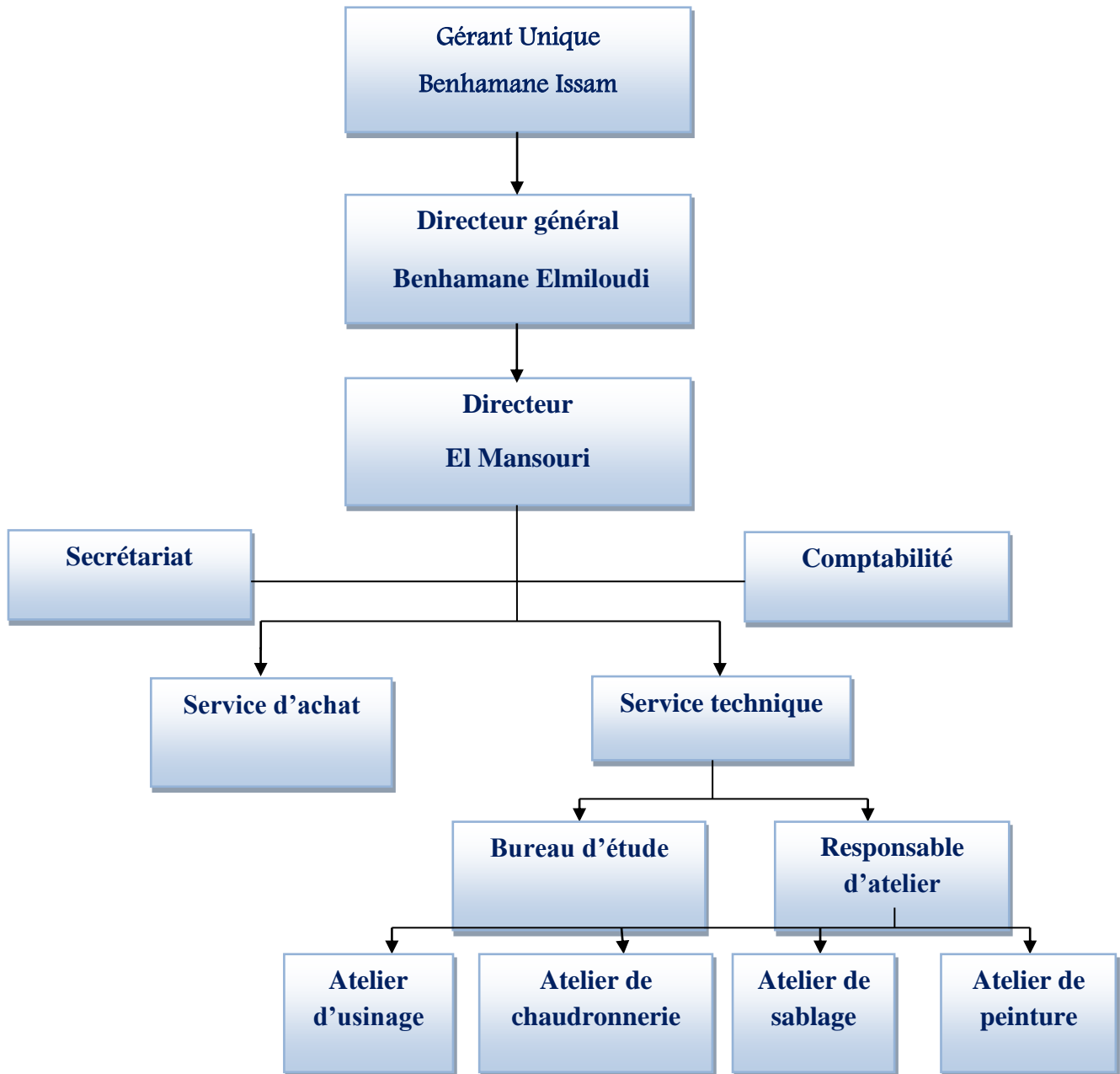


Figure 4: Organigramme de HMM

V. Fiche signalétique

Raison sociale : Hydromeca METAL SARL
Statut juridique : Société à responsabilité limitée (S.A.R.L)
Directeur administratif : Mr. MANSOURI CHAFIK
Capital : 1.000.000 DH
Date de création : 06/10/2010
Numéro de la patente : 13251339
Capacité de production : 400.000 Tonnes
Adresse : Avenue 801 - Quartier Industriel Sidi Brahim - B.P

Figure 5:Fiche signalétique de HMM.

VI. Les ateliers de fabrication :

1. Atelier d'usinage :

L'usinage par enlèvement de la matière est le moyen pour obtenir des pièces de précision, à partir de pièces moulées ou forgées, alors est le centre où est faite la fabrication de toutes les pièces utilisées dans le montage des machines,



Figure 6: Fraiseuse

2. Atelier de chaudronnerie :

La chaudronnerie est l'activité première de l'entreprise, et qui couvre l'ensemble des activités de mise en œuvre des métaux en feuilles (tôles), des tubes et des profilés entrant dans réalisation d'équipement destinés aux secteurs des industries de la charpente (ponts, structures métalliques terrestres)

Cet atelier nécessite l'utilisation de :

Découpe comme (plasma, cisaille, chalumeau et découpeur)

Un poste de soudage au chalumeau pour les assemblages soudés,

Et aussi des machines telles que perceuses, plieuses, cintreuse



Figure 7: Poste de soudage



Figure 8: Machine de plieuse

3. Atelier de sablage :

Le sablage est une technique industrielle de nettoyage des grandes surfaces en utilisant un abrasif projeté à grande vitesse à l'aide d'air comprimé, alors cette technique est utilisé avant la peinture .



Figure 9: poste de sablage

4. Atelier de peinture :

La peinture est la dernière étape de fabrication.



Figure 10: Atelier de peinture

VII. Procédé de production :

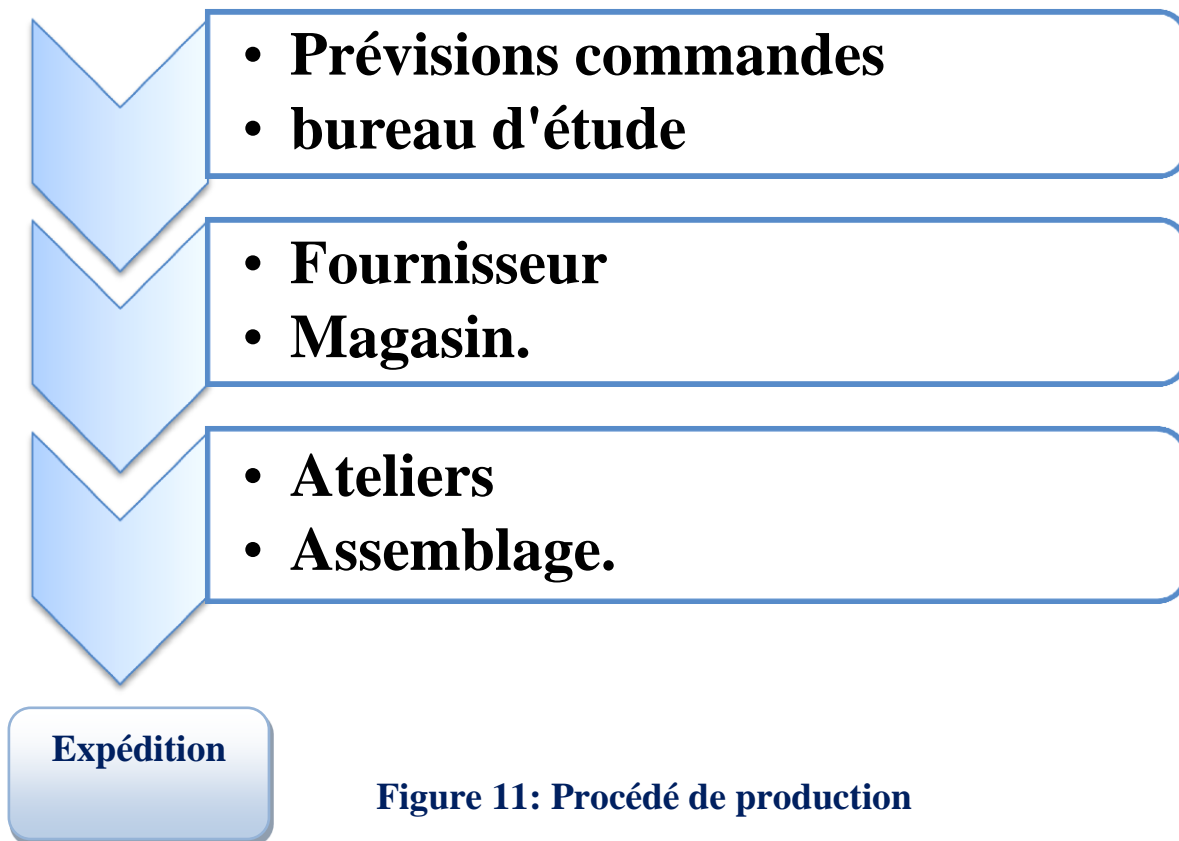


Figure 11: Procédé de production

Cadrage du projet

I. Formulation du problème :

1. Mise en situation :

HMM possède une base clientèle diversifié, SINTRAM est l'un de ses clients les plus potentiels dont les projets couvrent plus de 80% du total des projets de HMM.

Parmi les projets de SINTRAM au sein de HMM, nous trouvons : Trémie, profileuse, Bétonnière, coffrage, convoyeur.

2. Problématique :

Durant notre période de stage au sein de HMM et plus précisément « bureau d'étude », nous avons comme mission de :

- ✚ **Concevoir un convoyeur et s'assurer que la structure proposée pourra supporter la charge maximale.**

Alors on doit tenir compte des caractéristiques du produit à transporter et répondre aux exigences du cahier des charges et sans oublier d'éviter d'avoir une conception qui perturbe le travail des opérateurs.



Chapitre 2:

Analyse de l'existant

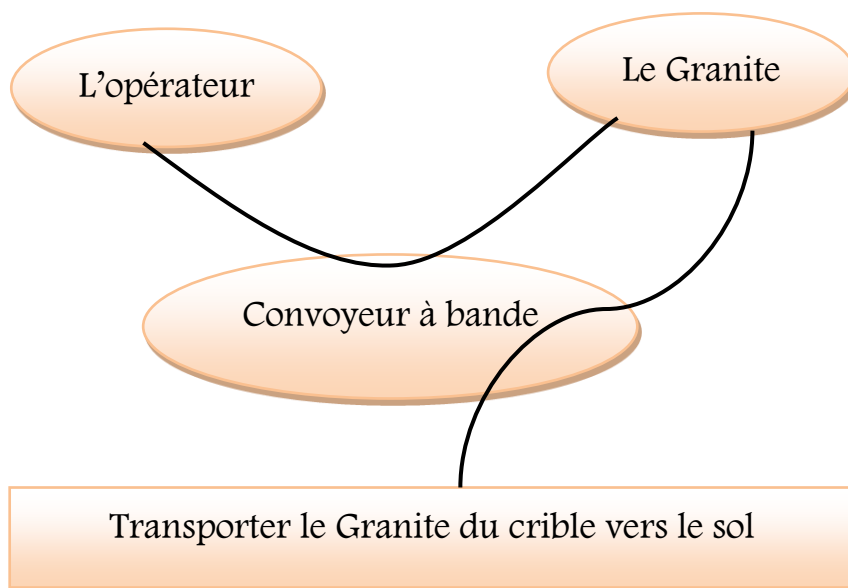
I. Introduction

L'analyse fonctionnelle est une démarche qui consiste à rechercher et à caractériser les fonctions offertes par un produit pour satisfaire les besoins de son utilisateur avec son milieu extérieure et intérieure à l'aide des outils tels que " Diagramme bête à cornes, Diagramme pieuvre, Diagramme Fast...". Ces outils consistent à trouver les solutions à des problèmes qui peuvent se poser durant le travail de notre projet ainsi d'exprimer les différentes facettes du besoin par des fonctions traduisant les services attendus. Cette démarche consiste à rechercher, ordonner, hiérarchiser, valoriser les fonctions. Elle est à la base du cahier des charges fonctionnel.

