



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Génie Mécanique
Option : Fabrication Mécanique et Productique

Titre
Etude et conception d'un convoyeur à
bande

Encadré par :

DR M.Temmar

Réalisé par :

- TIGHZA Nasreddine
- LOTMANI Mohamed Ishak

Année universitaire 2020/2021

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier ALLAH le tout- puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Premièrement et avant tout, j'adresse un grand remerciement à notre encadreur Dr. MUSTAPHA TEMMAR pour ses conseils et ses directives.

*Aussi je les ingénieurs de SCMI de **Meftah** en particulier Mr. MAZIANE SOFIAN pour ses conseils, objectifs.*

Nous tenons à remercier aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

C'est avec une très grande émotion et un immense plaisir que je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents qui m'ont soutenu durant toute la durée de mes études.

A tous les membres de ma famille, petits et grands

A tous mes chers amis qui m'ont beaucoup aidé durant ces années d'études

NASREDDINE

Je dédie ce travail:

❖ *A mes parents, pour leur tendresse, leurs conseils, leurs sacrifices, leur présence à mes côtés et leur soutien, auxquels je dois ce que je suis. Qu'ils trouvent ici l'expression de mon éternelle reconnaissance et de ma profonde affection.*

❖ *A mon frère,*

❖ *A toute ma famille.*

❖ *A mes amies*

MOHAMED ISHAK

ملخص :

إن الزائر لأي مركب , مصنع أو منجم يجد أنهم يستعملون بكثرة وسائل النقل المتعددة التي تعوض المجهود البدني للعمال و بالتالي تزيد من مردود الإنتاج وجدنا في مصنع الاسمنت في مفتاح مشكل في نقل المادة من النقطة ا الى النقطة ب بالشاحنات لذلك قمنا في مشروعنا هذا باقتراح حزام ناقل ودراسة ناقل آلي الهدف من هذه الدراسة هي وضع حزام ناقل للمادة الخام من النقطة أ إلى النقطة ب عوض نقلها بشاحنات وهذا لربح الوقت والجهد والمال يركز عملنا على دراسة وتحليل الحزام الناقل الموجود في مصنع الاسمنت بمفتاح.

Résumé

Le visiteur de n'importe quel complexe, usine ou mine constate qu'ils utilisent de nombreux moyens de transport qui compensent l'effort physique des travailleurs et augmentent ainsi le rendement de la production.

Dans la cimenterie en meftah, nous avons trouvé Notre travail se concentre sur l'étude et l'analyse de la bande transporteuse dans la cimenterie en meftah.

Le but de cette étude est de placer une bande transporteuse pour la matière première du point A au point B au lieu de la transporter avec des camions, et c'est de gagner du temps, des efforts et de l'argent.

Summary

The visitor to any complex, factory or mine finds that they use many means of transportation that compensate for the physical effort of the workers and thus increase the yield of production.

In the cement factory. In mefah we found Our work focuses on the study and analysis of the conveyor belt located in the cement factory in meftah

The purpose of this study is to place a conveyor belt for the raw material from point A to point B instead of transporting it with trucks, and that's to gain time, effort and money.

Liste des figures

Figure 1.1 : la vue du SCMI.....	2
Figure 1.2 : les composants du ciment.....	3
Figure 1.3 Schéma synoptique du processus de fabrication du ciment.....	4
Figure 1.4 : convoyeur d'aéroglisser.....	6
Figure 1.5 : Convoyeur à air.....	7
Figure 1.6 : Elévateur à godets.....	7
Figure 1.7 : Convoyeur à vis sans fin.....	8
Figure 1.8 : Convoyeur à chaînes.....	8
Figure 1.9 : Convoyeur à rouleaux.....	9
Figure 1.10 : Convoyeur magnétique.....	9
Figure 1.11 : Convoyeur à pas de pèlerin.....	10
Figure 1.12 : Convoyeur à tambour moteur.....	10
Figure 1.13 : Convoyeur à raclettes.....	11
Figure 1.14 : Convoyeur à bandes métalliques.....	11
Figure 1.15 : Bande en textile.....	12
Figure 2.1 : La structure d'une bande à carcasse textile.....	14
Figure 2.2 : Bande caoutchoutée avec câblots en acier.....	14
Figure 2.3 : Convoyeur à bande en métallique.....	15
Figure 2.4 : Tambour de commande.....	16
Figure 2.5 : Tambour de contrainte.....	16
Figure 2.6 : Tambour de tension avec contre poids.....	16
Figure 2.7 : Tambour de renvoi.....	17
Figure 2.8 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur à bande.....	17
Figure 2.9 : Station d'un convoyeur à bande.....	18
Figure 2.10 : Rouleaux porteur en auge.....	18
Figure 2.11 : Rouleaux porteurs inférieures.....	19
Figure 2.12 : Rouleaux amortisseurs.....	19
Figure 2.13 : Rouleaux anticolmatants.....	20
Figure 2.14 : Dispositifs de nettoyage.....	20
Figure 2.15 : Capots pour convoyeur.....	21
Figure 3.1 : Le camion à concasseur.....	22
Figure 3.2 : Schéma d'un convoyeur à bande incliné.....	22
Figure (3.4) Angle de talutage.....	24

Figure (3.5) Ecartement des stations support.	27
Figure (3.6) L'écartement minimal entre les stations suspendues.....	28
Figure (3.7) longueur de transition.	29
Figure (3.8) Longueur de transition L_t [5].	29
Figure (3.9) station-support supérieure.	30
Figure (3.10) station-support inférieure.	30
Figure (3.11) station-support supérieure et inférieure.....	32
Figure (3.12) L'effort sur le rouleau central d'une station porteuse supérieure.	39
Figure (3.13) dimension d'un rouleau PSV/1	42
Figure (3.14) Tensions exercées sur la bande au niveau du tambour de commande.	46
Figure (3.15) Disposition des tensions T_0 et T_3	49
Figure (3.16) La résultante des tensions.....	53
Figure (3.17) Distance entre le flasque et le tambour	54
Figure (3.18) Paliers à semelle SNH500	58
Figure (4.1) arbre tambour-Static 1-Contraintes.....	66
Figure (4.2) arbre tambour-Static -Déplacements1.....	67
Figure (4.3) Tracé de la déformation statique sur l'axe du tambour de contrainte.....	68

Liste des tableaux

Tableau (3.1) Propriétés physiques des produits	23
Tableau (3.2) La largeur de la bande selon le débit volumique	26
Tableau (3.3) Le poids approximatif de la bande en fonction de la largeur de bande	27
Tableau (3.4) Ecartement maximal préconisé entre les stations	28
Tableau (3.5) Conception selon NORMES DIN22107 / ISO1537	31
Tableau (3.6) type en auge à 3 rouleaux (suivant PNE 53300)	33
Tableau (3.7) Vitesse maximale et nombre de rotations des rouleaux	34
Tableau (3.8) Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte maximal F_p	35
Tableau (3.9) Coefficient d'utilisation F_s	35
Tableau (3.10) coefficient lié à l'environnement F_m	35
Tableau (3.11) Coefficient de choc F_d	36
Tableau (3.12) Coefficient de vitesse F_v	37
Tableau (3.13) caractéristique de rouleau PSV/1	41
Tableau (3.14) Coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe C_q	42
Tableau (3.15) Coefficient de résistance passive en fonction de la température	43
Tableau (3.16) Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes	43
Tableau (3.17) Les valeurs de PPRS et de PPRI (en kg).	44
Tableau (3.18) Coefficient d'enroulement C_w	47
Tableau (3.19) Diamètres pour les tambours en fonction de la charge de rupture.....	51
Tableau (3.20) Paliers à semelle SNH500	58

Liste des symboles

- θ : Angle d'éboulement du produit transport ($^{\circ}$)
- β : Angle de talutage du produit transporté ($^{\circ}$)
- v : La vitesse linéaire de la bande transporteuse (m/s).
- I_M : Débit volumétrique du produit transporté (m^3/h).
- I_v : Débit massique souhaité (t/h).
- q_s : Masse volumique de l'argile brute (kg/m^3).
- q_G : Quantité de produit par mètre linéaire (kg/m).
- I_{vt} : Débit volumétrique pour une vitesse de $1m/s$
- a_0 : Ecartement des stations-support supérieures m
- a_u : Ecartement de stations inférieures (m).
- a_i : Ecartement des stations supérieures au point de chargement (m).
- L_t : Longueur de transition (m).
- \emptyset : Diamètre (mm).
- ω : vitesse angulaire (rad/s).
- R : Rayon du rouleau.
- N : vitesse de rotation en (tr/mn).
- C_a : Effort statique sur les rouleaux supérieurs (daN).
- q_b : Poids de la bande par mètre linéaire (kg/m).
- C_a^1 : Effort dynamique sur les rouleaux supérieur (daN).
- F_d : Coefficient de choc.
- F_s : Coefficient d'utilisation des rouleaux.
- F_m : Coefficient lié à l'environnement.
- F_p : Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte maximale.
- F_v : Coefficient de vitesse.
- C'_a : L'effort sur les rouleaux centraux (daN).
- C_r : Effort statique sur les rouleaux des stations inferieurs (daN).
- C_{ra} : Effort dynamique sur les rouleaux des stations inferieurs (daN).
- g : Accélération de la pesanteur (m/s^2).
- l : Entre 'axe (m).

C_q : Coefficient de résistance fixe.
 C_t : Coefficient de résistance passive.
 f : Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes.
 P_{PRS} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (kg).
 q_{RO} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (kg/m).
 P_{PRI} : Poids des pièces tournantes des stations inférieures (kg).
 q_{RU} : Poids des pièces tournantes des stations inférieures (kg/m).
 F_U : Effort tangentiel total (daN).
 F_a : Effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur (daN).
 F_r : Effort tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur (daN).
 T_1 : Tension sur le brin supérieur due à l'entraînement du tambour de commande (daN).
 T_2 : Tension sur le brin inférieure (daN).
 C_W : Coefficient d'enroulement de la bande sur le tambour d'entraînement.
 T_3 : Tension relative à la sortie du tambour de renvoi (daN).
 T_0 : Tension minimale nécessaire pour assurer une incurvation inférieure à 2% (daN).
 T_{UMAX} : Charge de rupteur de la bande (daN/mm).
 L : La largeur de la bande (mm).
 q_T : Charge qui s'exerce sur l'axe du tambour moteur (daN).
 ρ : Masse volumique de l'acier XC38 (kg/m^3).
 V : Volume du tambour (m).
 D_1 : Diamètre extérieur du tambour (m).
 D_2 : Diamètre intérieur du tambour (m).
 C_P : Résultants des tensions (N).
 M_f : Moment fléchissant ($daN \cdot m$).
 a_g : Distance entre le rouleau et le flasque du tambour (m).
 M_t : Moment de torsion ($daN \cdot m$).
 P : Puissance absorbée par le convoyeur (Kw).
 η : Rendement du convoyeur.
 M_i : Moment idéal (daN/m).
 C_P : Résultante des tensions et de poids du tambour (daN).
 W : Module de résistance (mm^3).
 σ_{adm} : Contrainte admissible (daN/mm^2).
 S : Coefficient de sécurité.

Table des matières

INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
----------------------------	---

Chapitre1 Généralités sur les convoyeurs

1. présentation de la cimenterie de Meftah	2
1.1. Présentation	2
1.2. Localisation	2
1.3. Historique	3
1.4 Etude descriptive de la chaine de fabrication	3
1.4.1 Définition	3
1.4.2 Les composants du ciment	3
1.4.3 Le processus de fabrication du ciment	4
Généralités sur les convoyeurs	5
2 .1 Historique	5
2.1.1 Introduction	5
2.2 Définition du convoyeur	6
2.3 Types et domaine d'utilisation des convoyeurs	6
2.3.1. Convoyeurs pneumatiques	6
2.3.1.1 Aéroglesseurs	6
2.3.1.2 Convoyeurs à Air Lifts	7
2.3.2 Convoyeurs métalliques	7
2.3.2.1 Elévateurs à godets	7
2.3.2.2 Vis sans fin	8
2.3.2.3 Convoyeurs à chaînes	9
2.3.2.4 Convoyeur à rouleaux	9
2.3.2.5 Convoyeurs magnétiques	9
2.3.2.6 Convoyeur à pas de pèlerin	10
2.3.2.7 Convoyeur à tambour	11
2.3.2.8 Convoyeur à raclettes	11
2.3.3 Convoyeur à bandes	12
2.3.3.1 Convoyeur à bandes métalliques	12
2.3.3.2 Convoyeur à bandes textile	12

Chapitre 2 Description de l'équipement de convoyeur à bande

Introduction	14
2.1 La Bande	14
2.1.1 Bande Caoutchoute	14
Définition	14
Caractéristique	14
Armatures de la bande (carcasse)	14
Bande caoutchouc à carcasse textile	14
Structure	14
Skim coat	15
2.1.2 Bande caoutchoutée en nappes des câbles	15
2.1.3 Bande métallique	16
2.2 Les Tambours	16
2.2.1 Tambour de commande	16
2.2.2 Tambour de contrainte	17
2.2.3 Tambour de tension avec contrepoids	17
2.2.4 Tambour de renvoi	18
2.2.5 Tambour d'inflexion	18
2.3 Stations	18
2.4 Les Rouleaux	19
2.4.1 Les rouleaux porteurs en auges	19
2.4.2 Les rouleaux supports inférieures	20
2.4.3 Rouleaux amortisseurs	20
2.4.4 Rouleaux anticolmatants	20
2.5 Dispositifs de nettoyage	21
2.6 Capots pour convoyeurs	21

Chapitre 3 Calculs et dimensionnement

3.1 Problématique	23
Les problèmes	23
Solution.....	23
3.2 But du projet	24
3.3 Produit transporté.....	24
3.3.1 Propriétés physiques des produits	24
3.3.2 : Les données	24
3.3.2.1 : La masse volumique	24

3.3.2.2 : La granulométrie du l'argile	24
3.3.2.3 :L'abrasivité et la corrosivité du produit transporté	25
3.3.2.4 : L'angle d'éboulement	25
3.3.2.5 : L'angle de talutage	25
3.4 La bande	25
3.4.1 Capacité volumétrique	25
3.4.1.1 Le débit	25
3.4.1.2 La vitesse linéaire de la bande	26
3.4.1.3 Calcul du débit volumétrique	26
3.4.2 Quantité de produit par mètre linéaire	26
3.4.3 La largeur de la bande	26
3.4.3.1 Calcul du débit volumétrique pour une vitesse de 1,5 m/s	26
3.4.4 Le poids de la bande par mètre linéaire	27
3.5.1 Longueur de transition L_T	30
3.5.2 Choix des rouleaux.....	31
3.5.3 Calcul de la vitesse de rotation	34
3.5.4 Calcul des efforts statiques et dynamiques sur rouleaux supérieurs	35
3.5.4.1 Effort statique	39
3.5.4.2 Effort dynamique	39
3.5.4.3 Effort sur les rouleaux centraux.....	40
3.5.5 Effort statique et dynamique sur les rouleaux inférieurs	40
3.5.5.1 Effort statique	40
3.5.5.2 Effort dynamique	41
3.6 Effort tangentiel et puissance absorbée	43
3.6.1 Efforts tangentiel total	46
3.6.2 Puissance d'entraînement absorbée.....	46
3.7 La tension	47
3.7.1 Calcul des tensions	47
3.7.1.1 Calcul de T_2	48
3.7.1.2 Calcul de T_1	49
3.7.1.3 Calcul de T_3	49
3.7.1.4 Calcul de T_0	50
3.7.1.5 Calcul de TUMAX	50
3.8 Diamètres et axes des tambours	51

3.8.1 Tambour de commande	53
3.8.1.1 Calcul du diamètre de l'axe du tambour de commande	53
La charge qui s'exerce sur l'axe du tambour de commande	53
Masse volumique du tambour	53
Calcul de volume	53
Calcul du nombre de tours par minute de l'axe du tambour de commande	54
Calcul du CP	54
Calcul du moment fléchissant M_f	54
Calcul du moment de torsion M_t	55
Calcul du moment idéal M_i	55
Calcul de module de résistance W	55
Pour le diamètre l'axe du tambour de commande	56
3.8.2 Tambour de contrainte	56
3.8.2.1 Calcul de diamètre de l'axe du tambour de contrainte	56
Calcul de la masse du tambour de contrainte	56
Calcul de volume du tambour	56
Calcul de la charge qui s'exerce sur l'axe du tambour de contrainte q_T	57
Calcul de moment fléchissant M_f	57
3.9 Choix de palier et de roulement	58
3.9.1 Pour l'axe du tambour moteur	59
3.9.2 Pour l'axe Tambour de contrainte	59
La vitesse de rotation	59
Conclusion	59

Chapitre 4 Simulation par SOLIDWORKS

4.1 Généralités	60
4.2 Présentation du logiciel utilisé SolidWorks	61
4.3 SolidWorks Simulation	61
4.4 Simulation d'Arbre du tambour moteur	62
Propriétés du matériau	63
Actions extérieures	63
Résultats de l'étude	65
CONCLUSION GENERALE	69

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Depuis l'aube de l'humanité, l'homme n'a pas cessé d'inventer et de développer pour faciliter sa vie quotidienne, pour cela il lui a fallu remplacer son travail manuel par la machine.

Le mode d'acheminement intermittent par rails ou camions n'a pu résister longtemps à la forte pression tendant à l'augmentation considérable du volume des exploitations, notamment lorsque la mise en œuvre d'un puissant matériel impose obligatoirement la modification du mode d'évacuation du produit

Les engins de transport continu s'imposent notamment dans la manutention rationnelle des produits en vrac et des charges isolées, dont leur importance ne cesse de croître.

Ces types de transporteurs sont très répandus car ils assurent la continuité de la chaîne de production et ils augmentent considérablement la productivité.

Parmi plusieurs types de transporteurs existants, il Ya les convoyeurs à bande à qui font l'objet de notre projet.

Notre travail est localisé au niveau de la cimenterie SCMI de MEFTAH située à wilaya de Blida.

Notre travail est de trouver une solution à ces problèmes. Nous avons donc suggéré d'utiliser un convoyeur à bande réversible au lieu de le camaïeu.

Le projet est axé au niveau des transporteurs à bandes du complexe qui assure le transport de la matière première au niveau du complexe et, assure le transport du produit entre les différents dispositifs de production.

Enfin, les transporteurs assurent l'acheminement du produit fini vers les zones de stockage et de distribution.

Notre travail s'articulera autour de plusieurs volets principaux : après une recherche bibliographique sur les types de convoyeurs et leurs caractéristiques. La définition des principaux éléments des convoyeurs à bande, puis nous avons fait un calcul pour choisir le type de chaque élément de notre convoyeur à bande. Une simulation de l'axe du tambour moteur a été faite en utilisant le logiciel SOLIDWORKS.

Chapitre 1

Généralités sur les convoyeurs

1. présentation de la cimenterie de Meftah :

1.1. Présentation :

La SCMI est une entreprise algérienne filiale du groupe GICA, spécialisée dans la fabrication de ciment. Le réseau national de la SCMI lui permet de fournir ses produits sur tout le territoire. Son procédé de fabrication spécifique procure à son ciment une excellente qualité respectant les normes internationales de fiabilité et de respect de l'environnement. La culture de SCMI repose sur les valeurs fondamentales de respect, de confiance, de responsabilité et d'autonomie. Dans la fabrication du ciment il existe deux voies de production, la voie humide et la voie sèche. Dans la cimenterie de MEFTAH seule la voie sèche est utilisée.



Figure 1.1 : la vue du SCMI

1.2. Localisation :

La Cimenterie de MEFTAH est localisée à proximité de la route nationale n°29, Reliant la commune de MEFTAH à celle de KHEMIS-EL-KHECHNA.

Elle est implantée dans la commune de MEFTAH, DAIRA de MEFTAH, Wilaya de Blida. Elle est située à 27km au sud-est d'Alger.

Elle est à une dizaine de kilomètres de la gare d'Oued SMAR et à une quinzaine de kilomètres de l'aéroport international d'Alger

1.3. Historique :

La cimenterie est implantée dans la commune de MEFTAH, daïra de MEFTAH, Wilaya de Blida. L'usine est située à 60 m au-dessous du niveau de la mer, la carrière à 150 m. Le projet s'est inscrit dans le cadre du plan quadriennal 1970-1973, il a été individualisé par décision n° 71-20 DI du 10 mars 1971, la formule de réalisation retenue est celle du lot par lot, par l'ingénieur conseil canadien SURVEYER NENNINGER et CHENEVERT (S.N.C).

Date de mise en service:

- 31 janvier 1975: démarrage de l'atelier cru.
- 06 mai 1975: allumage du four.
- 01 septembre 1975: production de ciment.
- Commercialisation du ciment: 06 novembre 1975.

1.4 Etude descriptive de la chaîne de fabrication :

1.4.1 Définition :

Ciment est un liant hydraulique obtenu par cuisson d'un mélange de calcaire et d'argile, puis broyage. La plupart des ciments sont à base de clinker et d'ajouts. Le ciment s'emploie le plus souvent sous forme de poudre : mélangé avec de l'eau, il fait prise et permet d'agglomérer entre eux des sables et des granulats (sable ou graviers), pour constituer de véritables roches artificielles, les bétons ou les mortiers.

1.4.2 Les composants du ciment :

Le ciment est fabriqué généralement à partir d'un mélange de :

- Calcaire (CaCO_3).
- Argile ($\text{SiO}_2 - \text{Al}_2\text{O}_3$).
- Sable.
- Fer.



Figure 1.2 : les composants du ciment

Le processus de fabrication du ciment consiste à « cuire » à haute température (1450°C), un mélange de calcaire et d'argile, convenablement dosé et broyé sous la forme d'une « Farine crue » pour le transformer en « clinker ». Le clinker est un produit granuleux qui après broyage fin avec des ajouts convenablement choisis (du gypse, tuf), devient le ciment bien connu de tous, pour les maçonneries, les travaux du bâtiment et les ouvrages d'art... La majorité des cimenteries modernes utilisent le procédé dit « en voie sèche », qui est le plus économique en consommation d'énergie (environ 0,9 KWh, par kg de clinker). C'est le procédé que nous retiendrons pour la suite du travail.

1.4.3 Le processus de fabrication du ciment :

La figure (I.3) : représente un schéma synoptique qui résume les différentes étapes du processus de fabrication du ciment.

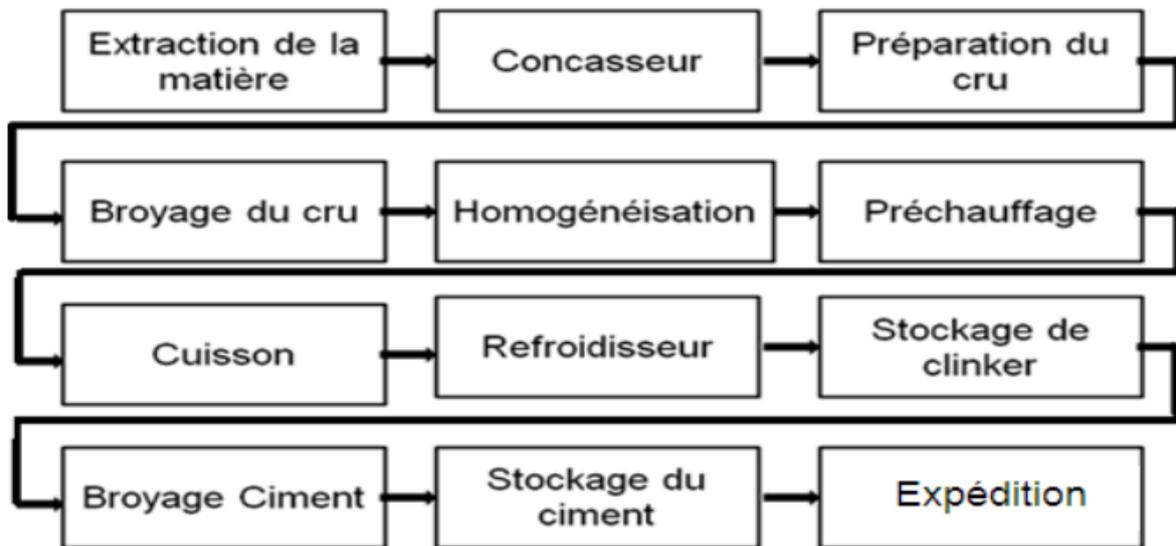


Figure 1.3 Schéma synoptique du processus de fabrication du ciment.

Ce processus de fabrication du ciment est divisé en cinq zones

- Zone I : Carrière calcaire.
- Zone II : Broyeur Cru.
- Zone III : Cuisson.
- Zone IV : Broyeur Ciment.
- Zone V : Expédition.

2. Généralités sur les convoyeurs :

2.1 Historique :

2.1.1 Introduction :

La première invention des transporteurs à bande dépend de l'époque des Antiquités (Egypte) ainsi que le principe de transmission par des courroies.

Une des premières constructions du convoyeur à bande est décrite en 1795 par OLIVER EVANS, il s'agit d'une bande plate continue, en cuir tendre fin ou en toile enveloppant deux tambours se mouvant dans un caisson ou une auge.

C'est en Russie que furent publiées les premières indications concernant l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers. Un article faisant part de l'invention d'une machine de transport sans fin par ALEXANDRE LOPATINE en 1859, appelée « Transporteur de sable ».

Le transporteur de sable de LOPATINE présentait toutes les parties essentielles du convoyeur à bande moderne, reconnu actuellement comme la machine de transport la plus parfaite.

Il comprenait une bande sans fin, un tambour de commande et un tambour d'extrémité, une transmission, un cadre et ce qui est le principal, des galets porteurs. C'était le premier convoyeur à bande, dans l'histoire, destiné à transporter les roches aussi bien dans les ouvrages à ciel ouvert que dans l'industrie minière en général.

Le transporteur de sable, actionné par une transmission à câble entraînant le tambour de commande, utilisait la force motrice, soit de l'eau, par l'intermédiaire d'une roue hydraulique, soit celle fournie par un cabestan à cheval, Toutes les pièces portantes de la bande étaient exécutées en bois.

Dans part en 1868 les deux personnes LISTER ET VESTMACOT construisent le premier convoyeur dans les docks de MERSEY au port de LIVERPOOL. Il s'agit d'un transporteur de charges en vrac, sous forme d'auge avec une bande constituée par deux couches de toile caoutchoutée sur galets concaves.

En 1885 (ANGLETERRE) : mise au point du support à trois galets (en auge) par THOMAS ROBINS avec revêtement en caoutchouc pour protéger la corde du tissu de la bande du convoyeur.

Actuellement, le convoyage représente le moyen de transport mécanique le plus perfectionné qui soit pour le transport des grandes masses, dans les travaux miniers souterrains et à ciel ouvert ainsi que sur les chantiers des grands édifices hydrotechniques.

Le mot « convoyeur » n'étant pas un mot russe, toute porte à croire que les Russes n'ont aucun rapport avec l'invention de l'appareil. Néanmoins, l'histoire du développement du convoyage montre que la contribution des Russes, dans la création et l'utilisation des convoyeurs à bande, n'est nullement inférieure à celle des peuples des pays évolués de l'Europe occidentale et de l'Amérique du Nord.

2.2 Définition du convoyeur :

Les convoyeurs sont des dispositifs mécaniques ou des ensembles utilisés pour déplacer des articles ou des colis avec un minimum d'effort. Ils sont généralement constitués de cadres qui supportent des rouleaux, des roues ou des courroies et peuvent être alimentés par un moteur ou des dispositifs manuels. Ils sont également utilisés pour déplacer des matériaux en vrac, tels que du gravier ou des granulats

Le convoyeur facilite les tâches de réception et d'expédition de la marchandise. Il est également approprié pour alimenter les postes de travail et évacuer les produits finis.