II. Analyse de besoin:

1. Bête à cornes :

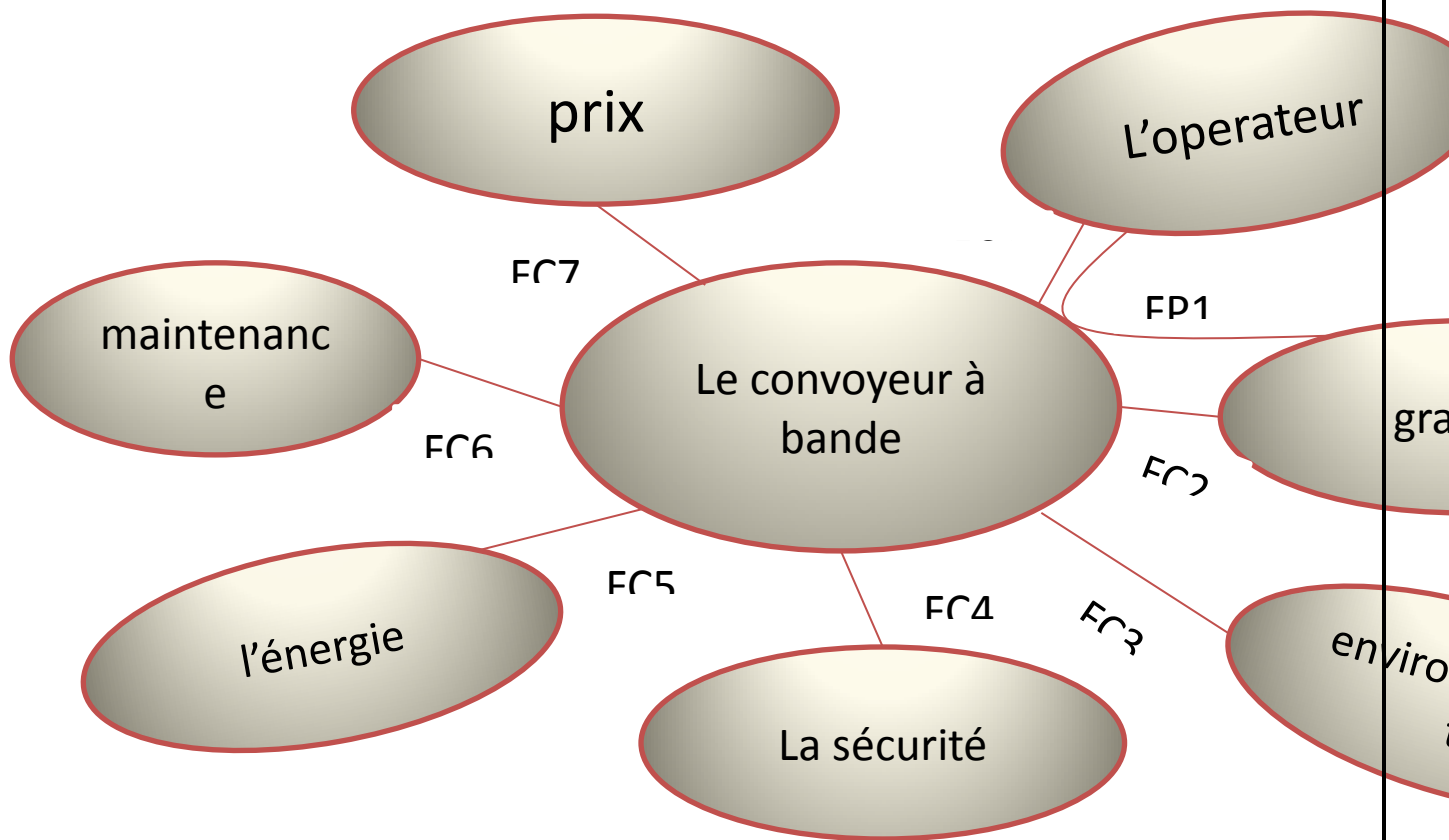
Objectif : La bête à cornes est un outil de formulation du projet. Son objectif est de cadrer le contexte dans lequel le projet voit le jour. Cet outil s'interroge sur le pourquoi du projet. Il doit permettre de préciser le périmètre du projet.



III. Analyse de faisabilité :

1. Diagramme pieuvre:

Objectif : Déterminer les fonctions principales et complémentaires d'un convoyeur à bande.



2. Le tableau des fonctions :

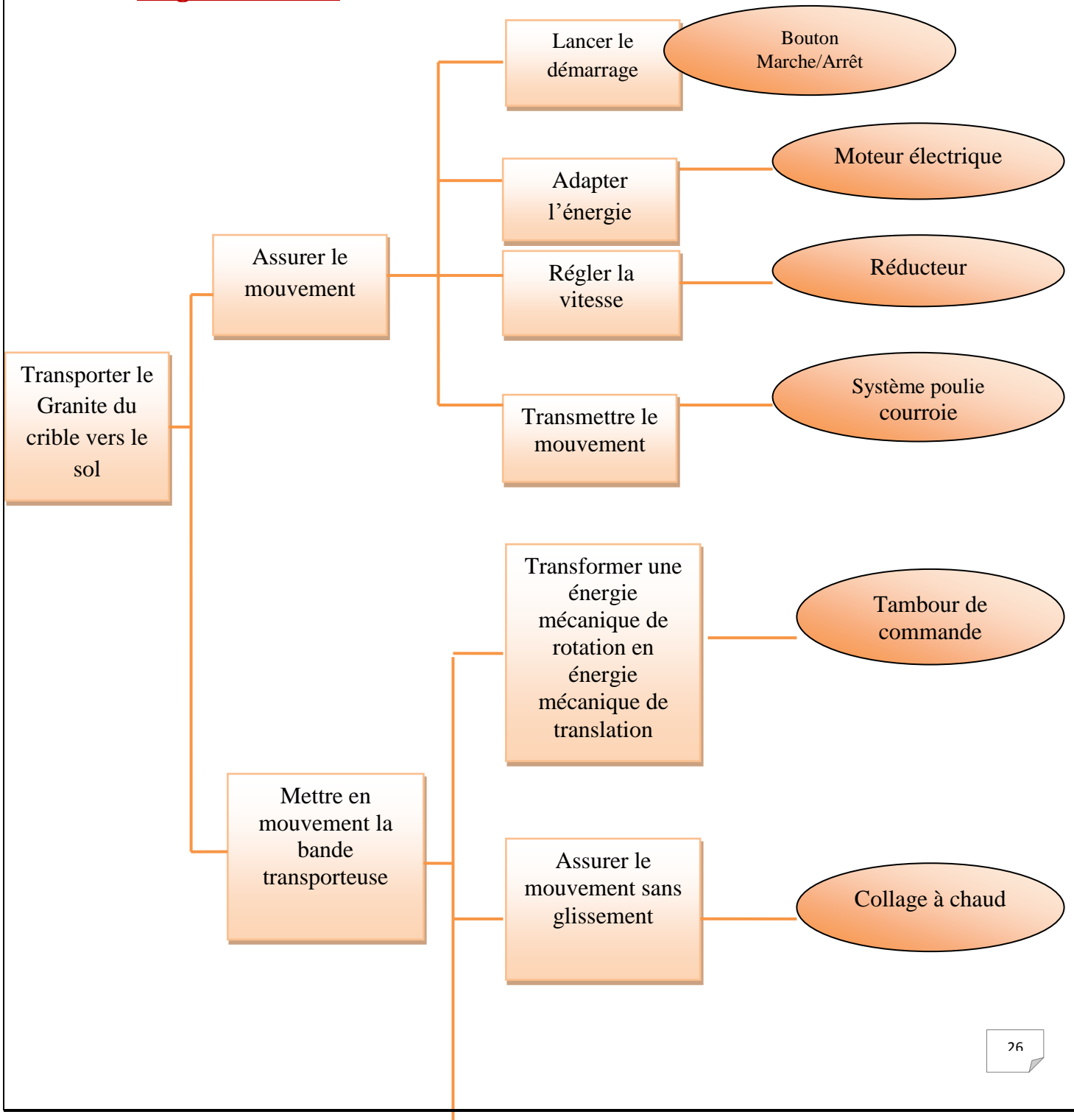
Fonction	L'explication
FP1	Transporter le Granite du crible vers le sol.
Fc1	Lancer le démarrage du convoyeur par l'opérateur.
Fc2	Respecter la charge maximale que peut supporter notre convoyeur.
Fc3	S'adapter aux conditions de l'environnement.
Fc4	Assurer la sécurité d'opérateur.
Fc5	S'adapter à l'énergie électrique.
Fc6	Avoir une maintenance facile.
Fc7	Avoir un prix raisonnable

3. Cahier de charge du convoyeur à bande :

Fonction	L'explication	Critère	Niveau	Flexibilité
FP1	Transporter le Granite du crible vers le sol	Longueurs d'entraxe La masse linéique de la bande Type de revêtement Matériaux	L = 16m $q_b = 9.9 \text{ Kg/m}$ Textile Acier XC 38	F0
FC1	Lancer le démarrage du convoyeur par l'opérateur	Les boutons	Marche/Arrêt Variateur de vitesse	F0 F3
FC2	Respecter la charge maximale que peut supporter notre convoyeur	Granulométrie Type Débit massique Masse Volumique	75 mm Granite $Q_m = 165 \text{ t/h}$ 1.44 t/m^3	F0
FC3	S'adapter aux conditions de l'environnement.	Humidité Température	moyenne +20	F3
FC4	Assurer la sécurité d'opérateur	Niveau acoustique	<110 dB	F0
FC5	S'adapter à l'énergie électrique	Moteur électrique triphasé : Marque Type Rendement Réducteur : Marque Type Rapport de réduction	Elvem Italie Electrique asynchrone 86% Cidepa Réducteur pendulaire $\frac{1}{15}$	F0
FC6	Avoir une maintenance facile	-nombre d'entretien correctif -Nombre d'entretien préventive -pièce de rechange		F3

FC7	Avoir un prix raisonnable	Prix de revient	>	F1
-----	---------------------------	-----------------	---	----

4. Diagramme FAST



chapitre 3:

Tambour de renvoie

Etude et conception du convoyeur à bande

IV. Conclusion:

L'objectif de ce chapitre est de caractériser les fonctions de service attendues à partir des prestations caractérisées .



I. Introduction :

Le but de ce chapitre est de déterminer les dimensions des principaux composants du convoyeur à bande, en tenant compte l'encombrement et des autres contraintes exigées par l'entreprise, afin d'avoir réalisé la conception nécessaire pour le convoyeur à bande.

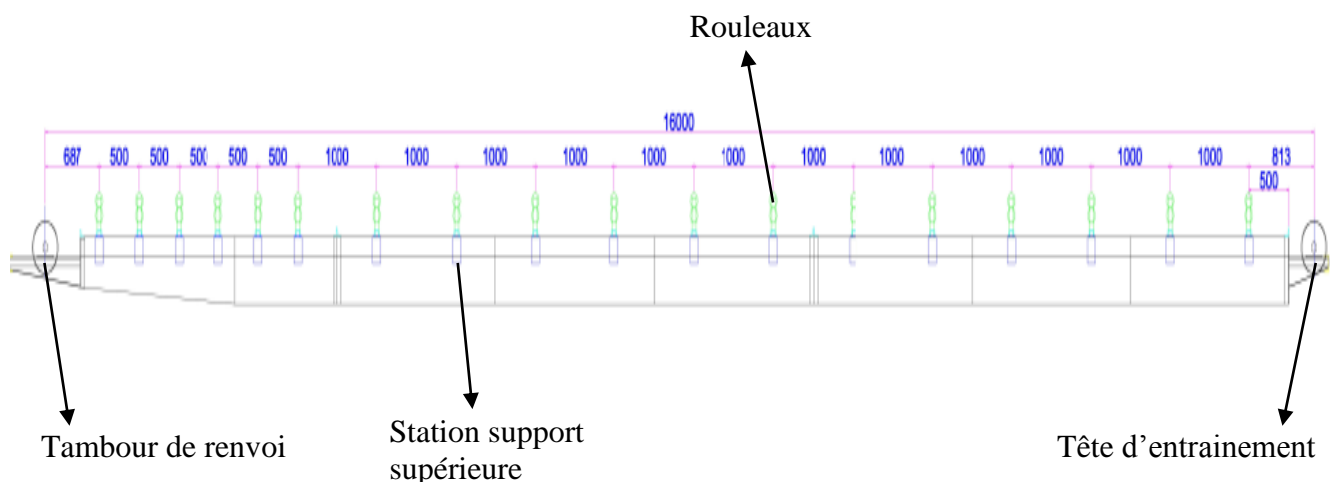
II. Généralité sur le convoyeur :

1. Définition :

- En général, le convoyage représente le moyen de transport mécanique le plus perfectionné qui soit pour le transport des grandes masses, dans les travaux miniers souterrains ainsi que sur les chantiers des grands édifices hydrotechniques, et les convoyeurs sont réparties de plusieurs types selon la nature du produit à transportée et parmi ces types, on trouve :
- Le convoyeur à bande a pour fonction de transporter en continu des produits en vrac mélangés ou homogènes, sur des distances allant de quelques mètres à des dizaines de kilomètres

2. Les composants nécessaires :

- Les principaux composants d'un convoyeur à bande sont illustrés dans la figure suivante :



III. Dimensionnement du convoyeur à bande :

1. La bande transporteuse :

1.1. Généralité sur la bande transporteuse :

- La bande est l'un des principaux composants du convoyeur dont la fonction est :
 - transporter le matériau de la queue jusqu'à la tête du convoyeur en transmettant la force nécessaire pour déplacer la charge.