Les convoyeurs sont employés dans de nombreux procédés technologiques tels que le transfert de pièces, de sable, des produits alimentaires, des sacs de ciment, des bagages de voyage.

Le rôle du convoyeur est donc de remplacer le travail de l'ouvrier qui trouve beaucoup de peine à accomplir ses tâches, fournissant un déplacement beaucoup plus rapide du produit influençant directement sur la productivité.

2.3 Types et domaine d'utilisation des convoyeurs:

2.3.1. Convoyeurs pneumatiques :

2.3.1.1 Aéroglisteurs :

Les aéroglisteurs sont un moyen de transport bien adapté aux matériaux en poudre. On les trouve dans tous les secteurs d'une cimenterie et particulièrement dans les installations de broyage, autour du séparateur. C'est un moyen de transport fiable, relativement économique et a un potentiel de développement certain. Ci-dessous, une photo d'un aéroglisteur



Figure 1.4 : convoyeur d'aéroglisteur.

2.3.1.2 Convoyeurs à Air Lifts :

Les convoyeurs utilisant un flux d'air orienté pour déplacer des charges légères. Une chambre est mise sous pression par ventilateur centrifuge. L'une des parois de cette chambre reçoit des ouïes au travers lesquelles la pression statique de l'air (déplacement lent) se convertit en pression dynamique (vitesse plus élevée)

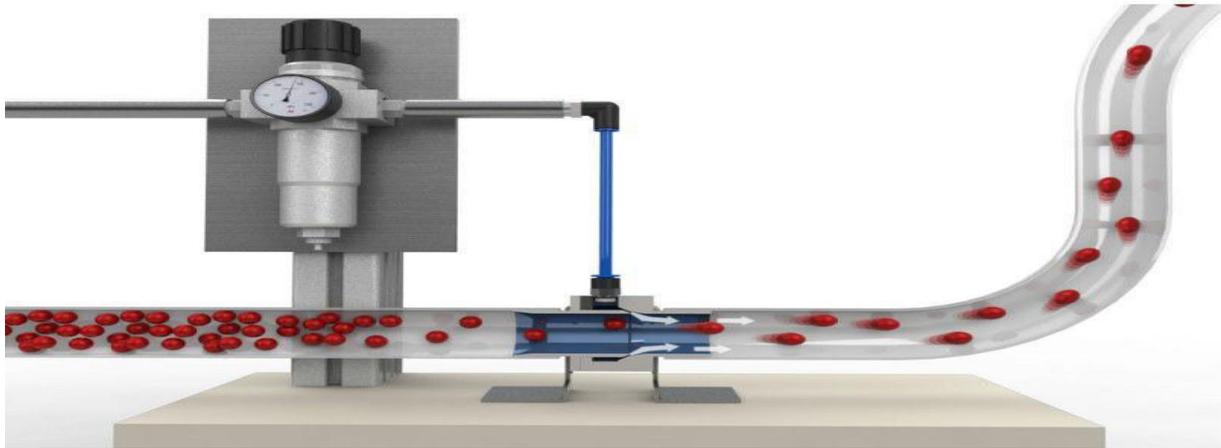


Figure 1.5 : Convoyeur à air

2.3.2 Convoyeurs métalliques :

Il existe plusieurs types de transporteurs métalliques cités comme suite :

2.3.2.1 Elévateurs à godets :

Les élévateurs à godets sont les plus anciens pour le transfert vertical même pour des hauteurs élevées. Les élévateurs à godets sont utilisés pour le transport des produits en vrac, étant en état poussiéreux, en grains ou en petits morceaux. Ils sont utilisés dans l'industrie chimique, sidérurgique ou alimentaire.

Les élévateurs à godets peuvent être utilisés partout où des charges pondéreuses (sable, blé, charbon...) doivent être montées verticalement.

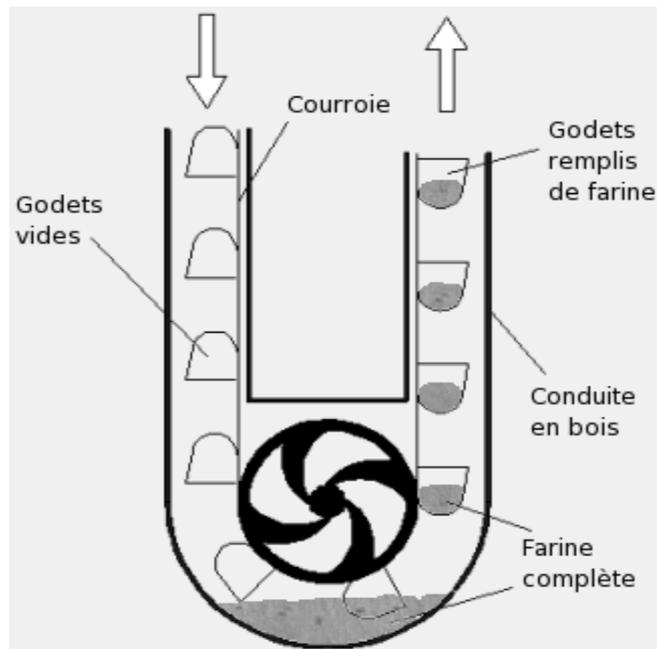


Figure 1.6 : Elévateur à godets

2.3.2.2 Vis sans fin :

Un transporteur à vis est un système de transport de matériau faisant appel au principe de la vis d'Archimède. Le transporteur, aussi appelé convoyeur, peut s'appuyer sur deux types de vis (ou spirales) différents avec ou sans âme. Le type avec âme est le plus couramment utilisé, alors le type sans âme pour sa part est davantage utilisé pour convoier des matières collantes qui ne peuvent donc pas s'enrouler autour de l'axe et permet donc un transport de matière plus importante.

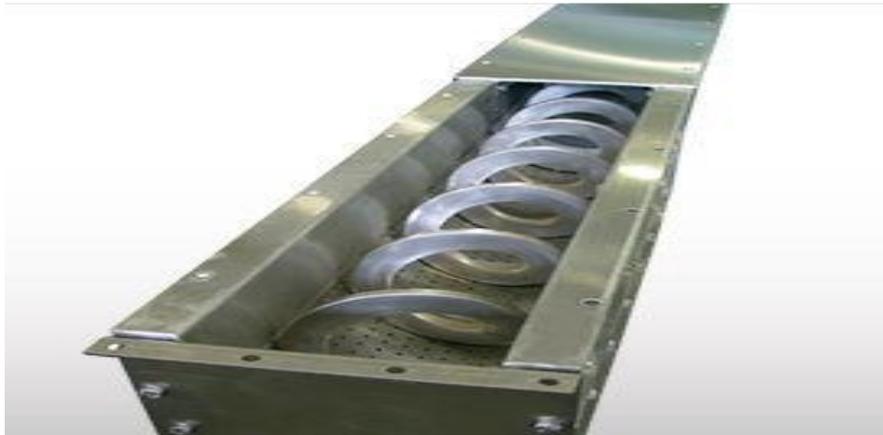


Figure 1.7 : Convoyeur à vis sans fin

2.3.2.3 Convoyeurs à chaînes :

Equipés d'une ou plusieurs chaînes selon la difficulté de convoyage du produit, ils sont dotés d'une structure métallique très robuste. Ces convoyeurs permettent de traiter des produits en vrac, humides ou secs, sur des grandes distances et à très gros débits. Ils ont l'avantage de pouvoir transporter ces produits avec une très bonne étanchéité et un faible encombrement par rapport au volume transporté. On retrouve les convoyeurs dans de nombreuses industries (minérales, chimiques, alimentaires, fabrication de papier et de verre, etc.).

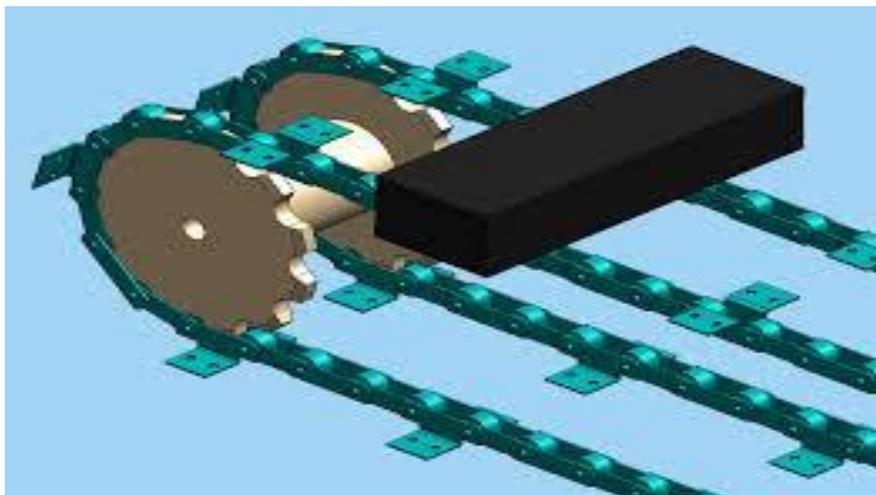


Figure 1.8 : Convoyeur à chaînes.

2.3.2.4 Convoyeur à rouleaux :

Ils sont utilisés pour le transport ou l'accumulation des produits suffisamment longs pour ne pas tomber entre deux rouleaux. Les colis à transporter doivent être également à fond plat et rigides.



Figure 1.9 : Convoyeur à rouleaux

2.3.2.5 Convoyeurs magnétiques :

Un convoyeur magnétique est une bande transporteuse dont la partie inférieure aimantée attire les éléments ferreux dispersés dans d'autres matières.

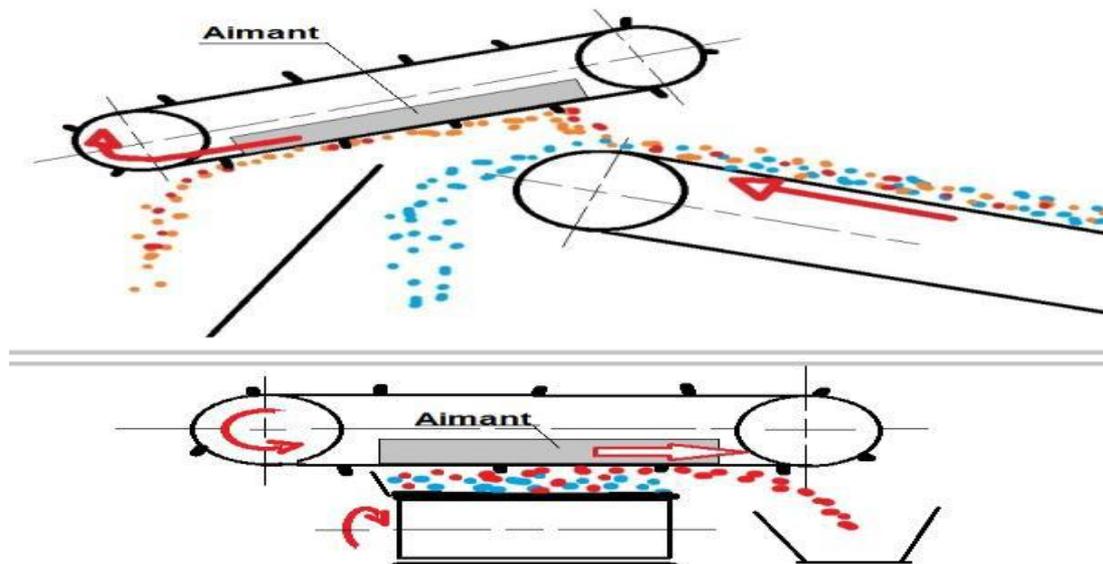


Figure 1.10 : Convoyeur magnétique

2.3.2.6 Convoyeur à pas de pèlerin :

C'est le cas du système où le produit avance pas à pas. Le mécanisme décrit un rectangle : montage et levage du produit / avance avec le produit / descente et pose du produit / retour à vide. Ce système est employé pour transporter les pièces le long des lignes d'usinage composées par une ou plusieurs stations placées en série. Son utilisation est convenait

lorsqu'il faut transporter les pièces d'une station à la suivante par une simple translation, sans utiliser d'autres manipulateurs afin de positionner la pièce sur la machine.
Le convoyeur à pas de pèlerin est indiqué surtout pour la manutention de pièces à géométrie axiale symétrique, où la longueur axiale est plus grande que la dimension du diamètre.

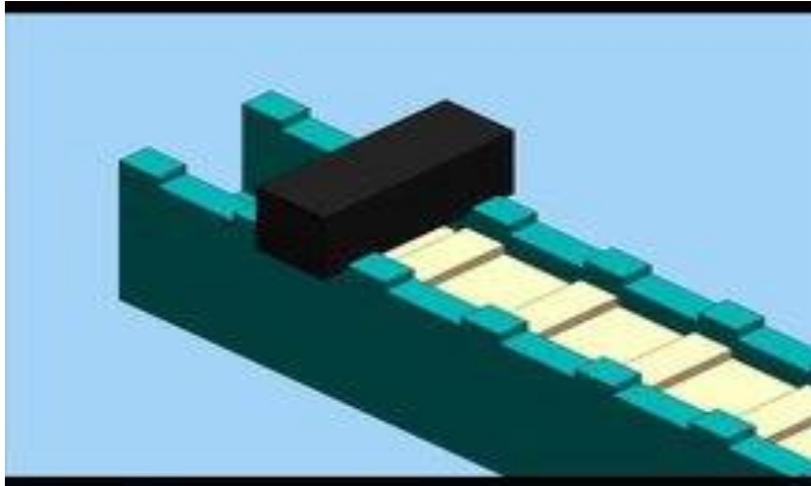


Figure 1.12 : Convoyeur à pas de pèlerin

2.3.2.7 Convoyeur à tambour :

Convoyeur à bandes avec moteur tambour intégré dans la structure du convoyeur. La technologie avec tambour moteur permet d'intégrer le motoréducteur dans le rouleau d'entraînement, et ainsi de diminuer l'encombrement



Figure 1.12 : Convoyeur à tambour moteur

2.3.2.8 Convoyeur à raclettes :

C'est pour le transport des copeaux très fins ou même de poudre. Le convoyeur est équipé d'une double chaîne au pas de 38 mm avec lamelles de raclage. Le système de raclage inférieur avec raclettes démontables et interchangeables s'adapte à tout type d'environnement et d'application.



Figure 1.13 : Convoyeur à raclettes.

2.3.3 Convoyeur à bandes :

2.3.3.1 Convoyeur à bandes métalliques :

Ces convoyeurs sont principalement utilisés dans le domaine de la métallurgie, ils permettent de transporter des pièces coupantes, abrasives, lourdes et à des températures élevées. Ces convoyeurs sont particulièrement adaptés à l'évacuation des chutes de découpe et de copeaux métallique et non ferreux les rendant incompatibles avec un convoyeur magnétique.

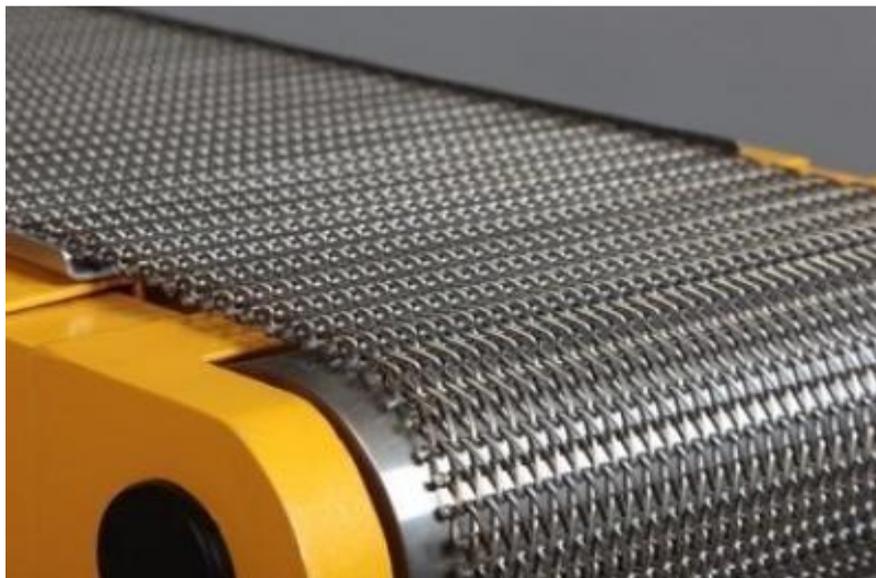


Figure 1.14 : Convoyeur à bandes métalliques.

2.3.3.2 Convoyeur à bandes textile :

Les bandes transporteuses à carcasse textile ont, suivant leur domaine d'utilisation, des revêtements avec différentes propriétés ainsi que des carcasses textiles à un ou plusieurs plis. Ce sont des produits endurants pour une multitude d'opérations de transport dans la construction mécanique en général, ainsi, que dans de nombreux autres secteurs industriels



Figure 1.15 : Bande en textile

Chapitre 2

Description de l'équipement de convoyeur à bande

Introduction :

Les convoyeurs à bande sont caractérisés par le type de bande transporteuse utilisée (matériaux, texture, épaisseur) et par la position du groupe de motorisation (central ou en extrémité).

Dans tous les cas, un convoyeur à bande se compose :

- a) D'un tambour de commande.
- b) Moto réducteur.
- c) Les stations rouleau.
- d) D'un châssis porteur.
- e) D'une bande transporteuse.

2.1 La Bande :

2.1.1 Bande Caoutchoute :

- **Définition :**

La bande transporteuse est une courroie sans fin qui a été conçue à partir des techniques acquises dans la fabrication des câbles métalliques, textiles, synthétiques et à partir de l'exploitation des différents types de caoutchouc découverts.

- **Caractéristique :**

La bande transporteuse doit présenter les qualités suivantes :

- Assure un rapport force- poids élevé.
- une excellente élasticité.
- une bonne aptitude à la mise en auge.
- Une résistance à l'action des matériaux abrasifs, aux frottements dus à la mise en vitesse des matériaux à la chaleur, aux chocs et au pliage.

- **Armatures de la bande (carcasse) :**

Les armatures les plus utilisées dans la construction des bandes sont les nappes en corde de coton, les plis de tissus de coton ou synthétique en nombres de résistance variables.

- **Bande caoutchouc à carcasse textile :**

La carcasse est constituée d'un tissu synthétique appelé EP. Dans le sens longitudinal (chaîne) les fibres sont en polyester (E) et dans le sens transversal (trame) elles sont en polyamide (P).

- **Structure :**

- 1- revêtement supérieure
- 2- carcasse
- 3- Plis textile
- 4- couche « skim coat »
- 5- revêtement inférieur

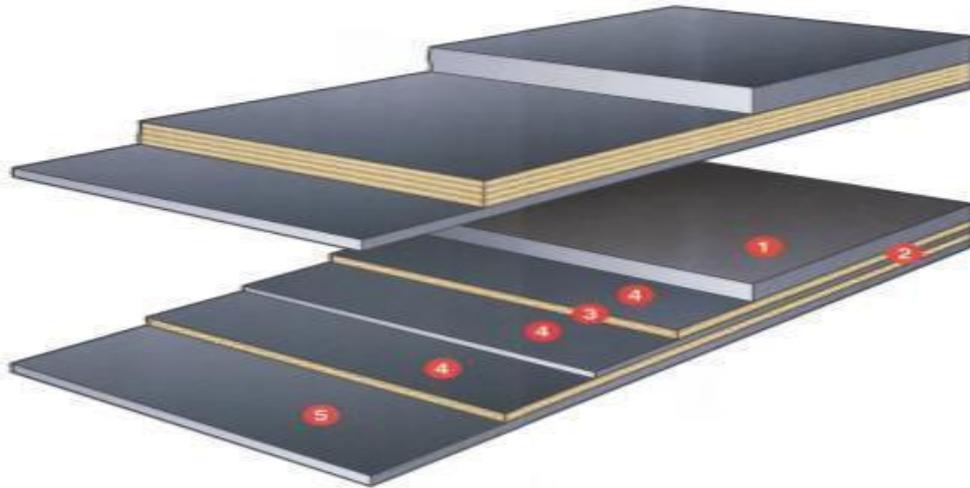


Figure 2.1 : La structure d'une bande à carcasse textile

- **Skim coat :**

Cette couche de liaison qui enveloppe les plis permettent :

- D'assurer une bonne liaison qui enveloppe plis /plis et revêtement /plis.
- De transmettre et de répartir les tensions entre les plis.
- D'absorber et de répartir les efforts dus aux impacts.
- Certains revêtements résistent à la déchéance due à la température des matériaux chauds ou à l'action des produits chimiques.

2.1.2 Bande caoutchoutée en nappes des câbles :

Elle est constituée de plusieurs plis en acier.



Figure 2.2 : Bande caoutchoutée avec câblots en acier

- **Recouvrement ou revêtement :**

Le rôle de revêtement est la protection de la carcasse contre :

- L'usure due au frottement résultant de la mise en vitesse des matériaux, de fait de leur mouvement relatif sur les bandes aux points de chargement.
- L'impact des blocs lourds, coupants.
- L'influence des agents extérieurs, humidité ensoleillement, gel ...etc.

2.1.3 Bande métallique :

La bande métallique peut manutentionner des matières chaudes, collantes, huileuses à arêtes vives et abrasives. Les excellentes propriétés de conductibilité thermique rendent idéale le transfert de chaleur à une large gamme de produits. (Congélation, refroidissement, séchage). La bande est généralement laminée à froid et peut être chromée, plastifiée ou caoutchoutée suivant la nécessité.

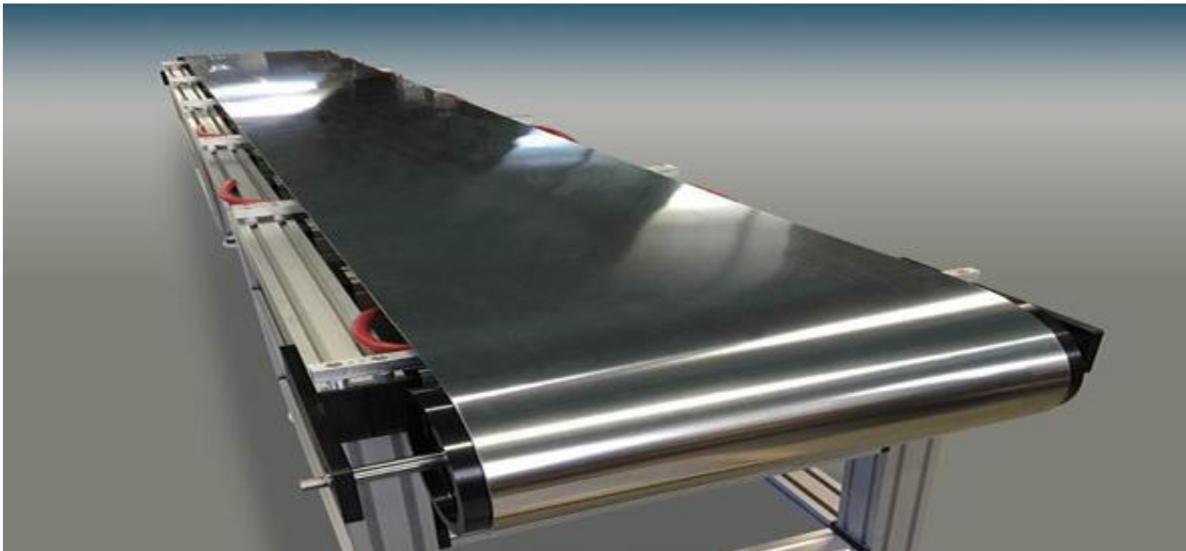


Figure 2.3 : Convoyeur à bande en métallique

2.2 Les Tambours :

Il existe cinq types de tambours :

2.2.1 Tambour de commande :

Tambour équipé de la motorisation du convoyeur à bande (tambour moteur) permettant l'entraînement de la bande.



Figure 2.4 : Tambour de commande

2.2.2 Tambour de contrainte :

Tambour placé en tête de convoyeur sous le tambour d'entraînement et permettant d'augmenter l'arc d'enroulement.



Figure 2.5 : Tambour de contrainte

2.2.3 Tambour de tension avec contrepoids :

Tambour équipé d'un contrepoids (masse), nécessaire à la mise en tension de convoyeurs de grandes longueurs.

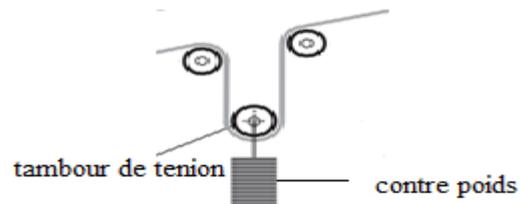


Figure 2.6 : Tambour de tension avec contre poids

2.2.4 Tambour de renvoi :

Tambour non moteur où la bande s'enroule pour revenir vers la tête motrice.



Figure 2.7 : Tambour de renvoi

2.2.5 Tambour d'inflexion :

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande



Figure 2.8 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur à bande

2.3 Stations :

Les ensembles successifs de rouleaux avec leurs supports tout au long du transporteur sont appelés stations.

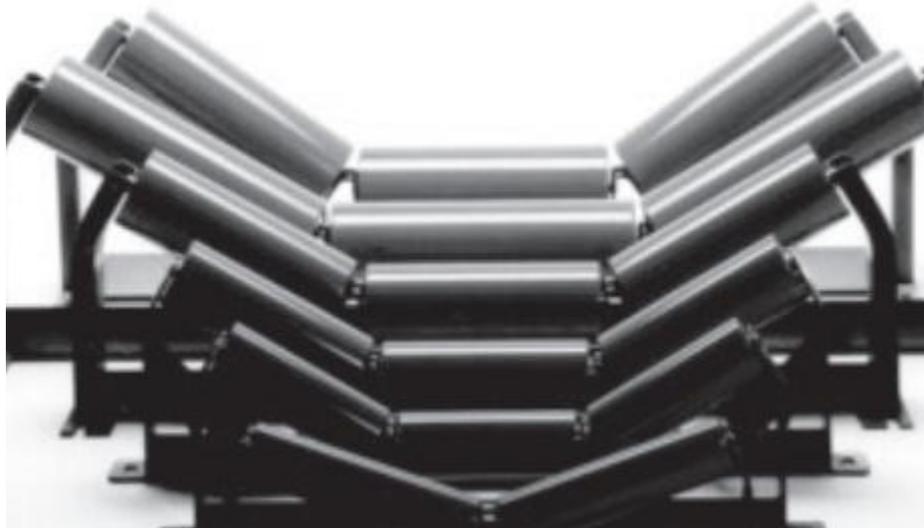


Figure 2.9 : Station d'un convoyeur à bande

2.4 Les Rouleaux :

Ils soutiennent la bande et, tournent librement et facilement sous la charge. Ce sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total. Il est fondamentale les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique

2.4.1 Les rouleaux porteurs en auge :

Les rouleaux porteurs en auge sont généralement fixés sur des pattes de fixation soudées à une traverse ou un châssis. L'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux varie entre 0° et 45° .