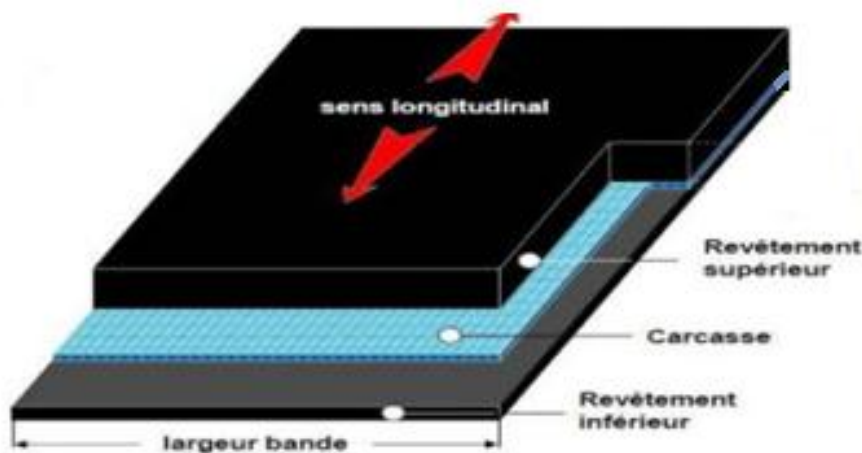


Figure 12: les composants d'une bande transporteuse

Revêtement :

Le revêtement a pour rôle de protéger la carcasse de certains effets comme :

- le contact du matériau transporté avec la bande. (protection contre l'abrasion, les piqûres, les produits chimiques, la chaleur ...).

La carcasse :

Elément flexible qui a pour rôle d'assurer la résistance à la tension, et aussi d'absorber les impacts provoqués lors du chargement du produit et lors du passage de la bande chargée sur les rouleaux porteurs.

1.2. Calcul de la bande transporteuse :

- Pour choisir la bande nécessaire il faut tenir compte à la vitesse, Largeur.
Néanmoins on utilise des bandes très larges par rapport au débit massique, à des vitesses élevées pour augmenter considérablement les volumes transportées, parce qu'il ya moins de danger de perdre du produit, moins de pannes et moins de blocages dans les trémies.

- Alors, Le calcul de la bande transporteuse commence par l'examen de la zone d'implantation et les données du cahier des charges.

1.2.1. Produit transporté :

- L'étude de conception d'un convoyeur à bande doit normalement commencer par une évaluation des caractéristiques du produit à manutentionner
- Le tableau suivant présente les caractéristiques du produit transporté :

P	Masse volumique t/m ³	Abrasivité	Corrosivité	Granulométrie
Granite	1.44	Très abrasif	Non corrosif	75mm

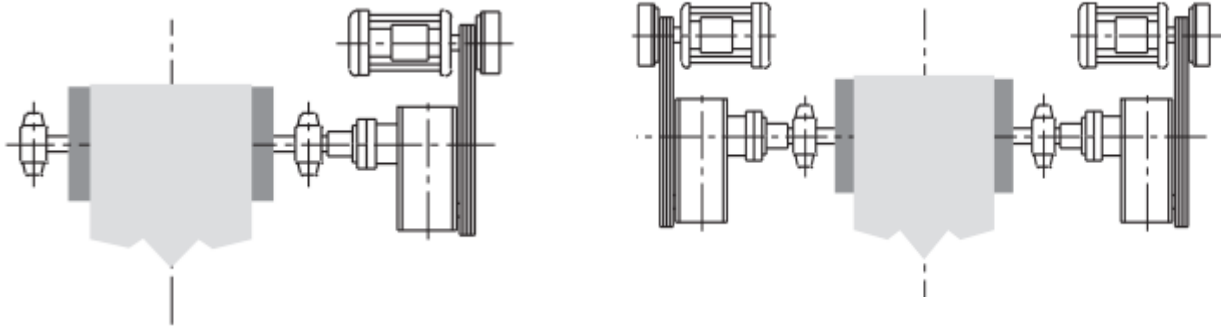
Tableau 1: caractéristique du produit transporté

1.2.2. Vitesse et Largeur de la bande :

- La granulométrie du produit à manutentionner étant de 75 mm, donc on peut déterminer la vitesse et la largeur convenable pour notre convoyeur. (voir l'annexe 1)
- Il peut s'avérer nécessaire de diminuer la vitesse du convoyeur dans des limites de l'ordre de 1,5 / 3,5 m/s pour manutentionner des pierres non concassées et non criblées à forte granulométrie (la norme DIN).
- On trouve, la largeur de la bande est 500 mm, la vitesse est 2 m/s (le produit est de classe C).

2. Systèmes d'entraînement du convoyeur à bande :

- Au stade de la conception, il convient d'apporter une attention toute particulière au système d'alimentation et à la conception des stations support,
- La tête d'entraînement peut être de conception traditionnelle ou équipé d'un tambour moteur, mais de nos jours le tambour moteur est de plus en plus utilisé pour l'entraînement des convoyeurs à bande en raison de ses caractéristiques et de sa capacité, il prend un minimum de place et facile à l'installer.



Tambour moteur

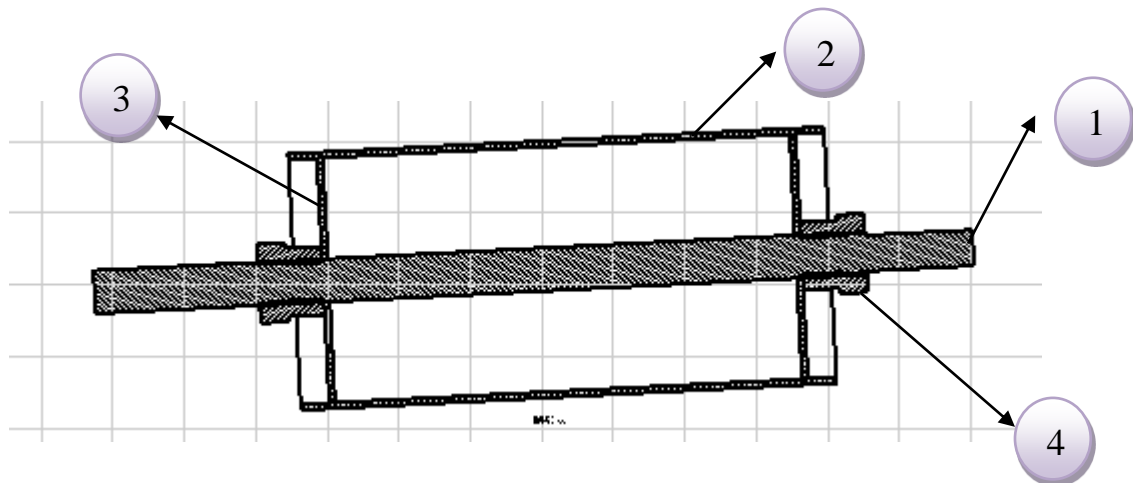
Tête d'entraînement traditionnel

Figure 13: comparaison de l'espace nécessaire pour les deux systèmes d'entraînement.

2.1. Tambour :

2.1.1. Généralité :

- Le tambour est un élément semblable aux rouleaux mais sans roulements, ni partie tournante à l'intérieur, il est placé sur la partie avant et après du convoyeur, il a pour fonction d'entraîner et de tender la bande ou l'amener à changer de direction.
- Le tambour se compose essentiellement de :
 1. Arbre.
 2. Une virole.
 3. Flasque.
 4. Élément de fixation de l'arbre du tambour (Moyeu).



- Au stade de la conception du tambour, il faut tenir compte aux données suivantes pour avoir un maximum d'efficacité :
 - Largeur de la bande.
 - Diamètre du tambour en fonction du type et des caractéristiques de la bande.
 - Mode de fixation de l'axe du tambour (bague de verrouillage, clavette, soudage).
 - Emplacement du tambour (de commande, de renvoi, de contrainte, etc....).
 - Tensions de la bande T1, T2.

- Distance entre les supports et les flasques du tambour.
- Type de revêtement, si nécessaire

2.1.2. Matériau :

- D'après le cahier de charge exigé par le bureau d'études d'HMM :
L'utilisation de la matière disponible au magasin : acier XC38 (C35, acier pour traitements thermiques).
- L'acier XC 38, est un acier non allié, 0.35 % de carbone.

Nuance	Propriété physique		
	Masse Volumique Kg/m ³	Module d'élasticité N/mm ²	Coefficient de poisson
XC 38	7850	210000	0.33

Nuance	Propriété mécanique		
	Re N/mm ²	Rr N/mm ²	Rm N/mm ²
XC 38	410-490	570-830	335-490

Tableau 2: Caractéristique de l'acier XC38

2.1.3. Tambour de commande :

2.1.3.1. Choix de diamètre :

- Le dimensionnement du diamètre de tambour dépend essentiellement des caractéristiques de type du bande utilisée, et précisément la résistance à la rupture de la bande.
- Le tableau suivant représente les diamètres recommandés (selon la norme DIN 22102) par rapport au type de bande utilisée, pour éviter son endommagement: séparation des nappes ou déchirure de l'armature.
- Pour notre bande, on a une charge de rupture de 630 N/mm (voir l'annexe 12) pour une bande à armature textile le diamètre minimal recommandé du tambour moteur est de 630 mm et le tambour de renvoi 500mm.

charge de rupture de la bande	bande à armature textile EP DIN 22102		
	Ø tambour moteur mm	renvoi	d'inflexion
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630

Tableau 3: les diamètres recommandés pour les tambours

2.1.3.2. Largeur de la virole :

- . Largeur de notre bande étant de 500 mm, et la largeur de la virole doit être supérieur à celle-là, à raison du glissement de la bande de deux cotés, et qui peut provoquer l'endommagement de cette dernière.
Pour une bande de largeur de 500 mm, on peut choisir une largeur de la virole de 615 mm.

2.1.3.3. Choix de l'arbre :

- L'arbre du tambour de commande est soumis en alternance à des flexions et à des torsions, entraînant des ruptures de fatigue.
- Parmi les défaillances de la structure du tambour est la flèche excessive de l'arbre, c'est pour cela, il est nécessaire de dimensionner correctement l'arbre du tambour
- Pour calculer le diamètre de l'arbre, il faut premièrement déterminer :

2.1.3.3.1. Résultante de tension Cp :

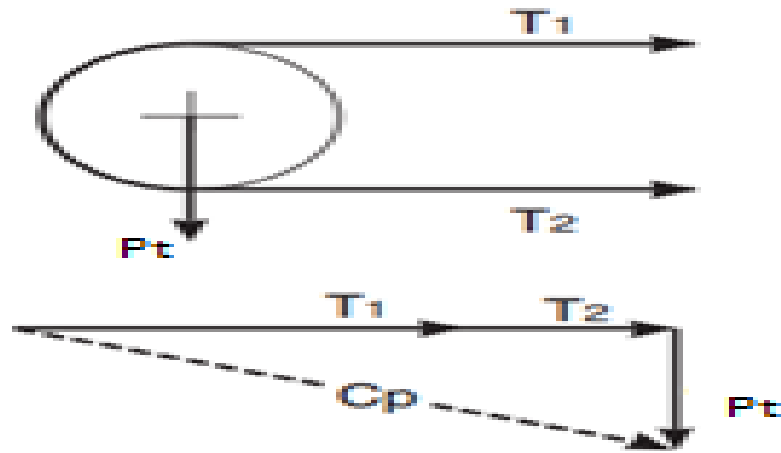


Figure 14: Résultante des tensions

$$Cp = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + P_t^2}$$

Avec :

T_1 et T_2 : Les tensions du tambour.