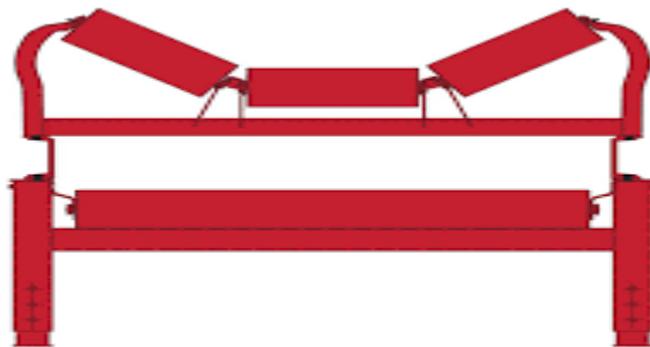


Figure 2.10 : Rouleaux porteur en auge

2.4.2 Les rouleaux supports inférieures :

Appel aussi brin de retour, ils peuvent comporter un seul rouleau sur toute la largeur ou bien deux rouleaux formant un "V" et inclinés à 10°.



Figure 2.11 : Rouleaux porteurs inférieurs.

2.4.3 Rouleaux amortisseurs :

C'est un modèle de base en acier muni de bagues qui sont destinées à résister aux efforts dus au choc du produit sur la bande. Ces rouleaux sont positionnés sous le brin porteur de la bande au point de chargement où tombe le produit transporté.



Figure 2.12 : Rouleaux amortisseurs

2.4.4 Rouleaux anticollants :

Ces rouleaux sont revêtus de bagues ou d'une gaine caoutchouc dont le but est d'empêcher l'adhérence du produit transporté.



Figure 2.13 : Rouleaux anticolmatants.

2.5 Dispositifs de nettoyage :

Le système de nettoyage de la bande doit faire l'objet d'une attention toute particulière de manière à réduire la fréquence des opérations de maintenance, notamment lorsque la bande transporte des produits humides ou collants. Un nettoyage efficace permet au convoyeur d'atteindre un maximum de productivité.

Il existe un grand nombre de types de dispositifs de nettoyage de la bande. Le plus simple est constitué d'une lame racleuse droite montée sur des supportent caoutchouc.



Figure 2.14 : Dispositifs de nettoyage

2.6 Capots pour convoyeurs :

Les capots pour convoyeurs ont une importance fondamentale lorsqu'il est nécessaire de protéger le produit transporté de l'air ambiant et d'assurer le bon fonctionnement de l'installation.



Figure 2.15 : Capots pour convoyeur

Chapitre 3

Calculs et dimensionnement

3.1 Problématique :

Les problèmes

-Beaucoup de mouvement par les camions et c'est conduit à des problèmes

Sont :

-Il y a un danger à personnel

-Gaspiller beaucoup de temps et de effort



Figure 3.1 : Le camion à concasseur

❖ Solution

Utilisé un convoyeur à bande qui se transmet l'argile

Dans cette partie, notre travail consiste à dimensionner un convoyeur à bande qui permettra de transporter du l'argile de concasseur à un broyeur sur une longueur de **36** mètres.

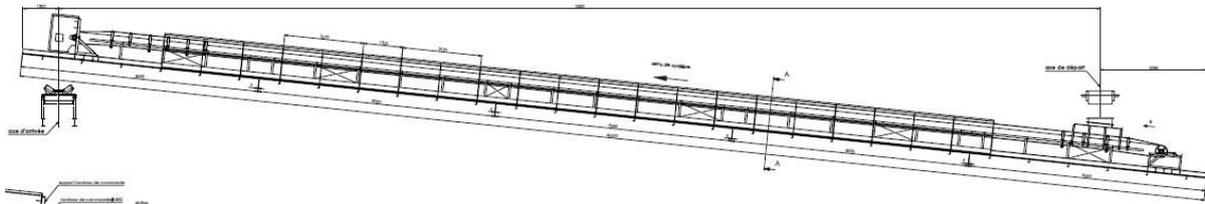


Figure 3.2 : Schéma d'un convoyeur à bande incliné

3.2 But du projet

Le but de ce projet est de déterminer les dimensions des composants du convoyeur à bande à partir des données qui nous ont été fournies. Nous calculerons les dimensions des axes des tambours et la largeur du tapis et les autres composants.

3.3 Produit transporté

Afin de dimensionner correctement notre convoyeur à bande une évaluation des caractéristiques du produit à manutentionner tels que les propriétés physiques et particulièrement de l'angle d'éboulement et de l'angle de talutage est nécessaire.

3.3.1 Propriétés physiques des produits

Le produit à transporter est l'argile dont ses caractéristiques physiques sont citées dans le tableau suivant :

Tableau (3.1) Propriétés physiques des produits [5]

Type	Masse volumique moyenne t/m ³	Granulométrie [mm]	Angle d'éboulement	Abrasivité	Corrosivité
Alumine	0.80-1.04	50-65	22°	C	A
Anthracite	0.96	60	27°	B	A
Argile sèche	0.96-1.20	60-75	35°	C	A
Baryte	2.88	180	-	A	A
Béton	2.08-2.40	130-150	-	C	A

A : non abrasif/non corrosif

B : moyennement abrasif/moyennement corrosif

C : très abrasif/très corrosif

3.3.2 : Les données :

3.3.2.1 : La masse volumique :

La masse volumique de l'argile varie entre : 0.96 et 1.20 t/m³

3.3.2.2 : La granulométrie de l'argile :

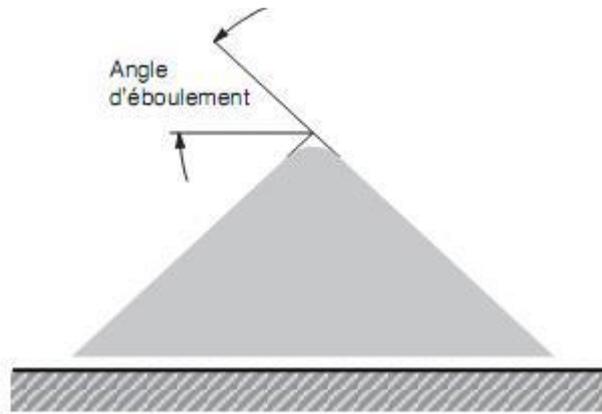
Les morceaux de l'argile sont variables entre 60 et 75 mm

3.3.2.3 : L'abrasivité et la corrosivité du produit transporté :

L'argile est très abrasive et non corrosive d'après le tableau (3.1)

3.3.2.4 : L'angle d'éboulement :

On appelle également "angle de frottement naturel", est l'angle que la ligne de pente du produit, mis en tas librement sur une surface plane, forme avec l'horizontale. $\varphi = 35^\circ$



3.3.2.5 : L'angle de talutage :

Est l'angle que forme l'horizontale avec la surface du produit lors de son transport sur une bande en mouvement. $\beta = 25^\circ$

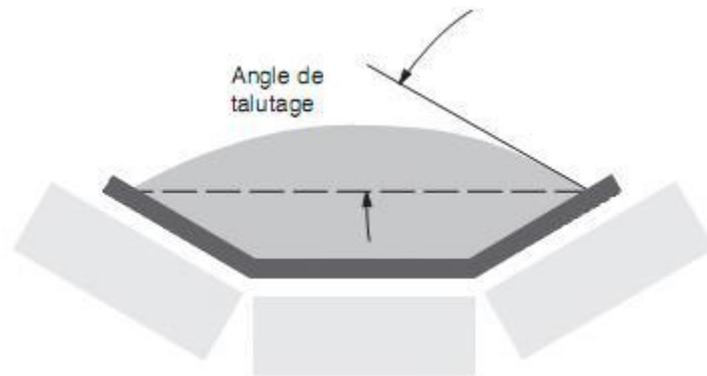


Figure (3.4) Angle de talutage

3.4 La bande :

La bande est la partie la plus importante du convoyeur. Il faut donc la choisir avec la plus grande attention, en étudiant d'abord le convoyeur afin de déterminer celle qui est la mieux adaptée à l'usage que l'on compte en faire (types de matériaux convoyés, vitesse de la courroie, pente, tension maximale, etc.). Les conditions d'utilisation, l'environnement de travail et les ressources nécessaires pour la maintenance constituent des facteurs très importants à considérer pour le choix de la courroie

3.4.1 Capacité volumétrique :

3.4.1.1 Le débit :

Le débit massique souhaité est de : 200 t/h

3.4.1.2 La vitesse linéaire de la bande :

La vitesse de la bande transporteuse :

$$v = 1.5 \text{ m/s}$$

3.4.1.3 Calcul du débit volumétrique :

$$I_V = \frac{I_M}{q_s}$$

$$I_V = \frac{200}{0.96} = 208.33 \text{ m}^3/\text{h}$$

Avec :

I_V = Débit volumétrique [m^3/h]

I_M = Débit massique souhaité [t/h]

q_s = Masse volumique de l'argile [t/m^3]

3.4.2 Quantité de produit par mètre linéaire :

$$q_g = \frac{I_V}{v}$$

$$q_g = \frac{200}{1.5 \times 3.6} = 37.038 \text{ Kg}/\text{m}$$

Avec :

q_g = Quantité de produit par mètre linéaire.

I_V = Débit massique souhaité.

v = Vitesse linéaire de la bande.

3.4.3 La largeur de la bande

On peut déduire la largeur du tapis en calculant le débit volumique

3.4.3.1 Calcul du débit volumétrique pour une vitesse de 1,5 m/s

$$I_{vt} = \frac{I_M}{v}$$

$$I_{vt} = \frac{208.33}{1.5} = 138.88 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tableau (3.2) La largeur de la bande selon le débit volumique théorique I_{vt} et l'angle d'éboulement λ .

Largeur de la bande [mm]	Débit volumique théorique I_{vt} [m ³ / h]				
	$\lambda = 20^\circ$	$\lambda = 25^\circ$	$\lambda = 30^\circ$	$\lambda = 35^\circ$	$\lambda = 40^\circ$
800	139.6	162.0	182.1	198.3	227.1
	173.6	194.4	212.7	226.8	252.0
	244.0	262.8	278.2	290.1	306.0
	275.0	299.1	313.2	322.9	334.8
	324.0	339.4	352.4	359.2	367.9
1000	227.1	263.8	296.2	322.9	368.6
	281.1	315.3	345.6	368.6	408.6
	394.9	425.5	450.7	469.8	494.6
	444.9	483.8	506.5	522.0	541.0
	532.4	548.6	569.1	580.6	594.0

A partir du Tableau (3.2) la valeur la plus proche du résultat obtenu est :

$I_{vt} = 198.3 \text{ m}^3 / \text{h}$ Ça correspond à une bande de **800 mm** pour $\lambda = 35^\circ$

3.4.4 Le poids de la bande par mètre

linéaire A partir le tableau (3.3) nous

concluons que :

Notre bande est d'une largeur de **800 mm** avec un poids par mètre linéaire de : **8.5 kg/m**

et d'une épaisseur de : **8.5 mm**

Tableau (3.3) Le poids approximatif de la bande en fonction de la largeur de bande [6].

Largeur de bande	Poids (kg/m)	Epaisseur totale (mm)
400	4	8
500	5	
650	6.5	
800	8.5	8.5
1000	13	11
1200	15	
1400	18.5	
1600	25	13

C'est la distance qui sépare deux stations porteuses supérieures ou bien celles qui portent le brin inférieur de la bande transporteuse. Comme l'indique la figure ci-dessous, elles sont respectivement indiquées par a_0 et a_u [5].

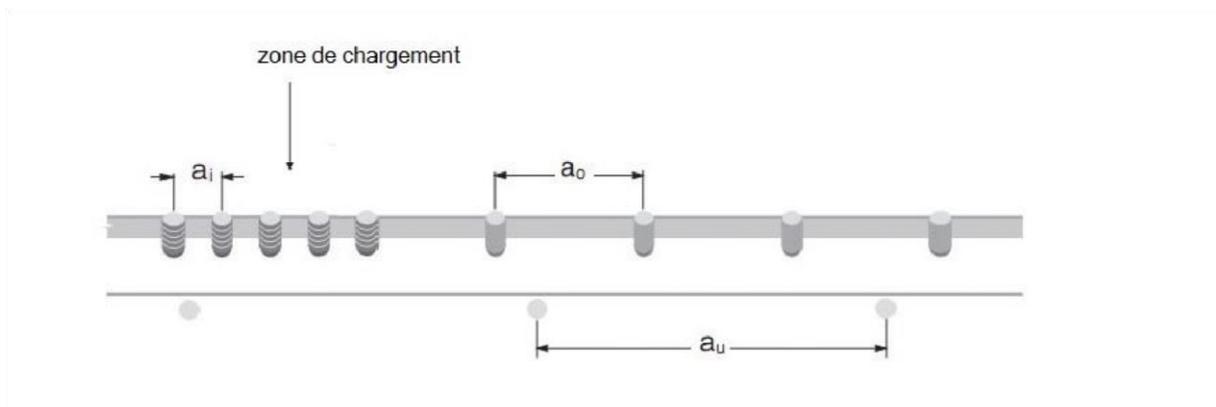


Figure (3.5) Ecartement des stations support.

Le tableau ci-après indique les différentes valeurs de l'écartement maximal préconisé :

Tableau (3.4) Ecartement maximal préconisé entre les stations [5].

Largeur de la bande [mm]	Ecartement maximal préconisé entre les stations [m]			
	Ecartement des stations supérieures selon la masse volumique du produit transporté [t/m ³]			Station inférieures [m]
	<1.2 [t/m ³]	De 1.2 à 2.0 [t/m ³]	>2.0 [t/m ³]	
300 400 500	1.65	1.50	1.40	3.0
650				
800	1.50	1.35	1.25	3.0
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200 1400 1600 1800	1.20	1.00	0.80	3.0

A partir du Tableau (3.4) de l'écartement entre les stations on a :

Ecartement des stations supérieures : $a_0 = 1.35 \text{ m}$

Ecartement des stations inférieures : $a_u = 3 \text{ m}$

L'écartement minimal entre les stations suspendues (a_i) est calculé de manière à éviter tout contact entre des guirlandes adjacentes, lors de l'oscillation normale des stations pendant le fonctionnement de la bande [5].



Figure (3.6) L'écartement minimal entre les stations suspendues.

$$a_i = \frac{a_0}{a_u} \quad (3.4)$$

$$a_i = \frac{1.35}{3.0} = 0.45 \text{ m}$$

3.5.1 Longueur de transition L_T

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

Sur cette section, 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 [5].