P_t : poids du tambour.

Pour calculer la résultante des tensions il faut d'abord déterminer l'effort tangentiel pour qu'on puisse calculer les tensions :

- Effort tangentiel F_u :

Effort tangentiel total sur le pourtour du tambour d'entraînement. Il doit vaincre la résistance au roulement et c'est la somme des efforts suivants:

- Effort nécessaire pour déplacer la bande chargée : doit surmonter les forces de frottement engendrées par les stations supports supérieures et inférieures, les tambours de renvoi et de contrainte, etc.
- Effort nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal du produit.
- Effort nécessaire pour élever le produit à la hauteur requise (dans le cas d'une descente, l'effort engendré par la masse modifie la puissance résultante).
- Effort nécessaire pour vaincre les résistances secondaires, lorsqu'il y a des accessoires. (Dispositifs mobiles de déchargement, chariots-verseurs, dispositifs de nettoyage, racleurs, rives de guidage caoutchoutées, dispositifs de retournement etc.)
- Pour calculer l'effort tangentiel total F_u on applique la formule suivante :

$$F_U = [L \times C_q \times C_t \times f (2 \times q_b + q_g + q_{Ri} + q_{Rs}) \pm (q_g \times H)] \times g$$

NB : Pour les bandes descente on utilise la signe (-) dans la formule

Avec :

L = entre axe du convoyeur (m) (L=16m).

C_q = coefficient de résistance fixe, (voir l'annexe 2) (C_q=3.2).

C_t = coefficient de résistance passive (voir l'annexe 3) (C_t =1.01).

f = coefficient de frottement des pièces tournantes (stations-supports), (voir l'annexe 4) (f=0.0165).

q_b = poids de la bande par mètre linéaire en Kg/m, (q_b= 9.9kg/m).

q_g = poids du produit transporté par mètre linéaire Kg/m

q_{Ri} = poids des parties tournantes inférieures en Kg/m, .

q_{Rs} = poids des parties tournantes supérieures en Kg/m,.

H = variation de la hauteur de la bande.(H=0)

- Calcul du poids des parties tournantes supérieures q_{Rs} :

Pour obtenir le poids des pièces tournantes supérieures, on applique la formule suivante :

$$q_{Rs} = \frac{P_{rs}}{a_0} \quad (\text{kg/m})$$

Avec :

P_{rs}: poids des pièces tournantes supérieures (P_{rs}=5.1 kg) (voir l'annexe 5)

a₀ : écartement des stations support supérieures, a₀=0.5m. (voir l'annexe 11)

AN : $q_{Rs} = 10.2 \text{ kg/m}$

- Calcul du poids des parties tournantes inférieures q_{Ri} :

Pour obtenir le poids des pièces tournantes inférieures, on applique la formule suivante :

$$q_{Ri} = \frac{P_{ri}}{a_u} \quad (\text{kg/m})$$

Avec :

P_{ri}: poids des pièces tournantes inférieures (P_{ri}=3.7 kg) (voir l'annexe 5)

a_u : écartement des stations support inférieures, a_u=3m.(voir l'annexe 11)

AN : $q_{Ri} = 1.23 \text{ kg/m}$

- Calcul du poids du produit transporté par mètre linéaire q_g :

Pour avoir q_g, on applique la formule suivante :

$$q_g = \frac{Q_m}{3.6 \times V}$$

Avec :

$Q_m = 165 \text{ t/h}$, le débit massique.

$V = 2 \text{ m/s}$, la vitesse de la bande.

AN : $q_g = 22.91 \text{ kg/m}$

Alors l'effort tangentiel total F_u :

$$F_u = 462.5 \text{ N}$$

- Calcul de tension d'entraînement :

- Il est nécessaire de prendre en considération les différentes tensions qui doivent être vérifiées dans un convoyeur ayant système de bande motorisée.
- Alors L'effort tangentiel total F_u sur la circonférence du tambour correspond à la différence entre les tensions T_1 (côté entrée) et T_2 (côté sortie).

Alors : $T_1 = F_u + T_2$

- Tension d'entraînement de tambour T_2 :

Avec : $T_2 = F_u * C_w$

Tel que C_w est le coefficient d'enroulement, $C_w = 0.8$ (d'après l'annexe 6)

A.N : $T_2 = 462.5 * 0.8 \longrightarrow T_2 = 370 \text{ N}$

- Tension en aval de tambour T_1 :

$T_1 = F_u + T_2$ alors **AN :** $T_1 = 732.5 \text{ N}$.

- Poids du tambour P_t :

➤ le poids du tambour est donné par la formule suivante :

$$P_t = m_t \times g$$

$$P_t = l \times q_T \times g$$

Avec :

m_t : masse du tambour (kg)

l : longueur du tambour $L = 615 \text{ mm}$

q_T : poids par mètre linéaire $q_T = 77.91 \text{ kg/m}$ (voir l'annexe 13)

AN : $P_T = 470.04 \text{ N}$

La résultante des tensions est donnée par :

$$C_p = 1198.51 \text{ N}$$

2.1.3.3.2. Etude de RDM : (flexion)

La résistance des matériaux est l'étude de la résistance et de la déformation des solides (arbres de transmission du tambour, axe de rotation du rouleau.) dans le but de vérifier leurs

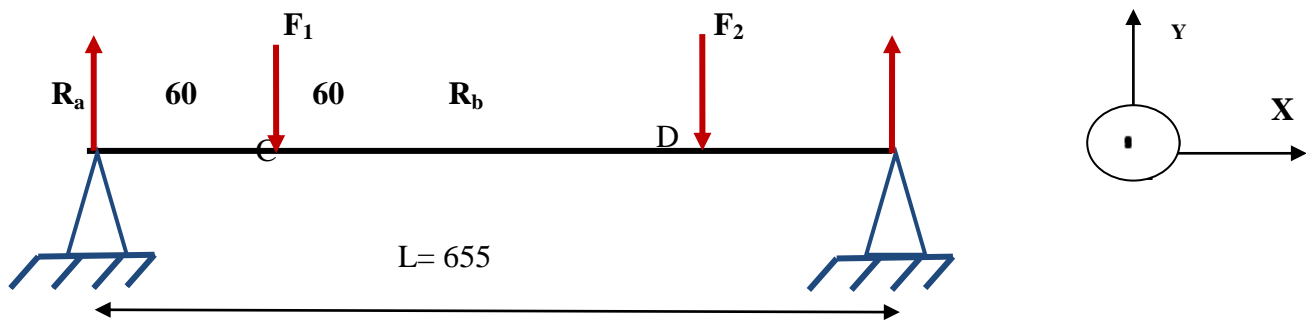
dimensions afin qu'ils supportent les charges dans des conditions de sécurité satisfaisantes et au meilleur coût (optimisation des formes, des dimensions, des matériaux...).

L'axe du tambour, étant soutenu par deux paliers, il sera modélisé par une poutre pleine circulaire de diamètre d , d'où on a en :

- A et B deux appuis simple.
- C et D, point d'application de la résultante des charges sur les flasques du tambour

• **MODELISATION :**

DCL :



• **Equilibre statique :**

Détermination des efforts extérieurs aux quels est soumise l'axe du tambour :

$$\begin{cases}
 F_1 = F_2 = \frac{C_P}{2} \\
 \sum F_{ext} = 0 \quad [+ \uparrow] \\
 \sum M_a = 0 \quad [+ \text{antihoraire}]
 \end{cases}
 \begin{matrix}
 \longleftrightarrow \text{AN:} \\
 \longleftrightarrow \\
 \longleftrightarrow \\
 \longleftrightarrow
 \end{matrix}
 \begin{cases}
 F_1 = F_2 = 599,255 \text{ N} \\
 R_a - F_1 - F_2 + R_b = 0 \\
 -0,06 \cdot F_1 - 0,595 F_2 + 0,655 \cdot R_b = 0 \\
 R_a + R_b = F_1 + F_2 \\
 0,655 \cdot R_b = 0,06 \cdot F_1 + 0,595 \cdot F_2 \\
 R_b = \frac{0,06 \cdot F_1 + 0,595 \cdot F_2}{0,655} \\
 R_a = F_1 + F_2 - R_b
 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_b = \frac{0,06 \times 599,255 + 0,595 \times 599,255}{0,655} = 599,255 \text{ N} \\ R_a = 599,255 + 599,255 - 599,255 = 599,255 \text{ N} \end{cases}$$

• Moment fléchissant:

$$M_z(x) - R_a \langle x-0 \rangle^1 + F_1 \langle x-0,06 \rangle^1 + F_2 \langle x-0,595 \rangle^1 = 0 \iff M_z(x) = R_a \langle x-0 \rangle^1 - F_1 \langle x-0,06 \rangle^1 - F_2 \langle x-0,595 \rangle^1$$

Pour $0 \leq x < 0,06$: $M_z(x) = R_a(x-0) = R_a \times x$

Pour $0,06 \leq x < 0,595$: $M_z(x) = R_a(x-0) - F_1(x-0,06)$

Pour $0,595 \leq x < 0,655$: $M_z(x) = R_a(x-0) - F_1(x-0,06) - F_2(x-0,06)$

• Effort tranchant :

$$V = \frac{-dM}{dx}$$

Pour $0 \leq x < 0,06$: $V = -R_a = -599,255 \text{ N}$

Pour $0,06 \leq x < 0,595$: $V = -R_a + F_1 = 0 \text{ N}$

Pour $0,595 \leq x < 0,655$: $V = -R_a + F_1 + F_2 = 599,255 \text{ N}$

• La pente:

$$EI \varphi(x) = \int M_z(x) dx$$

$$EI \varphi(x) = \frac{R_a}{2} \langle x-0 \rangle^2 - \frac{F_1}{2} \langle x-0,06 \rangle^2 - \frac{F_2}{2} \langle x-0,595 \rangle^2 + C_1$$

• La flèche:

$$EI v(x) = \frac{R_a}{6} \langle x-0 \rangle^3 - \frac{F_1}{6} \langle x-0,06 \rangle^3 - \frac{F_2}{6} \langle x-0,595 \rangle^3 + C_1 x + C_2$$

- Détermination des constants:

Condition aux limites (appui simple):

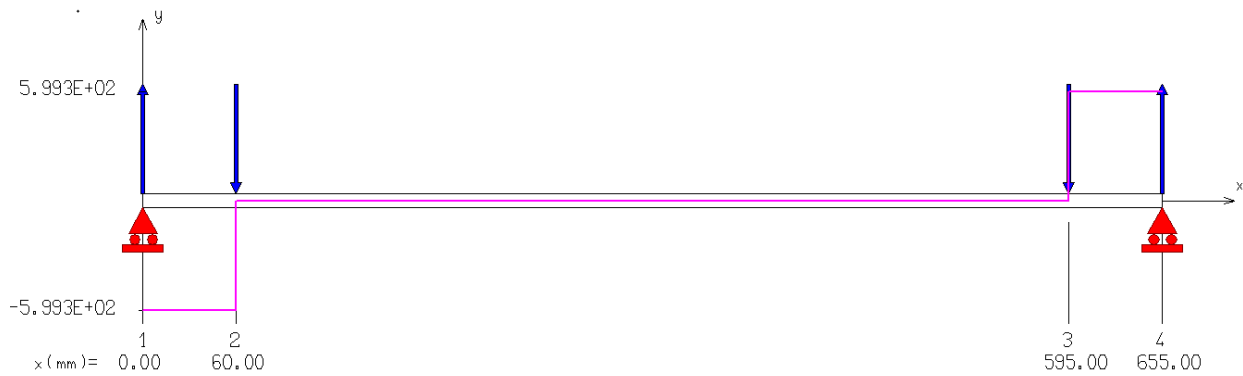
Pour $x=0$ $\implies v=0$
 $0-0-0-0+0+C_2=0 \implies C_2=0$
 Pour $x=1$ $\implies \frac{R_a}{6} \times 13 - \frac{F_1}{6} (1-0,06) \times 3 - \frac{F_2}{6} \times (1-0,595) \times 3 + C_1 = 0$
 $\implies \frac{R_a}{6} \times 12 - \frac{F_1}{6,1} (1-0,06) \times 3 - \frac{F_2}{6,1} \times (1-0,595) \times 3 + C_1 = 0$
 $\implies C_1 = -42,84 + 32,119 + 0,03$
 $\implies C_1 = -10,7$

$$EI \varphi(x) = \frac{R_a}{2} \langle x-0 \rangle^2 - \frac{F_1}{2} \langle x-0,06 \rangle^2 - \frac{F_2}{2} \langle x-0,595 \rangle^2 - 10,7$$

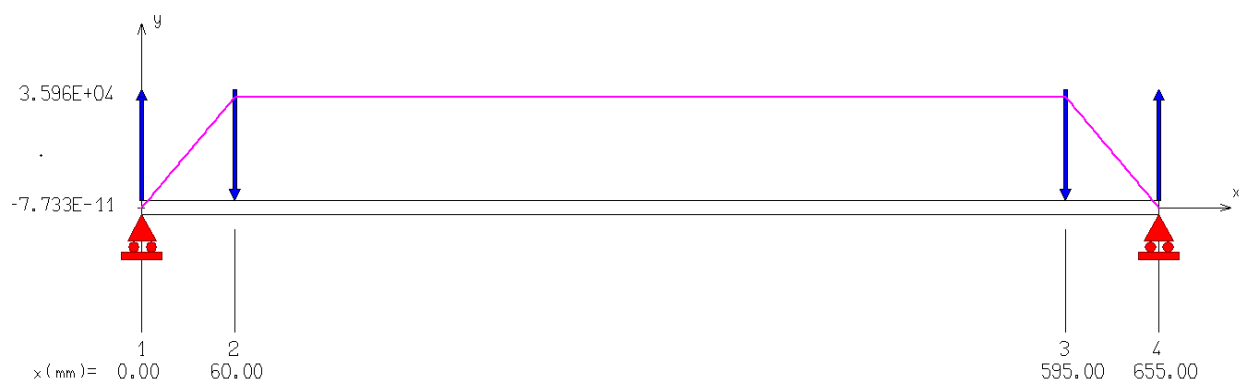
$$EI v(x) = \frac{R_a}{6} \langle x-0 \rangle^3 - \frac{F_1}{6} \langle x-0,06 \rangle^3 - \frac{F_2}{6} \langle x-0,595 \rangle^3 - 10,7x$$

- Diagramme de moment fléchissant et l'effort tranchant (RDM 6) :

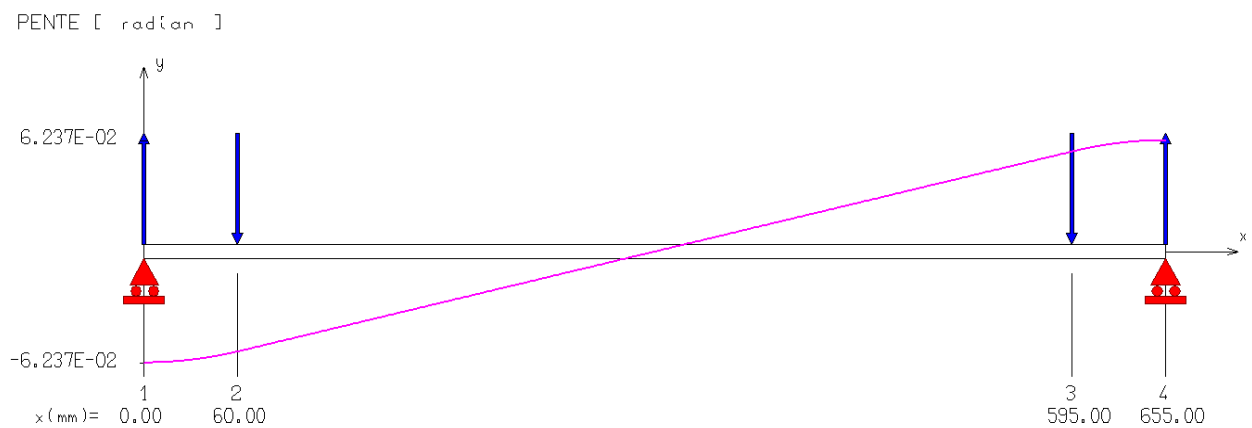
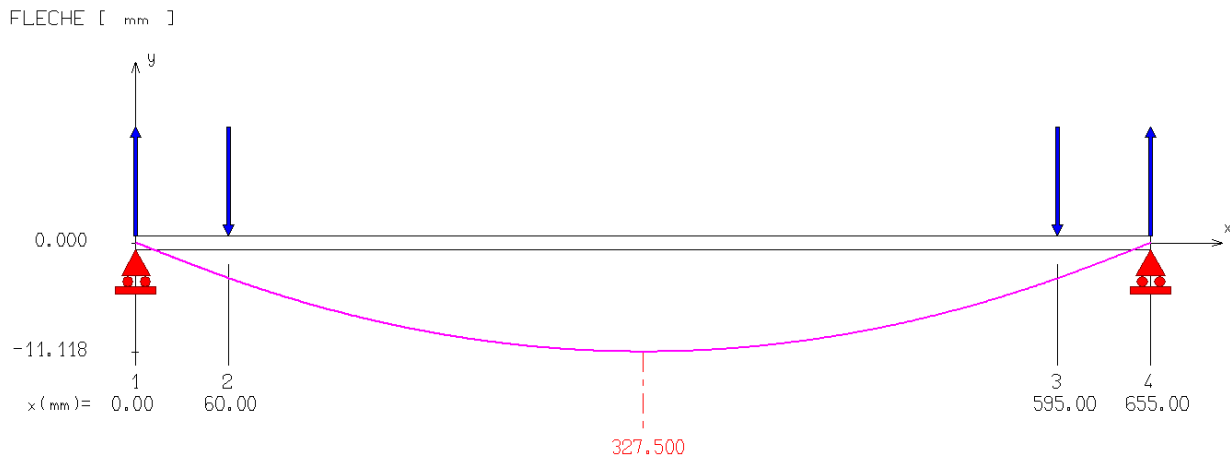
EFFORT TRANCHANT [N]



MOMENT FLECHISSANT [N.mm]



- Diagramme de la pente et la flèche (RDM 6) :



- Moment de torsion M_t :

❖ le moment de torsion est donné par la formule suivante:

$$M_t = \frac{P}{\omega} \longrightarrow M_t = 169.5 \text{ N.m}$$

Avec :

- P : la puissance absorbée en KW .

$$P = \frac{Fu \times V}{100 \times \eta} \longrightarrow P = 1.075 \text{ KW}$$

- Fu : effort tangentiel. $Fu = 46.25 \text{ daN}$.
- V : la vitesse de la bande. $V = 2 \text{ m/s}$.
- η : rendement du renvoi et des transmissions. $\eta = 0.86$. (cahier de charge)

- ω : la vitesse de rotation (rad/s)

$$\omega = \frac{N \times 2\pi}{60}$$

- N : tours-minute du tambour de commande

$$N = \frac{V \times 1000 \times 60}{D \times \pi} \longrightarrow N = 60.63 \text{ tr/min}$$

- V : vitesse de la bande ($V=2 \text{ m/s}$)
- D : diamètre du tambour ($D=630 \text{ mm}$)

➤ donc : $\omega = 6.34 \text{ rad/s}$

- Moment fléchissant idéal MIF :

❖ Le moment fléchissant idéal est donnée par la formule suivante :

$$M_{IF} = \sqrt{Mf^2 + 0.75 \times Mt^2}$$

AN: $M_{IF} = 151.12 \text{ N.m}$

- Module de résistance W :

❖ la valeur du module de résistance W : étant donné la contrainte admissible

σ_{am} 12.2 daN/mm^2 pour l'acier XC 38.

❖ en prenant un coefficient de sécurité ($s=3$ voir l'annexe15), σ devient :

$$\sigma = \frac{\sigma_{am}}{s} \longrightarrow \sigma = 4.06 \text{ daN/mm}^2$$

Alors: $W = \frac{Mif \times 100}{\sigma}$

AN: $W = 3722.16 \text{ mm}^3$



Alors on peut déduire maintenant le diamètre de l'arbre du tambour:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W \times 32}{\pi}}$$

$d = 33.59 \text{ mm}$

- La contrainte normale maximale en flexion :

$$\sigma_{max} = - \frac{Mz \times y_{max}}{I}$$

Comme la poutre est de section circulaire :

$$\text{On a } I = \frac{\pi \times d^4}{64} \rightarrow I = \frac{\pi \times (33,59)^4}{64} \rightarrow I = 62,48 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$\text{D'où : } \sigma_{max} = - \frac{35,96 \times (33,59 \div 2)^4}{62,48 \times 10^3} \rightarrow \sigma_{max} = - 9,66 \text{ MPa} < \sigma_{adm}$$

Alors la contrainte normale maximale obtenue est inférieure à la contrainte admissible, donc notre arbre de tambour pourra supporter la charge maximale

2.1.3.4. Revêtement :

- tambour moteur peut être laissé en finition normale ou avoir un revêtement de caoutchouc dont l'épaisseur est calculée en fonction de la puissance à transmettre, mais pour avoir une augmentation de coefficient de frottement entre la bande, on va choisir un tambour moteur avec un revêtement de caoutchouc.

2.2. Choix des organes de transmission de puissance :

- le système de transmission est a pour fonction de produire et transmettre l'énergie nécessaire au tambour de commande afin de mouvoir ou de retenir la bande.
- Notre système est constitué d'un moteur électrique asynchrone, d'un réducteur et d'un système poulie courroie.

2.2.1. Moteur - réducteur :

2.2.1.1. Moteur électrique:



➤ Pour avoir un bon choix du moteur et qui répond aux exigences du fonctionnement, on suivra une méthode de sélection recommandée par le constructeur. Cette méthode consiste à choisir, un moteur à base de :

- La puissance et la vitesse délivrées par le moteur.
- L'indice de la classe du rendement IE.
- L'indice de protection IP.
- L'indice de mode de fixation IM.
- L'indice du mode de refroidissement IC.

- La puissance du moteur nécessaire :

- Pour un rendement de 86% désiré, on obtient la puissance d'entraînement absorbée par le moteur (d'après les calculs précédent) : $P_a=1.075$ KW

- L'indice de la classe du rendement IE :

- La norme IEC a établi 3 classes de rendement pour les moteurs asynchrones:

IE1 : Rendement standard.

IE2 : Haut rendement.

IE3 : Rendement Premium.

- Pour choisir l'indice convenable pour notre moteur, il faut tenir compte à la puissance délivrer par le moteur, en générale plus la puissance est importante plus les pertes sont grandes.
- Dans notre cas on a une puissance d'entraînement assez petite. donc on va choisir une classe de rendement standard IE1.

- L'indice de protection IP:

- Cet indice classe le niveau de protection qu'offre un moteur aux intrusions de corps solides et liquides.
- Vue la nature de l'environnement de notre convoyeur (travaux public), il faut choisir un bon indice de protection, d'après l'annexe 7, on choisie un indice de protection IP55.
 - ❖ Le premier indice (5) : Machine protégée contre la poussière et contre les contacts accidentels.
 - ❖ Le deuxième indice (5) : Machine protégée contre les projections d'eau dans toutes les directions.

- L'indice de mode de fixation IM:

- Le moteur doit pouvoir être fixé et accouplé à la machine à entrainer. Il sera donc nécessaire de préciser le mode de fixation.
- le moteur à pattes de fixation sur le sol et à arbre horizontal est le plus utilisé dans l'installation des convoyeur pour transporter les pierres (GRANITE).Cela correspond a un indice de IM 1001 (voir l'annexe8).

- L'indice du mode de refroidissement IC:

- Pour éliminer toute défaillance causé par le réchauffement du moteur, il faut choisir un système de refroidissement adéquat, de préférence, on choisit un moteur de carcasse ventilé tel que le ventilateur est externe, cela correspond à un indice IC 411 (voir l'annexe 9)

2.2.1.2. Réducteur

- On s'intéresse à concevoir le réducteur dont le rapport de réduction est 1/15



- Le réducteur pendulaire avec tendeur (pour tender la courroie) est spécialement étudiés pour être installés directement sur l'arbre de la machine à actionner.
- Pour réaliser ce montage, il est indispensable d'installer un bras tendeur, dont la fonction est d'amortir le démarrage de la transmission sur l'arbre d'entrée généralement des poulies, ce qui permet de maintenir toujours constante la tension de la transmission.

➤ Pour l'entretien, ce type de réducteur est pourvu d'une lubrification permanente et ne requiert donc aucun type d'entretien.