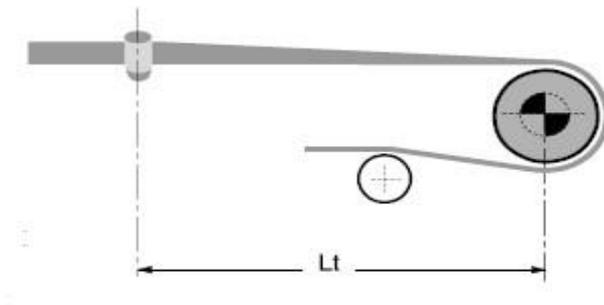


Figure (3.7) longueur de transition.

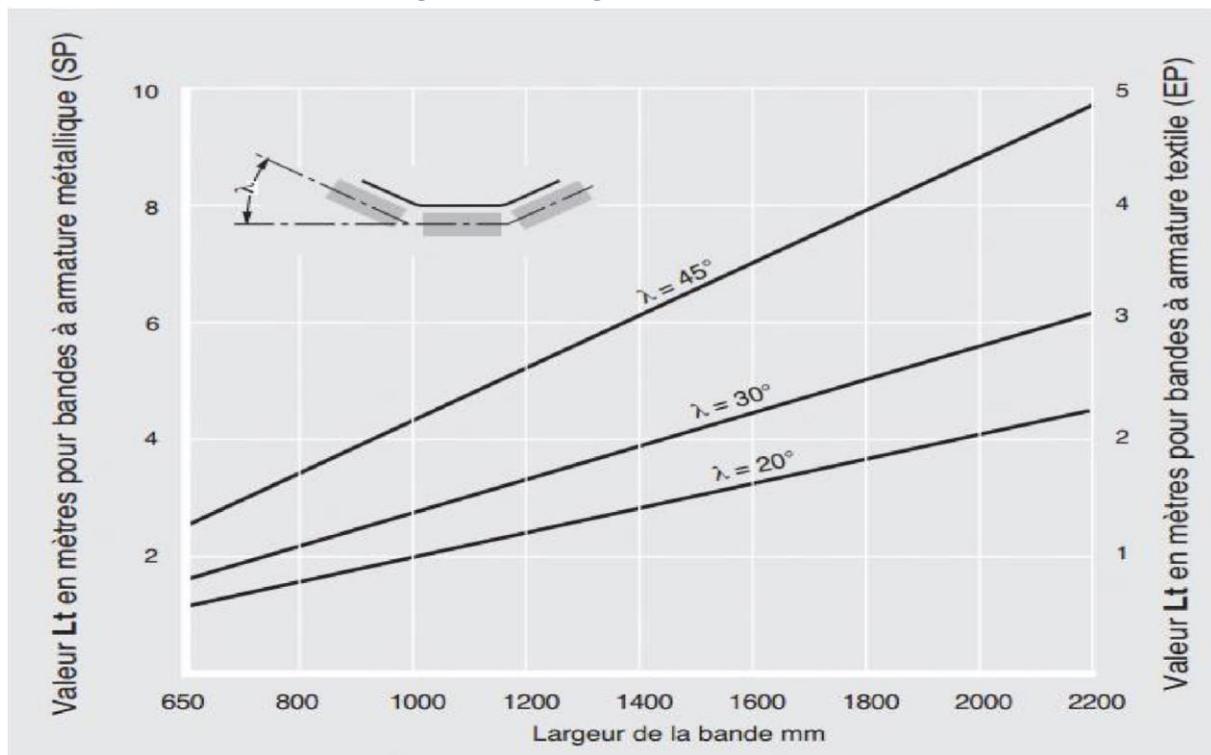


Figure (3.8) Longueur de transition L_T [5].

D'après la Figure 3.7 on trouve une valeur de $L_T = 1.2$ m pour une bande à armature textile avec un angle d'inclinaison des stations supérieures de 35° .

3.5.2 Choix des rouleaux

On peut déduire le diamètre des rouleaux à partir la largeur de la bande.

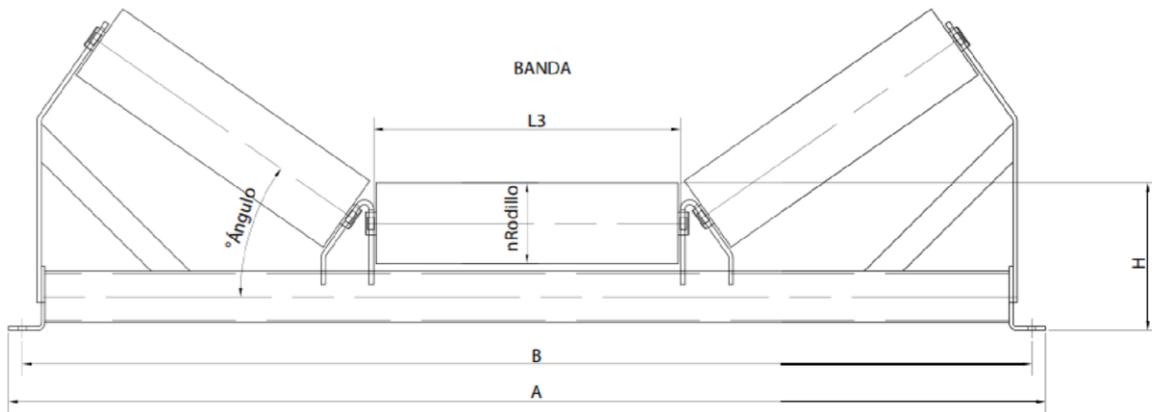


Figure (3.9) station-support supérieure.

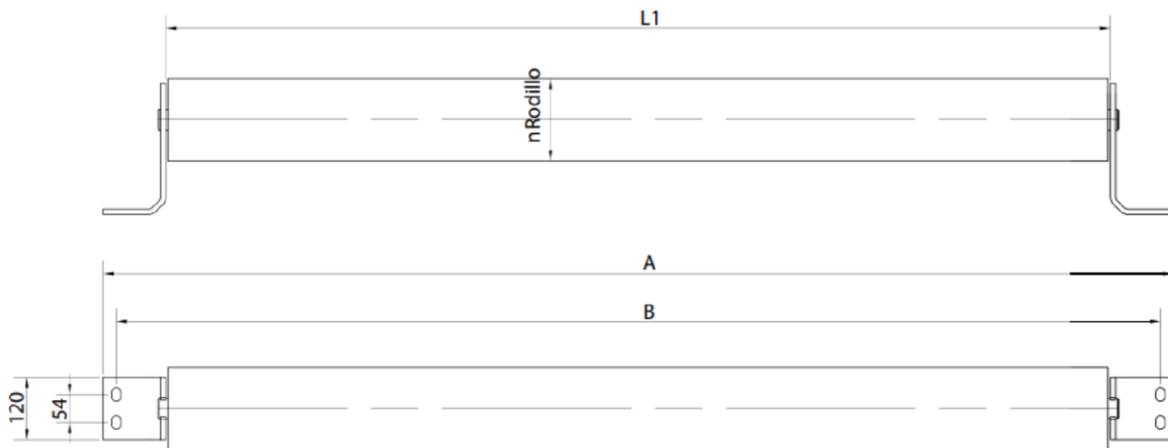


Figure (3.10) station-support inférieure.

Tableau (3.5) Conception selon **NORMES DIN22107 / ISO1537**. [6]

Bande	A	B	Rouleau Ø	H	L ₁	L ₂	L ₃
400	700	650	23.5	62	500	250	160
			89	75			
			108	85			
500	800	750	63.5	62	600	315	200
			89	75			
			108	85			
			133	100			
650	950	900	63.5	62	750	380	250
			89	107			
			108	85			
			133	100			
800	1150	1100	89	75	950	465	315
			108	85			
			133	100			
1000	1350	1300	89	75	1150	600	380
			108	85			
			133	100			
			159	130			
1200	1600	1550	108	85	1400	700	465
			133	100			
			159	130			
1400	1800	1750	133	100	1600	800	530
			159	130			
1600	2050	2000	133	100	1800	900	600

L1 : longueur des rouleaux dans les supports à un seul rouleau.

L2 : longueur des rouleaux dans les supports pour deux rouleaux.

L3 : Longueur des rouleaux dans les supports pour trois rouleaux

Du Tableau (3.5) le diamètre des rouleaux qui convient à a une bande de 800 mm de largeur avec une vitesse de 1.5m/s est du diamètre du rouleau de **89 mm**, avec une longueur de :

- 950 mm pour le rouleau inférieur.
- 315 mm pour le rouleau supérieur.

Dans notre cas nous avons un angle d'inclinaison des rouleaux de côté :

$\alpha = 35^\circ$ Donc pour les stations nous choisissons supports normaux, type SNLM, type en auge à 3 rouleaux (suivant PNE 53300) [9].

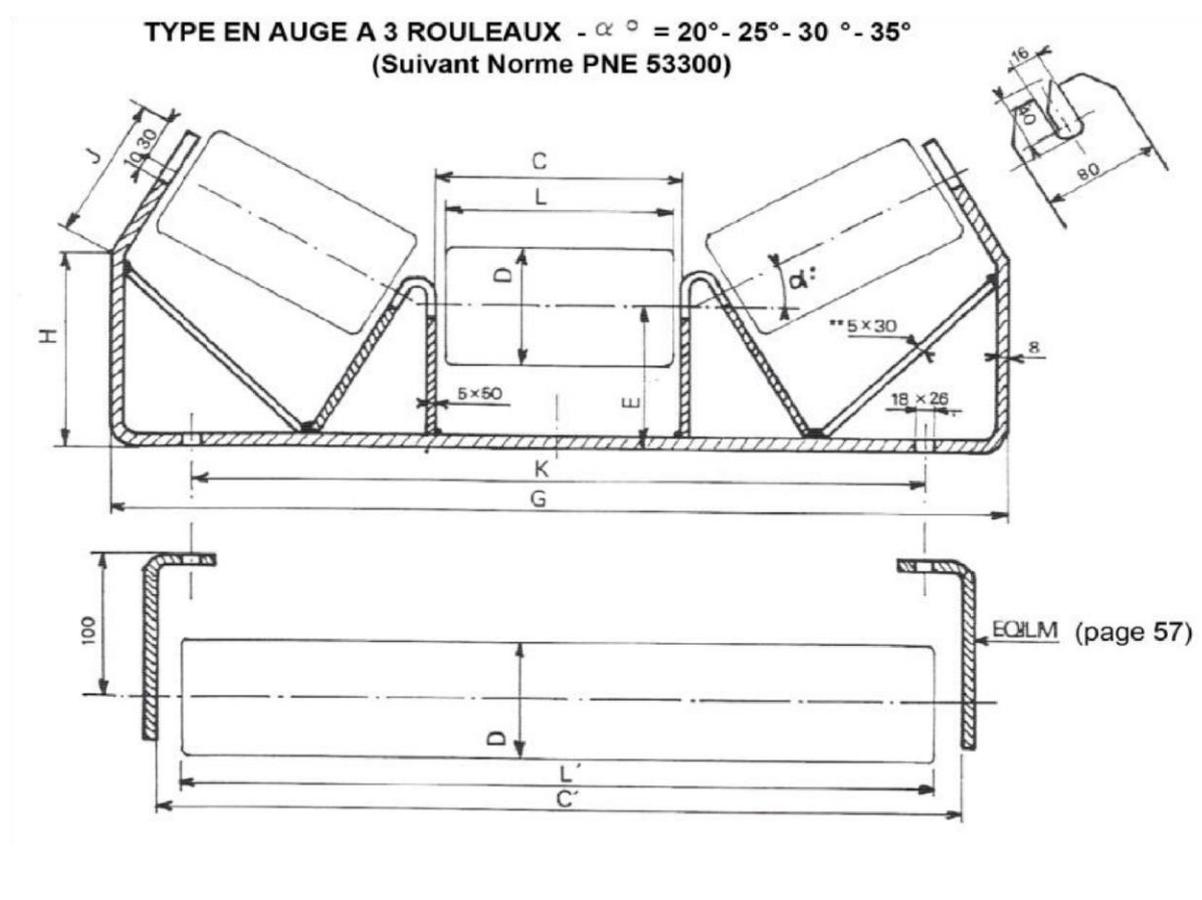


Figure (3.11) station-support supérieure et inférieure.

Tableau (3.6) type en auge à 3 rouleaux (suivant PNE 53300) [9].

BANDE	D	L	C	L'	C'	G	K	E	$\alpha^{\circ} = 20^{\circ}$			$\alpha^{\circ} = 25^{\circ}$			$\alpha^{\circ} = 30^{\circ}$			$\alpha^{\circ} = 30^{\circ}$		
									H	J	Poids									
350	(63,5) (70) 89 (102) (108)	125	133	425	458	500	416	100	90	99	5,32	110	95	5,48	125	95	5,65	138	98	5,84
400		150	158	475	508	570	466	100	99	99	5,80	119	97	5,99	135	97	14,00	149	102	6,40
500		190	198	575	608	680	566	100	121	90	6,58	139	93	6,82	155	97	7,04	169	106	7,30
600		230	238	675	708	800	666	100	129	97	7,42	149	101	7,69	165	109	7,96	182	118	8,25
650		240	248	725	758	830	716	100	133	96	7,65	152	102	7,92	169	110	8,19	185	121	8,48
700		255	263	775	808	890	766	100	113	123	8,04	139	124	8,34	160	130	8,64	178	140	8,94
800		290	298	875	908	980	866	100	139	107	8,68	161	115	8,99	183	124	9,34	201	137	9,69
800		133	285*	298	875	908	1000	866	125	139	136	9,93	166	138	10,30	191	144	10,62	213	154
900	320*		333	1015	1048	1100	1006	125	150	136	10,74	178	141	11,08	202	150	11,45	226	162	11,85
1000	355*		368	1115	1148	1210	1106	125	150	149	11,60	182	154	11,99	209	164	12,39	233	177	12,81
1200	425*		438	1315	1348	1400	1306	125	192	130	13,16	218	145	13,67	243	162	14,18	270	180	14,72

3.5.3 Calcul de la vitesse de rotation :

On peut calculer la vitesse de rotation du rouleau par la formule suivante :

$$V = \omega \times R \quad (3.5)$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30} \quad (3.6)$$

$$R = \frac{d}{2}$$

$$v = \frac{\pi d N}{60} \rightarrow N = \frac{v \times 1000 \times 60}{\pi \times d} = \frac{1.5 \times 1000 \times 60}{\pi \times 89}$$

$$N = 321.88 \text{ tr/mn}$$

V : vitesse linéaire m/s.