➤ D'après une étude de marché (produit de CIDEPA), on a trouvé :

✚ Le réducteur de la série DP est fabriqué avec deux trains d'engrenages. La taille est 40. pour l'arbre de sortie est de 40mm (choix convenable pour l'arbre de moteur qui est égale à 33.59), et le rapport 1/15.

➤ **le responsable de service d'achat, nous a recommandé de choisir un moteur de marque ELVEM ITALIE et pour le réducteur : "Réducteur pendulaire 40 de rapport R 1/15 avec tendeurs " de marque CIDEPA**

2.2.1.3. Anti-retour :

- Si l'alimentation électrique est coupée, il faut prévenir la marche vers l'arrière de la bande et de la charge, pour cette raison, on va choisir un anti-retour, ce dernier est utilisé uniquement pour les tambours moteurs asynchrones.
- Alors pour son installation, Anti-retour est monté sur l'axe de rotor et ainsi il est monté dans le flasque d'extrémité

2.2.2. Système de transmission :

Pour choisir le système de transmission, il faut tenir compte aux exigences de la société :

- **Cout réduit.**
- **Montage et démontage facile.**

Avant de savoir la solution convenable, nous avons commencé par une recherche sur les différents systèmes de transmission actuels sur le marché afin d'enrichir nos connaissances. (Voir Annexe 14)

Alors notre système est « système poulie courroie », parmi les avantages de ce système est :

- réduction de puissance
- Possibilité de faire varier l'entraxe
- Pas de lubrification
- Silencieux

Mais ce système nécessite un tendeur de courroie

On considère :

- Poulie motrice : $D=200\text{mm}$
- Poulie réceptrice : d

• Vitesse de rotation du moteur : $N=1500\text{tr /mn}$

- Le rapport de réduction : $r = \frac{1}{15}$
- L'entraxe : $a=1100\text{mm}$

2.2.2.1. Le rapport de transmission et le diamètre de la poulie réceptrice :

Pour le tambour moteur, on a $N=60.63\text{ tr /min}$, et puisqu'on a le rapport de réducteur et de

$$R = \frac{1}{15} \text{ donc : } R = \frac{N(\text{sortie})}{N(\text{entrée})} \longrightarrow N(\text{entrée}) = \frac{N(\text{sortie})}{R}$$

$$AN : N(\text{entrée}) = 909.45\text{ tr/min.}$$

On a la vitesse de rotation du moteur est 1500 tr/min , donc le rapport de transmission est :

$$r = \frac{N(\text{réducteur})}{N(\text{moteur})} \longrightarrow AN: r = 0.6$$

$$\text{Alors : } r = \frac{D}{d} = \frac{N(\text{menée})}{N(\text{menante})} \longrightarrow d = \frac{D}{r}$$

$$AN: d = 333.33\text{ mm}$$

2.2.2.2. Longueur primitive du courroie:

$$L_p = 2 \times a + 1.57 \times (D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p) \times (D_p + d_p)}{4 \times a}$$

$$L_p = 2 \times 1100 + 1.57 \times (200 + 333.33) + \frac{(200 + 333.33) \times (200 + 333.33)}{4 \times 1100}$$

$$L_p = 3100.97\text{ mm}$$

3. Rouleaux :

3.1. Généralité :

Les rouleaux soutiennent la bande, tournent librement et facilement sous la charge, ce sont les composants les plus importants du convoyeur, c'est pour ça qu'il faut les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique.

Les rouleaux porteurs sont généralement fixés sur des pattes de fixation soudées à une traverse ou un support, on a deux types de stations support :

- Stations porteuses en auge :

Elles portent la bande chargée de produit sur le brin supérieur, alors elles comportent généralement soit un ou deux rouleaux parallèles, soit deux, trois rouleaux ou plus formant une auge.

- Stations supports inférieures :

Ils supportent la bande vide sur le brin inférieur, elles sont constituées soit d'un ou deux rouleaux plats, soit d'une auge comprenant deux rouleaux.

Donc Lors de la conception il faut tenir compte aux critères suivant :

- Le choc du produit sur la bande doit se produire dans le sens de marche du convoyeur et à une vitesse proche de celle de la bande.
- La trémie de chargement doit être positionnée de telle manière que le produit tombe aussi près que possible du milieu de la bande.
- La hauteur de la chute doit être réduite au minimum.

3.1.1. Diamètre des rouleaux :

Le type et les dimensions des rouleaux des convoyeurs à bande dépendent essentiellement de la largeur de la bande.

La norme nous recommande, pour une largeur de 500 mm et une vitesse de 2 m/s, on a le diamètre convenable est 89 mm (voir l'annexe 10).

3.1.2. Longueur des rouleaux :

D'après la norme DIN22107, on peut déterminer la longueur des rouleaux en fonction de la largeur de la bande :

Largeur de la bande (mm)	Type des stations support « 3 rouleaux »
300	---
400	160
500	200
600	250
650	250
800	315

Tableau 4: Longueurs minimales recommandés pour les rouleaux

Le tableau indique les longueurs minimales recommandées par rapport au type de bande utilisée, pour la largeur de notre est de 500mm , la longueur minimale recommandée du rouleau est de 200mm

3.1.3. Longueur de transition et écartement des stations support :

3.1.3.1. Longueur de transition :

La distance entre la station-support la plus proche du tambour de tête ou du tambour de pied et ces tambours est appelée longueur de transition.

Sur cette distance, la bande perd sa forme en auge, déterminée par l'inclinaison des rouleaux des stations porteuses, pour devenir plate et s'adapter au tambour plat et inversement, En général, la

longueur de transition d'auge ne doit pas être inférieure à la largeur de la bande pour éviter les sur contraintes.

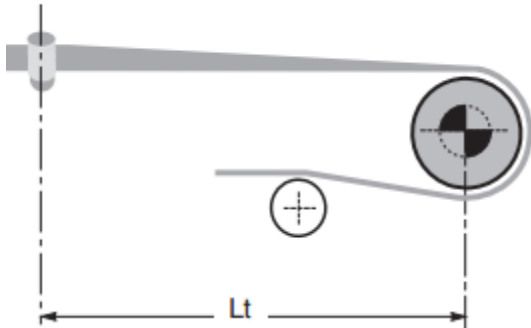


Figure 15: Longueur de transition

La longueur de transition est donnée par la formule suivant :

$$L_{tr} = X * s * \sin(\lambda)$$

Où :

- X : facteur de carcasse de la bande (armature)
 - X=8 pour la bande à armature textile.
 - X=16 pour la bande à armature métallique.
- λ : angle d'auge. $\lambda=31^\circ$
- s : portion de la bande en contact avec les rouleaux latéraux

$$s = \frac{l-Lr}{2}$$

l : largeur de la mm bande. $l=500$ mm

Lr: longueur des rouleaux. $Lr= 200$ mm

AN : $L_{tr} = 618.04$ mm

3.1.3.2. Ecartement des stations support :

- Pour notre convoyeur, il existe deux principaux types de stations :
 - Les stations supérieures qui portent la bande chargée de produit sur le brin supérieures.
 - Les stations inférieures qui supportent la bande vide sur le brin inférieur.
- La largeur de la bande permet de déterminer l'écartement maximal des stations support : (voir l'annexe11)
- On trouve pour une largeur de 500 mm, l'écartement des stations support inférieure est 3 m, et suivant la norme, la distance entre deux stations-supports la plus couramment utilisée pour le brin supérieur d'un convoyeur à bande est 1 mètre, et aux points de chargement, l'écartement des stations-supports est généralement réduit de moitié ou même plus encore (0.5 m), de manière à diminuer les forces appliquées par la charge sur les rouleaux.

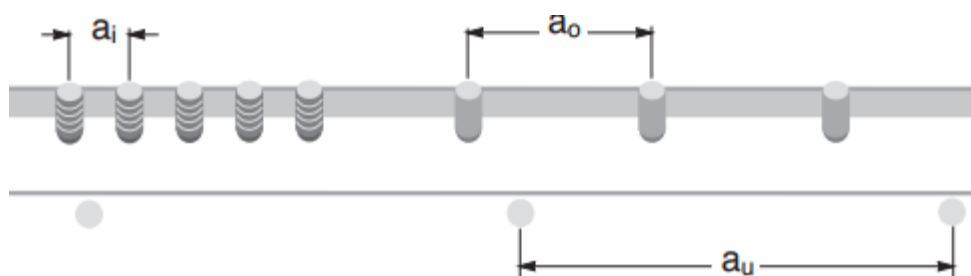


Figure 16: écartement des stations supports

IV. Validation

Pour l'étude de notre projet , on a utilisé la norme DIN 22102 visant a assurer une meilleure sécurité au convoyeur , alors le tableau suivant présente la différence entre les mesures obtenue par la norme et celle utilisée au sein de la société (mesures obtenue par expérience).

Spécifique	Les mesures (la norme)	Les mesures (Société HMM)
Largeur de la bande	500 mm	500 mm
Diamètre de tambour	630 mm	350 mm
Diamètre de tambour de Renvoi	500mm	350mm
Diamètre de l'arbre du tambour moteur.	33.59 mm	60mm
Longueur de la courroie	3100.97 mm	2800 mm
Diamètre de rouleau	89 mm	90 mm
Longueur de rouleau	200 mm	249 mm
Longueur de transition	618.04 mm	826 mm
Poulie motrice	200mm	170mm
Poulie réceptrice	333.33 mm	200 mm

- ✓ *Alors nous pouvons conclure que le bureau d'étude doit tenir en compte les moyens et les normes de fabrication en aval des études afin d'économiser le coût de production, ainsi avoir une grande fidélité des clients, et améliorer la position de l'entreprise au sein du marché par rapport à son concurrent.*

V. Conception du convoyeur à bande « logiciel CATIA V5R21 »:

1. Introduction :

Pour faire un produit il est obligé de passer par ces étapes on doit savoir le rôle de chaque composant et les liaisons entre eux, puis on est besoin d'un prototype sur Catia qui permet de dessiner les pièces une par une, puis de les assembler afin d'obtenir les montages souhaite pour passer à la réalisation.

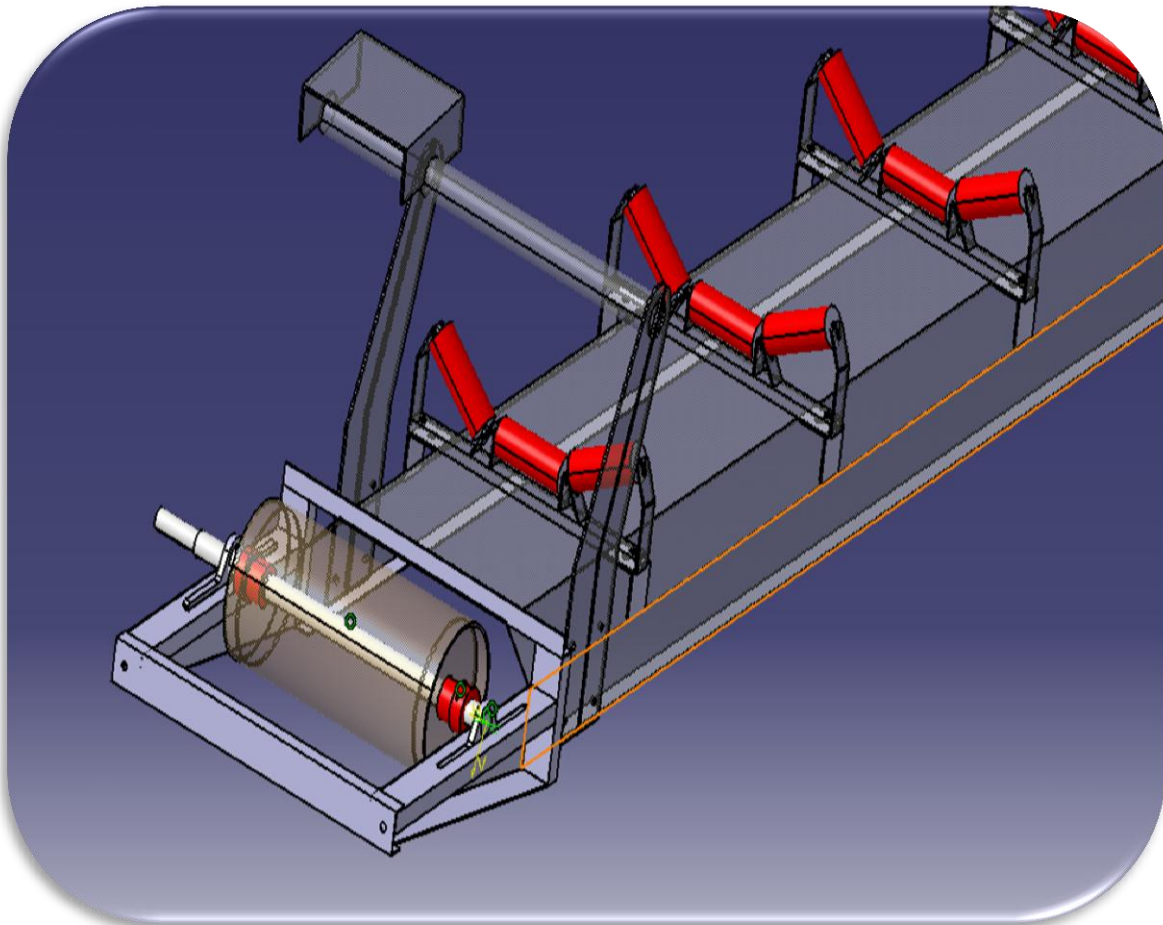


Figure 17:dessin d'ensemble de convoyeur à bande

2. Les différents composants du convoyeur :

Les principaux composants de notre convoyeur à bande sont :

a. Carcasse :

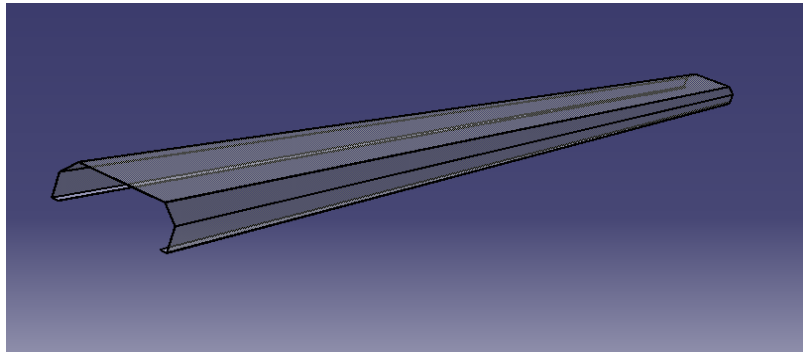


Figure 18: Dessin de la carcasse

b. Support moteur :

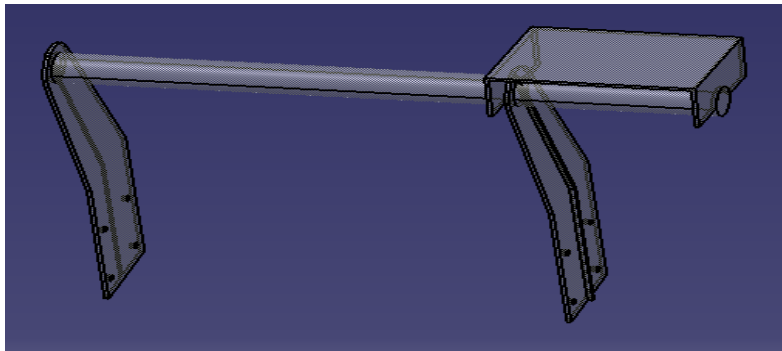
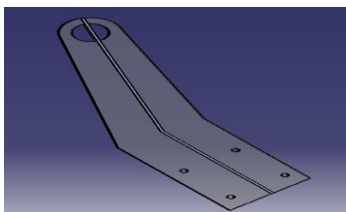
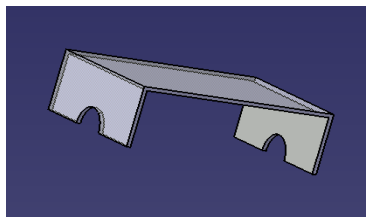


Figure 19: Dessin d'assemblage de support moteur

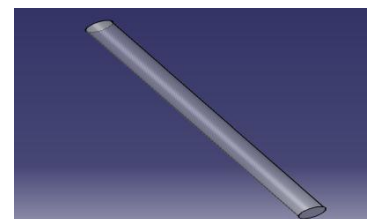
 *Les composants :*



Renfort



boite



poutre

c. La tête de convoyeur :

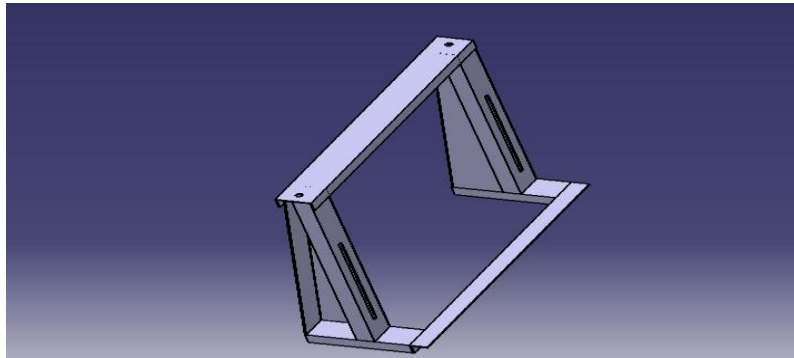
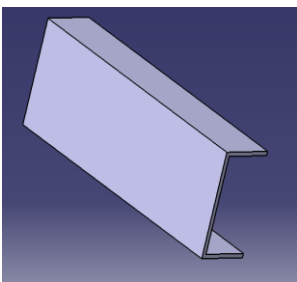
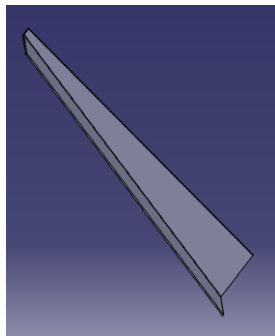


Figure 20: dessin d'assemblage de la tête du convoyeur

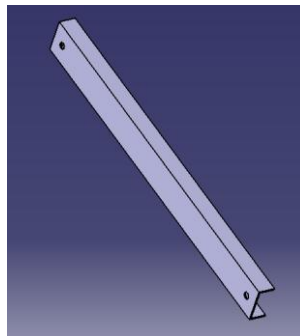
+ les composants :



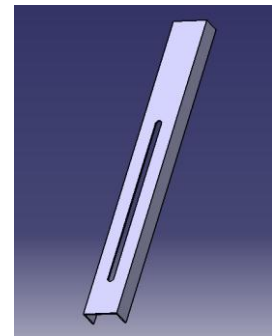
UPN100



TOLE PLIER



UPN50



UPN50

d. Système de transmission:

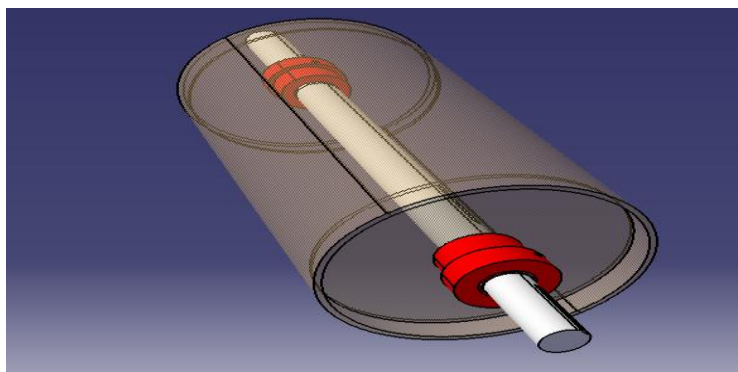
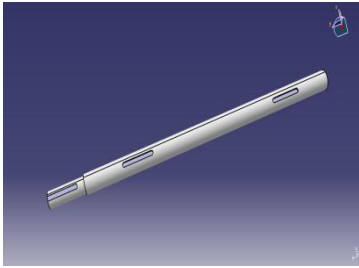
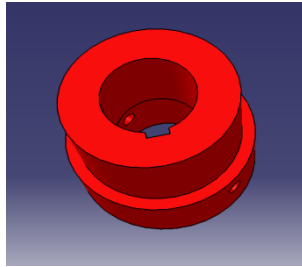


Figure 21: Dessin d'assemblage de tambour moteur

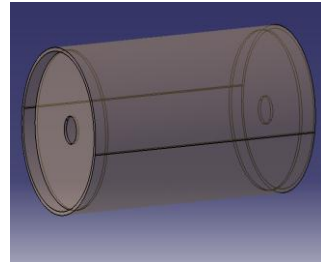
✚ Les composants :



Arbre



moyeu



tambour

e. Station support à trois rouleaux en auge :

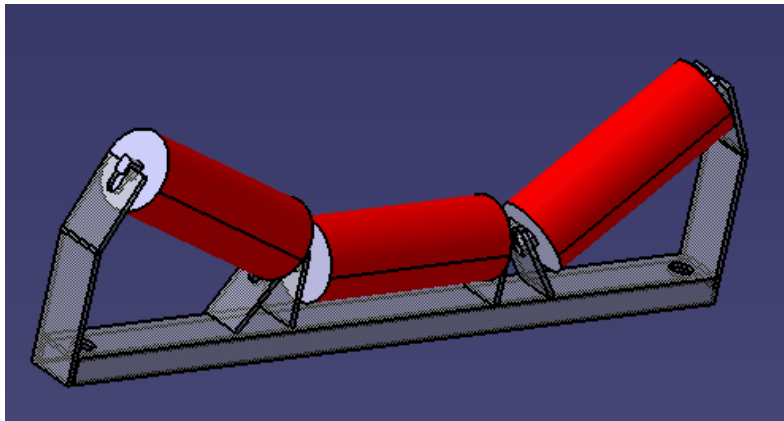
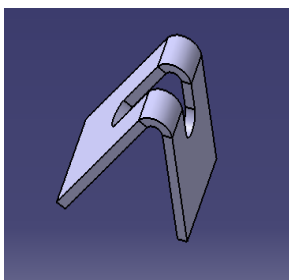
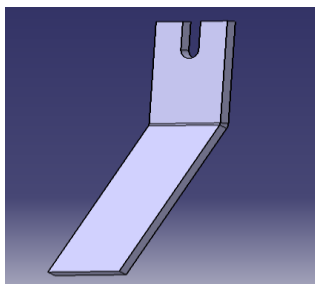


Figure 22: dessin d'assemblage de station

✚ Les composants :



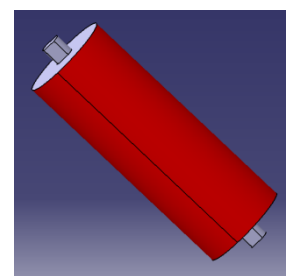
Fer plat



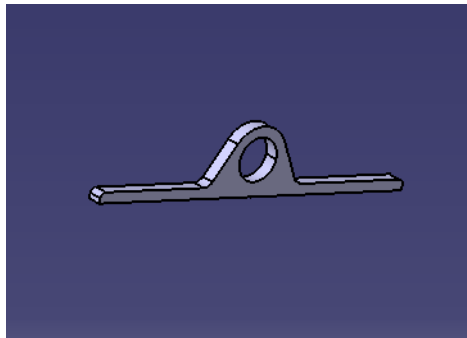
Fer plat



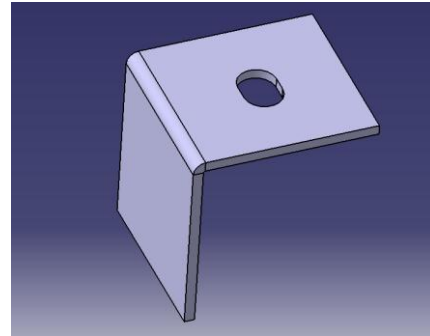
UPN



Rouleaux



Palier



Fer Plat

VI. Conclusion

A travers ce chapitre nous avons pu établir une étude de dimensionnement du convoyeur à bande, dans lequel nous avons choisi les données du transport, dimensionner les éléments mécaniques. Cette étude se fait généralement par le bureau d'étude, et elle est indispensable avant de passer à la commande et la fabrication des éléments si nécessaire. Désormais arrivé à cette étape on a toutes les informations, à fournir au service d'achat pour lancer les différentes commandes concernant le projet.

Conclusion :

L'objectif général de ce travail était l'étude et la conception d'un convoyeur à bande. Nous avons commencé par une présentation de l'entreprise **HMM**. Cette première partie nous a permis d'avoir une idée générale sur le groupe et le service d'accueil.