ω : vitesse angulaire en [rad/s].

R : rayon du rouleau en mm

N : vitesse de rotation en tr/mn.

d : Diamètre du rouleau en mm

Tableau (3.7) Vitesse maximale et nombre de rotations des rouleaux. [5]

Diamètre des rouleaux [mm]	Vitesse de la bande [m/s]	Rotation [tr/mn]
50	1.5	573
63	2.0	606
76	2.5	628
89	3.0	644
102	3.5	655
108	4.0	707
133	5.0	718
159	6.0	720
194	7.0	689

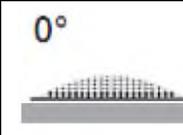
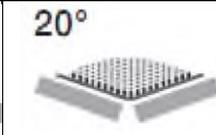
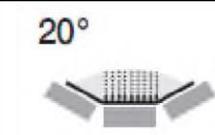
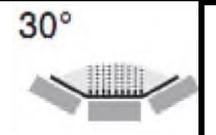
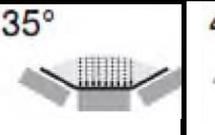
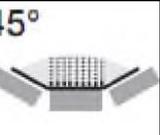
Le tableau ci-dessus montre que le rouleau avec un diamètre **89mm** peut supporter une vitesse linéaire maximale de **3.0m/s** et une vitesse de rotation maximale de **644tr/mn**. Dans notre cas nous avons la vitesse de rotation est de **321.88 tr/mn** qui est inférieure à celle indiquée dans le tableau.

3.5.4 Calcul des efforts statiques et dynamiques sur rouleaux supérieurs :

Pour calculer les efforts sur les rouleaux supérieurs, il faut tenir compte des caractéristiques de la bande transporteuse, de l'écartement des stations-support, de la charge maximale que doivent supporter et d'autres facteurs de correction. On a les caractéristiques de la bande :

Le poids : $q_b = 8.5 \text{ kg/m}$ et on suppose que la charge de rupture : 400 daN/cm

Tableau (3.8) Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte maximal F_p [5].

					
1.0	0.50	0.60	0.65	0.67	0.72

D'après le Tableau (3.8) Le coefficient de participation $F_p = 0.67$

Tableau (3.9) Coefficient d'utilisation [5].

Durée d'utilisation /jour	F_s
Moins de 6 heures par jour	0.8
De 6 à 9 heures par jour	1.0
De 10 à 16 heures par jour	1.1
Plus de 16 heures par jour	1.2

La durée de marche de notre convoyeur varie entre 10 et 16 heures par jour, donc d'après le Tableau (3.9) le coefficient d'utilisation $F_s = 1.1$

Tableau (3.10) Coefficient lié à l'environnement F_m [5].

Condition	F_m
Maintenance propre et régulière	0.9
Présence de produit abrasif ou corrosif	1.0
Présence de produit très abrasif ou corrosif	1.1

Notre produit à transporter est très abrasif, et d'après le Tableau (3.10), le coefficient lié à l'environnement pour un produit très abrasif ou corrosif est $F_m=1.1$

Tableau (3.11) Coefficient de choc F_d [5].

Granulométrie du produit [mm]	Vitesse linéaire de la bande [mm]						
	2.0	2.5	3	3.5	4	5	6
De 0 à 100	1	1	1	1	1	1	1
De 100 à 150	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18
De 150 à 300 En couche de produit fin	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33
De 150 à 300 Sans couche de produit fin	1.06	1.09	1.12	1.16	1.21	1.35	1.5
De 300 à 450	1.2	1.32	1.5	1.7	1.9	2.3	2.8

Tableau (3.12) Coefficient de vitesse F_v [5]

Vitesse de la bande [m/s]	Diamètres des rouleaux [mm]						
	60	76	89-90	102	108-110	133-144	159
0.5	0.81	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
1.0	0.92	0.87	0.85	0.83	0.82	0.80	0.80
1.5	0.99	0.99	0.92	0.89	0.88	0.85	0.82
2.0	1.05	1.00	0.96	0.95	0.94	0.90	0.86
2.5			1.01	0.98	0.97	0.93	0.91
3.0			1.05	1.03	1.01	0.96	0.92
3.5					1.04	1.00	0.96
4.0					1.07	1.03	0.99
4.5					1.14	1.05	1.02
5.0					1.17	1.08	1.00

En résumé on a :

- Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte $F_p = 0.67$
- Coefficient d'utilisation $F_s = 1.1$
- Coefficient de choc $F_d = 1$
- Coefficient lié à l'environnement $F_m = 1.1$
- Coefficient de vitesse $F_v = 0.92$

3.5.4.1 Effort statique

L'effort statique est donné par la relation suivante :

$$C_a = a_0 \times \left(q_b + \frac{I_M}{3.6 \times v} \right) \times 0.981 \quad (3.7)$$

$$C_a = 1.35 \times \left(8.5 + \frac{200}{3.6 \times 1.5} \right) \times 0.981$$

$$C_a = 60.30 \text{ daN}$$

Avec :

C_a : Effort statique sur les rouleaux supérieurs.

a_0 : Ecartement des stations-support supérieures.

q_b : Poids de la bande par mètre linéaire.

I_M : Débit massique.

v : Vitesse linéaire de la bande.

3.5.4.2 Effort dynamique

L'effort dynamique est donné par la relation suivante :

$$C_a^1 = C_a \times F_d \times F_s \times F_m \quad (3.8)$$

$$C_a^1 = 72.97 \text{ daN}$$

Avec :

C_a^1 : Effort dynamique sur les rouleaux supérieur.

C_a : Effort statique sur les rouleaux supérieurs.

F_d : Coefficient de choc.

F_s : Coefficient d'utilisation.

F_m : Coefficient lié à l'environnement

3.5.4.3 Effort sur les rouleaux centraux



Figure (3.12) L'effort sur le rouleau central d'une station porteuse supérieure.

L'effort calculé est donné par la relation suivante :

$$C'_a = C_a^1 \times F_p \quad (3.9)$$

$$C'_a = 72.97 \times 0.67$$

$$C'_a = 48.89 \text{ daN}$$

Avec :

C'_a : L'effort sur les rouleaux centraux.

C_a^1 : L'effort dynamique sur les rouleaux supérieur.

F_p : Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte.

3.5.5 Effort statique et dynamique sur les rouleaux inférieurs :

3.5.5.1 Effort statique :

$$C_r = a_u \times qb \times g \quad (3.10)$$

$$C_r = 3 \times 8.5 \times 9.81$$

$$C_r = 25.02 \text{ daN}$$

Avec :

C_r : Effort statique sur les rouleaux inférieurs.

q_b : Poids de la bande par mètre linéaire.

3.5.5.2 Effort dynamique :

$$C_{r1} = C_r \times f_s \times f_m \times f_v \quad (3.11)$$

$$C_{r1} = 27.85 \text{ daN}$$

Avec :

C_{r1} : L'effort dynamique sur les rouleaux inférieurs.

f_s : Coefficient d'utilisation.

f_m : Coefficient lié à l'environnement.

f_v : Coefficient de vitesse.

En choisissant la station inférieure avec des rouleaux ordinaires, l'effort Sur le rouleau inférieur sera de :

$$C_r = C_{r1} \times F_p$$

$$C_r = 27.85 \times 0.67 = 18.66 \text{ daN}$$

On peut donc choisir pour une bande de 800 mm, les rouleaux pour les stations-supports des brins supérieur et inférieur.

Tableau (3.13) caractéristique de rouleau PSV/1 [5].

Bande	rouleaux										
Largeur de la bande mm	dimensions mm			poids Kg		capacité de charge daN					
configurations 	B	C	A	parties tournantes total		vitesse de la bande m/s					
						0.5	1	1.5	2	2.5	3
400	160	168	186	1.7	2.2	226	179	157	142	132	124
300 500	200	208	226	2.0	2.5	226	179	157	142	132	124
400 650	250	258	276	2.3	3.0	226	179	157	142	132	124
500 800	315	323	341	2.7	3.6	226	179	157	142	132	124
300 650 1000	380	388	406	3.1	4.1	226	179	157	142	132	124
800 1200	465	473	491	3.7	4.9	226	179	157	142	132	124
400	500	508	526	3.9	5.2	226	179	157	142	132	124
1400	530	538	556	4.1	5.5	226	179	157	142	132	124
500 1000	600	608	626	4.6	6.1	204	179	157	142	132	124
1200	700	708	726	5.2	7.0	173	173	157	142	132	124
650	750	758	776	5.5	7.4	161	161	157	142	132	124
1400	800	808	826	5.8	7.9	150	150	150	142	132	124
800	950	958	976	6.8	9.2	126	126	126	126	126	124
1000	1150	1158	1176	8.1	11.0	104	104	104	104	104	104
1200	1400	1408	1426	9.7	13.2	85	85	85	85	85	85
1400	1600	1608	1626	11.0	15.0	75	75	75	75	75	75

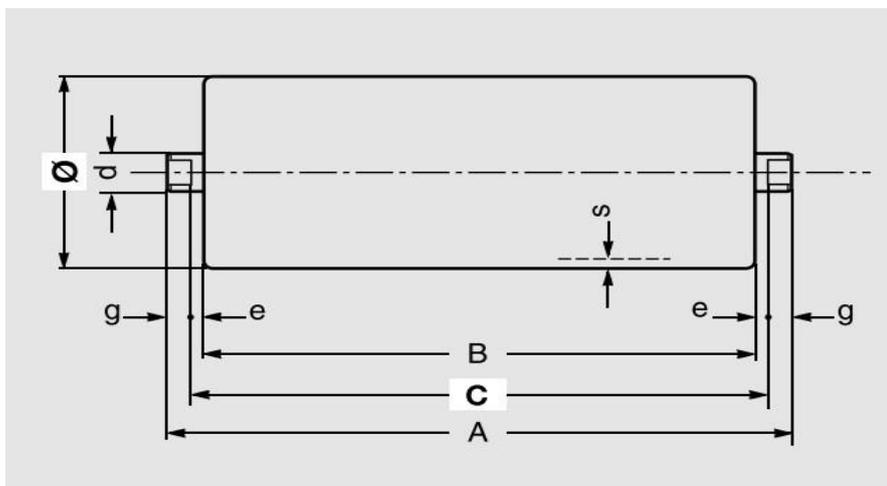


Figure (3.13) dimension d'un rouleau PSV/1

Avec :

$$\varnothing = 89\text{mm} / d = 20\text{mm} / s = 3\text{mm} / e = 4\text{mm} / g = 9\text{mm}$$

Donc à partir du tableau (3.13) :

- Rouleaux pour stations porteuses **PSV/1** du diamètre **89 mm**, avec roulements **6204**, longueur **323 mm** d'une capacité de charge de **157 dan** qui répond à l'effort de **48. 89 dan**.
- Rouleaux inférieure type **PSV/1**, du diamètre **89 mm**, avec roulements **6204**, longueur **958 mm** avec une capacité de charge de **126 dan** qui répond à l'effort de **18. 66 dan** .

3.6 Effort tangentiel et puissance absorbée :

Les tableaux suivants nous donnent les coefficients qui seront utiles pour le calcul de l'effort tangentiel :

Tableau (3.14) Coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe C_q [5].

Entre axe [m]	C_q
10	4.5
20	3.2
30	2.6
40	2.2
50	2.1
60	2.0
80	1.8
100	1.7

D'après le Tableau (3.14) le coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe est :

$$C_q = 2.2$$

Tableau (3.15) Coefficient de résistance passive en fonction de la température [5].

Température (C)	20°	10°	0°	-10°	-20°	-30°
Coefficient C_t	1	1.01	1.04	1.10	1.16	1.27

Dans notre cas : $C_t = 1$

Tableau (3.16) Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes [5].

Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes						
Convoyeur à bande horizontal	Vitesse m/s					
	1	2	3	4	5	6
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne standard	0.016	0.0165	0.017	0.018	0.02	0.022
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne élevé dans des conditions d'exploitation difficile	De 0.023 à 0.027					
Pièces tournantes d'un convoyeur présentant une déclivité avec un frein moteur et/ou un générateur	De 0.012 à 0.016					

Dans notre cas :

$$f = 0.0165$$

En résumé on a :

- Le coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe $C_q = 2.2$
- Coefficient de résistance passive en fonction de la température $C_t = 1$
- Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes $f = 0.0165$

Le tableau suivant nous donne les valeurs de P_{PRS} et de P_{PRI} pour calculer le poids des pièces tournantes supérieures et le poids des pièces tournantes inférieures :

Tableau (3.17) Les valeurs de P_{PRS} et de P_{PRI} (en kg) [5].