Concernant la deuxième partie, on l'a entamé par une analyse fonctionnelle de notre projet afin de porter une attention particulière aux interactions entre ses différents éléments et l'environnement.

La troisième partie, qui a été consacrée au sujet d'étude, nous a permis d'étudier et de concevoir le convoyeur à bande en respectant les lois de la **norme DIN**.

On a déterminé les forces appliquées sur l'axe du tambour pour une étude **RDM** afin d'éviter une déformation plastique non souhaitable avec la vérification des calculs par la technique de simulation numérique **RDM 6**. Après, nous avons réalisé le projet sur le logiciel du dessin industriel **CatiaV5R21** tout en respectant les dimensions réelles.

Cette période de stage nous a permis également d'appliquer des outils utilisés dans le cadre de notre formation à la Faculté des Sciences et Techniques, ainsi de matérialiser le baguage technique appris tout au long de la période de formation, et aussi de savoir l'importance des bureaux d'études au sein de l'entreprise si l'équipe pratique une bonne conception, cela peut apporter certains avantages importants à l'entreprise.

Annexe :

Granulométrie dimensions max.		Bande largeur min. mm	Vitesse max.			
homogène jusqu'à mm	mélangé jusqu'à mm		A m/s	B	C	D
50	100	400	2.5	2.3	2	1.65
75	150	500				
125	200	650	3	2.75	2.38	2
170	300	800	3.5	3.2	2.75	2.35
250	400	1000	4	3.65	3.15	2.65
350	500	1200				
400	600	1400	4.5	4	3.5	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4.5	3.5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4.5	4

- A** - Produit léger glissant, non abrasif, masse volumique de $0.5 \div 1,0 \text{ t/m}^3$
- B** - Produit non abrasif, granulométrie moyenne, masse volumique de $1.0 \div 1.5 \text{ t/m}^3$
- C** - Produit moyennement abrasif et lourd, masse volumique de $1.5 \div 2 \text{ t/m}^3$
- D** - Produit abrasif, lourd et présentant des arêtes aigües de plus de 2 t/m^3 de masse volumique

Annexe 1: Vitesse conseillée

Entr'axe m	Cq
10	4.5
20	3.2
30	2.6
40	2.2
50	2.1
60	2.0
80	1.8
100	1.7
150	1.5
200	1.4
250	1.3
300	1.2
400	1.1
500	1.05
1000	1.03

Annexe 2: coefficient de résistance fixe

Température °C	+ 20°	+ 10°	0	- 10°	- 20°	- 30°
Coefficient Ct	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27

Annexe 3 : coefficient de résistance passive

Convoieur à bande horizontal montant et descendant légèrement	vitesse m/s					
	1	2	3	4	5	6
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne standard	0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne élevé dans des conditions d'exploitation difficiles	de 0,023 à 0,027					
Pièces tournantes d'un convoieur présentant une déclivité avec un frein moteur et/ou un générateur	de 0,012 à 0,016					

Annexe 4: coefficient de frottement






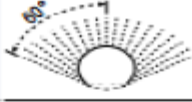

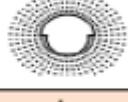
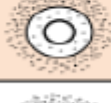
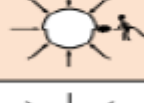


Largeur de la bande mm	Diamètre du rouleau mm									
	89		108		133		159		194	
	Pprs Kg	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri
400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	5.1	3.7	—	—	—	—	—	—	—	—
650	9.1	6.5	—	—	—	—	—	—	—	—
800	10.4	7.8	16.0	11.4	—	—	—	—	—	—
1000	11.7	9.1	17.8	13.3	23.5	17.5	—	—	—	—
1200	—	—	20.3	15.7	26.7	20.7	—	—	—	—
1400	—	—	—	—	29.2	23.2	—	—	—	—
1600	—	—	—	—	31.8	25.8	—	—	—	—
1800	—	—	—	—	—	—	47.2	38.7	70.5	55.5
2000	—	—	—	—	—	—	50.8	42.2	75.3	60.1
2200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Annexe 5: poids des parties tournantes

Tab. 12 - Coefficient d'enroulement C_w

Configuration de l'entraînement	Arc d'enroulement α	Dispositif de reprise de tension à contrepoids		Dispositif de reprise de tension à vis	
		tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté	tambour non caoutchouté	tambour caoutcho
	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
	200°	0.72	0.42	1.00	0.75
	210°	0.66	0.38	0.95	0.70
	220°	0.62	0.35	0.90	0.65
	240°	0.54	0.30	0.80	0.60
	380°	0.23	0.11	-	-
	420°	0.18	0.08	-	-

Annexe 6 : coefficient d'enroulement

1 ^{er} chiffre : protection contre les corps solides			2 ^e chiffre : protection contre les liquides		
IP	Tests	Définition	IP	Tests	Définition
0		Pas de protection	0		Pas de protection
1		Protégé contre les corps solides supérieurs à 50 mm (exemple : contacts involontaires de la main)	1		Protégé contre les chutes verticales de gouttes d'eau (condensation)
2		Protégé contre les corps solides supérieurs à 12 mm (exemple : doigt de la main)	2		Protégé contre les chutes de gouttes d'eau jusqu'à 15° de la verticale
3		Protégé contre les corps solides supérieurs à 2.5 mm (exemples : outils, fils)	3		Protégé contre l'eau en pluie jusqu'à 60° de la verticale
4		Protégé contre les corps solides supérieurs à 1 mm (exemples : outils fins, petits fils)	4		Protégé contre les projections d'eau de toutes directions
5		Protégé contre les poussières (pas de dépôt nuisible)	5		Protégé contre les jets d'eau de toutes directions à la lance
IP		Protégé contre toute pénétration de poussières.	IP		Protégé contre les projections d'eau assimilées aux paquets de mer

Annexe 7: Indice de protection

Moteurs à pattes de fixation

• voir possibilités de montage en fonction de la hauteur d'axe.

selon norme IEC 34-7

IM 1001 (IM B3)

- Arbre horizontal
- Pattes au sol



IM 1071 (IM B8)

- Arbre horizontal
- Pattes en haut



IM 1051 (IM B6)

- Arbre horizontal
- Pattes au mur à gauche
vue du bout d'arbre



IM 1011 (IM V5)

- Arbre vertical vers le bas
- Pattes au mur



IM 1061 (IM B7)

- Arbre horizontal
- Pattes au mur à droite
vue du bout d'arbre



IM 1031 (IM V6)

- Arbre vertical vers le haut
- Pattes au mur



Annexe 8: Indice de mode de fixation

IC 01	Machine ouverte auto refroidie. Ventilateur monté sur l'arbre.	
IC 410	Machine fermée, refroidissement par la surface par convection naturelle et radiation. Pas de ventilateur externe.	
IC 411	Machine fermée. Carcasse ventilée lisse ou à nervures. Ventilateur externe, monté sur l'arbre.	
IC 416 A*	Machine fermée. Carcasse fermée lisse ou à nervures. Ventilateur motorisé externe axial (A) fourni avec la machine.	
IC 416 R*	Machine fermée. Carcasse fermée lisse ou à nervures. Ventilateur motorisé externe radial (R) fourni avec la machine.	
IC 418	Machine fermée. Carcasse lisse ou à nervures. Pas de ventilation externe. Ventilation assurée par flux d'air provenant du système entraîné.	

Annexe 9: Indice de mode de refroidissement

Largeur de la bande mm	Pour une vitesse								
	≤ 2 m/s			2 ÷ 4 m/s			≥ 4 m/s		
	Ø rouleau mm			Ø rouleau mm			Ø rouleau mm		
500	89			89					
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200 et autres	194			194			194		

Annexe 10: diamètre des rouleaux

Largeur de la bande m	Ecartement des stations			inférieures m
	supérieures			
	masse volumique du produit transporté t/m ³			
	< 1.2 m	1.2 ÷ 2.0 m	> 2.0 m	
300	1.65	1.50	1.40	3.0
400				
500				
650				
800	1.50	1.35	1.25	3.0
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200	1.20	1.00	0.80	3.0
1400				
1600				
1800				
2000	1.00	0.80	0.70	3.0
2200				

Annexe 11: Ecartement entre les stations supports

Charge de rupture N/mm	Largeur de la bande		
	$\lambda = 20/25^\circ$ mm	$\lambda = 30/35^\circ$	$\lambda = 45^\circ$
250	400		
315	400	400	450
400	400	400	450
500	450	450	500
630	500	500	600
800	500	600	650
1000	600	650	800
1250	600	800	1000
1600	600	800	1000

Pour les bandes dent la charge de rupture est supérieure aux valeurs indiquées dans ce tableau, il est recommandé de consulter le fabricant de la bande.

Annexe 12: Charge de rupture

N°	Système	Avantage	Inconvénient
1	Moteur et système poulie courroie	<ul style="list-style-type: none"> - Transmission silencieuse. - Cout réduit - Montage et démontage facile 	<ul style="list-style-type: none"> - Duré de vie limitée - Glissement
2	Motoréducteur et système pignon-chaîne	<ul style="list-style-type: none"> - Longe durée de vie - Grande entraxe entre les pignons - Entraînement de plusieurs arbres en même temps 	<ul style="list-style-type: none"> - Vitesse de rotation plus faible - Cassure des dents - Risque de coupure de chaîne - Lubrification nécessaire
3	Motoréducteur et engrenage	<ul style="list-style-type: none"> - Système simple - Plus sécurité - Faible usure - Cout réduit 	<ul style="list-style-type: none"> - Durant l'engrènement, les dents en prise fléchissent
4	Motoréducteur et accouplement	<ul style="list-style-type: none"> - Moins couteux - Facile à réparer et déviation des deux arbres 	<ul style="list-style-type: none"> - Risque de rupture des vis de fixation de l'arbre

Annexe 14: systèmes de transmission

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR	ÉPAISSEUR	MASSE LINÉIQUE	AIRE DE SECTION TRANSVERSALE	MOMENT D'INERTIE DE FLEXION	RAYON DE GIRATION
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm
152,4	5	18,20	23,20	630	5,21
	6	21,70	27,60	741	5,18
168,3	3	12,22	15,57	532,013	5,845
	4	16,20	20,64	696,738	5,811
	5	20,13	25,64	855,412	5,776
193,7	3	14,10	18,00	817	6,74
	3,2	15,00	19,20	869	6,74
	4	18,70	23,83	1072,247	6,708
	5	23,26	29,63	1319,563	6,674
219,1	3	16,00	20,40	1189	7,64
	3,2	17,00	21,70	1265	7,63
	4	21,21	27,02	1563,043	7,606
	5	26,39	33,61	1927,065	7,572
244,5	4	23,70	30,20	2186	8,50
273	4	26,50	33,80	3058	9,51
	5	33,03	42,08	3778,898	9,477
	6	39,49	50,30	4484,809	9,442
323,9	4	31,60	40,20	5143	11,00
	6	47,02	59,89	7568,628	11,241
355,6	5	43,21	55,04	8459,286	12,397
	6	51,70	65,86	10065,447	12,362
406,4	5	49,50	63,10	12701	14,20
	6	59,22	75,44	15120,656	14,158
457,2	6,3	70,02	89,20	22672,828	15,943
508	6,3	77,91	99,25	31230,648	17,739

Annexe 13: systèmes de transmission

Coefficients de sécurité typiques³

Coefficient de sécurité	Charges exercées sur la structure	Contraintes dans la structure	Comportement du matériau	Observations
1 ≤ s ≤ 2	régulières et connues	connues	testé et connu	fonctionnement constant sans à-coups
2 ≤ s ≤ 3	régulières et assez bien connues	assez bien connues	testé et connu moyennement	fonctionnement usuel avec légers chocs et surcharges modérées
3 ≤ s ≤ 4	moyennement connues	moyennement connues	non testé	
	mal connues ou incertaines	mal connues ou incertaines	non connu	

Annexe 15: coefficient de sécurité

Bibliographie

- *Conveyor Belt technique, Design and calculation -Dunlop.*
- *Rouleaux et composant pour la manutention des produits en vrac, MOVING AHEAD, RULMECA.*
- *MEMOTECH. sciences de l'ingénieur, D.Bauer.*
- *Sécurité des convoyeurs à courroie- Guide du concepteur.*
- *Cours de RDM. Licence CAM FST FES, Pr.Majdoubi*
- *Cidepa Sincron, Réducteur pendulaire avec deux trains d'engrenages.*
- *Cours de construction mécanique, Licence CAM FST FES ,Pr .Touache .*