Largeur de la bande [mm]	Diamètre des rouleaux [mm]									
	89		108		133		159		194	
	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}
400	-	-								
500	5.1	3.7								
650	9.1	6.5								
800	10.04	7.8	16.0	11.04	-					
1000	11.07	9.1	17.08	13.3	23.5	17.5	-			
1200			20.03	15.7	26.7	20.7	-			
1400					29.2	23.2	-			
1600					31.8	25.8	-			
1800							47.7	38.8	70.5	55.5
2000							50.8	42.2	75.	60.1

Du Tableau (3.17), on a :

$$P_{PRS} = 10.04 \text{ kg} \quad P_{PRI} = 7.8 \text{ kg}$$

$$q_{RO} = \frac{P_{PRS}}{a_0} \text{ kg/m} \quad (3.12)$$

$$q_{RO} = \frac{10.04}{1.35} = 7.44 \text{ kg/m}$$

P_{PRS} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (kg).

q_{RO} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (kg/m).

$$q_{Ru} = \frac{P_{PRI}}{a_u} \text{ kg/m} \quad (3.13)$$

$$q_{Ru} = \frac{7.8}{3} = 2.6 \text{ kg/m}$$

P_{PRI} : Poids des pièces tournantes des stations inférieures (kg).

q_{Ru} : Poids des pièces tournantes des stations inférieures (kg/m).

Poids du produit par mètre linéaire : $q_G = 37.038 \text{ kg/m}$ (déjà calculé).

3.6.1 Efforts tangentiel total :

On a :

$$F_U = F_a + F_r \quad (3.14)$$

F_a = Efforts tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur.

F_r = Efforts tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur.

$$F_U = [l \times C_q \times C_t \times f (2q_b + q_G + q_{Ru} + q_{RO})] \times 9.81 \quad [5] \quad (3.15)$$

$$F_U = [36 \times 2.2 \times 1 \times 0.0165 ((2 \times 8.5) + 37.038 + 2.6 + 7.44)] \times 9.81$$

$$F_U = 821.46 \text{ N}$$

l : Longueur de l'entraxe.

C_q : Le coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe.

C_t : Coefficient de résistance passive en fonction de la température.

f : Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes.

q_b : Poids de la bande par mètre linéaire (kg/m).

q_G : Poids du produit par mètre linéaire (kg/m).

q_{Ru} : Poids des pièces tournantes des stations inférieures (kg/m).

q_{RO} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (kg/m).

3.6.2 Puissance d'entraînement absorbée

$$P = \frac{F_U \times v}{100 \times \eta} \quad (3.16)$$

$$P = \frac{821 \times 1.5}{100 \times 0.86}$$

$$P = 14.3 \text{ KW}$$

η : Rendement du convoyeur.

F_u : Effort tangentiel total.

v : Vitesse linéaire de la bande

3.7 La tension :

Il est nécessaire de prendre en considération les différentes tensions qui doivent être vérifiées dans un convoyeur ayant un système d'entraînement de bande motorisé.

3.7.1 Calcul des tensions :

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). On en déduit le couple nécessaire pour mettre en mouvement la bande à transmettre la puissance.

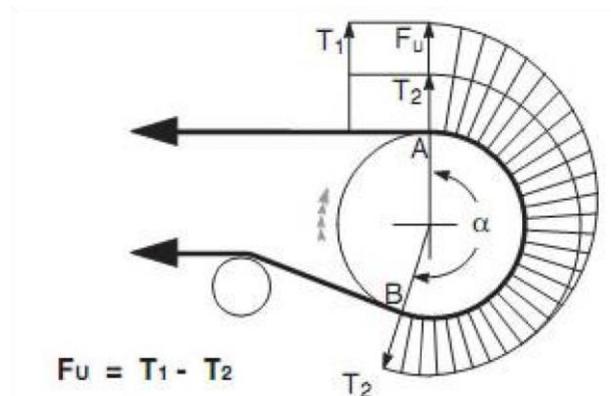
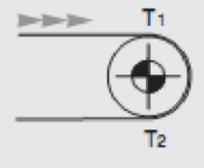
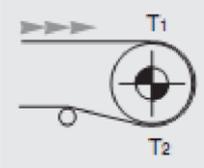
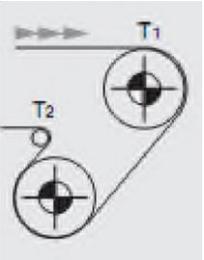


Figure (3.14) Tensions exercées sur la bande au niveau du tambour de commande.

Le Tableau (3.18) donne la valeur du coefficient d'enroulement C_w en fonction de l'arc d'enroulement, du système de tension de la bande et de l'utilisation d'un tambour avec ou sans caoutchoutage

Tableau (3.18) Coefficient d'enroulement C_w [5].

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 caoutchouté
	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
	200° 210° 220° 240°	0.72 0.66 0.62 0.54	0.42 0.38 0.35 0.30	1.00 0.95 0.90 0.80	0.75 0.70 0.65 0.60
	380° 420°	0.23 0.18	0.11 0.08	- -	- -

A partir du Tableau (3.18) on à : $C_w = 0.75$

3.7.1.1 Calcul de T_2 :

Est la tension à la sortie du tambour moteur, on la calcule de la manière suivante :

$$T_2 = F_U \times C_w \quad (3.17)$$
$$T_2 = 82.1 \times 0.75$$
$$T_2 = 61.6 \text{ daN}$$

3.7.1.2 Calcul de T_1

Est la tension à l'entrée du tambour moteur, on la calcule de la manière suivante :

$$T_1 = F_U + T_2 \quad (3.18)$$
$$T_1 = 82.1 + 61.6$$
$$T_1 = 143.7 \text{ daN}$$

A partir des valeurs T_1 et T_2 , on peut analyser les tensions de la bande en d'autres endroits critiques du convoyeur. Il s'agit des :

- Tension T_3 relative à la sortie du tambour de renvoi.
- Tension T_0 minimale en pied de convoyeur.
- Tension T_{\max} tension maximale de la bande.

3.7.1.3 Calcul de T_3

Est la tension à la sortie du tambour de renvoi.

$$T_3 = F_r + T_2 \quad (3.19)$$

Avec :

$$F_r = [l \times C_q \times f \times C_t (q_b + q_{Ru})] \times g \quad (3.20)$$

$$F_r = [36 \times 2.2 \times 0.0165 \times 1 (8.5 + 2.6)] \times 9.81$$

$$F_r = 14.2 \text{ daN}$$

Fr : Effort tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur.

Donc :

$$T_3 = 14.2 + 61.6$$

$$T_3 = 75.5 \text{ daN}$$

3.7.1.4 Calcul de T_0

En plus d'assurer l'adhérence de la bande sur le tambour d'entraînement de manière à transmettre le mouvement, la tension nécessaire minimale T_3 doit également garantir que l'incurvation de la bande ne dépasse pas 2% de l'intervalle entre deux stations-soutiens.

On obtient la tension minimale T_0 nécessaire pour maintenir une incurvation de 2% à l'aide de la formule suivante :

$$T_0 = 6.25 (qb + q_G) a_0 \times g \quad (3.21)$$

$$T_0 = 6.25 (8.5 + 37.038) 1.35 \times 9.81 \quad T_0 = 376.94 \text{ daN}$$

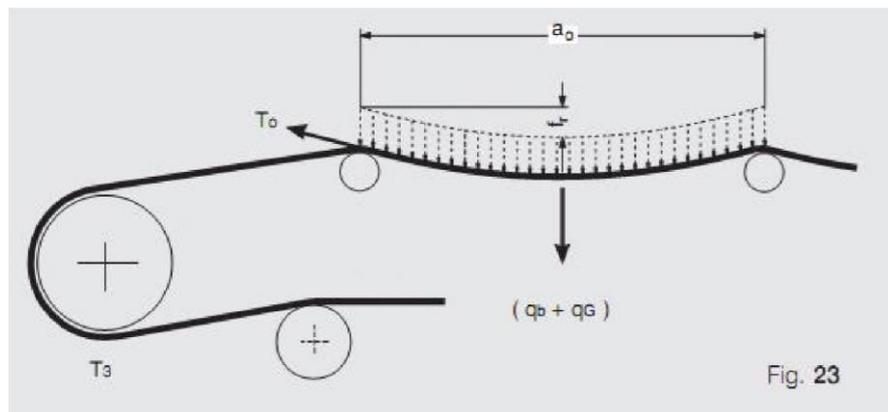


Figure (3.15) Disposition des tensions T_0 et T_3

Etant donné la tension maximale de service du convoyeur $T_{max} = T_0 = 376.93 \text{ daN}$

$$T_{max} = 376.93 \text{ daN}$$

T_{max} sert à calculer la tension maximale unitaire de la bande.

3.7.1.5 Calcul de T_{UMAX} :

$$TU_{MAX} = \frac{T_{max} \times 10}{L} \quad [5] \quad (3.22)$$

$$TU_{MAX} = \frac{376.93 \times 10}{800}$$

$$TU_{MAX} = 4.71 \text{ N/mm}$$

TU_{MAX} : Charge de rupture de la bande (N/mm).

L : La largeur de la bande (mm).

Pour un coefficient de sécurité de 8 pour les bandes à armature textile.

$$TU_{MAX} \times 8 \leq 400$$
$$47.1 \times 8 = 376 < 400$$

Donc dans notre cas, on peut choisir une bande ayant une résistance de 400 N/mm

3.8 Diamètres et axes des tambours :

Sont faits d'un acier doux utilisé généralement dans la fabrication des arbres de transmission de puissance, qui a les propriétés mécaniques suivantes :

- Nom du matériau : XC 38.
- Module d'élasticité : 210000 MPa
- Coefficient de poisson : 0.3
- Module de cisaillement : 79000 MPa.
- Masse volumique : 7700 Kg/m³.
- Limite de traction : 520 MPa.
- Limite d'élasticité : 275 MPa.
- Coefficient de dilatation thermique : 1.1×10^{-5} Kelvin.
- Conductivité thermique : 14 W/ (m. k).
- Chaleur spécifique : 440 J/ (Kg. K).

Le tableau suivant nous donne les diamètres des tambours à prendre en fonction du type et de la charge de rupture de la bande transporteuse.

Tableau (3.19) Diamètres recommandés pour les tambours en fonction de la charge de rupture [6].

Diamètres minimaux recommandés pour les tambours						
Charge de rupture de la bande [N/mm]	Bande à armature textile EP(DIN22101)			Bande à armature métallique ST (DIN 22131)		
	Diamètre du tambour moteur [mm]	Diamètre du tambour renvoi [mm]	Diamètre du tambour d'inflexion [mm]	Diamètre du tambour moteur [mm]	Diamètre du tambour renvoi [mm]	Diamètre Du tambour d'inflexion [mm]
200	200	160	125	-	-	-
250	250	200	160	-	-	-
315	315	250	200	-	-	-
400	400	315	250	-	-	-
500	500	315	250	-	-	-
630	630	500	400	-	-	-
800	800	630	500	630	500	315

On résume :

On a la charge de rupture de la bande 400 *N/mm*, ce qui nous donne :

- Diamètre du tambour de commande égal à **400 mm**
- Diamètre du tambour d'inflexion égal à **250 mm**

Dans notre projet de fin d'études nous sommes en train d'étudier un transporteur à bande réversible qui marche dans deux sens.

Donc généralement dans ce genre de transporteur nous trouvons que le tambour de renvoi a les mêmes conditions de travail que le tambour de commande.

Alors, nous contentons d'étudier le tambour de commande et le tambour de contrainte.

3.8.1 Tambour de commande

3.8.1.1 Calcul du diamètre de l'axe du tambour de commande

- La charge qui s'exerce sur l'axe du tambour de commande

$$Q_T = m_t + m_r + m_f \quad (3.23)$$

m_t = masse du tambour.

m_r = masse de revêtement.

m_f = masse des flasques.

On a :

Masse volumique du tambour : $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$ Pour l'acier XC38

Calcul de volume :

$$V = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \times L \quad (3.24)$$

$$D_2 = D_1 - 2 \times e \quad (3.25)$$

$$D_2 = 0.4 - 2 \times 0.01$$

$$\mathbf{D_2 = 0.380 \text{ m}}$$

V : Volume du tambour (m^3)

D_1 : Diamètre extérieur du tambour

(m) D_2 : Diamètre intérieur du tambour (m)

e : Etant l'épaisseur du tambour qui est égal à 0,010 m

L : la longueur de tambour (m)

$$V = \frac{3,14}{4} (0.4^2 - 0.380^2) 0.95$$

$$V = 11.63 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$m = \rho V \quad (3.26)$$

$$m = 7700 \times 11.63 \times 10^{-3}$$

$$\mathbf{m = 89.62 \text{ kg}}$$

- Masse du revêtement selon le constructeur, qui égale à 10 [kg]

- Masse des Flasques selon le constructeur qui égale à 5 [kg]

Donc :

$$q_T = 89.62 + 10 + 5$$

$$q_T = 104.62 \text{ [kg]}$$

- **Calcul du nombre de tours par minute de l'axe du tambour de commande**

$$N = \frac{V \times 1000 \times 60}{D_1 \times \pi} = \frac{1.5 \times 1000 \times 60}{400 \times 3.14} \quad (3.27)$$

$$N = 71.61 \text{ tr/mn}$$

Déterminons la résultante C_p des tensions et du poids du tambour :

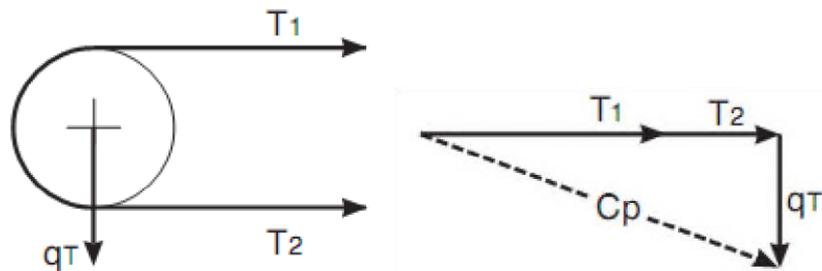


Figure (3.16) La résultante des tensions

- **Calcul du CP**

$$CP = \sqrt{((T_1 + T_2)^2 + q_T^2)} \quad (3.28)$$

$$CP = \sqrt{((143.7 + 61.6)^2 + 104.62^2)}$$

$$CP = 230.42 \text{ daN}$$

- **Calcul du moment fléchissant M_f**

$$M_f = \frac{C_p}{2} \times a_g \quad (3.29)$$

Avec: $a_g = 0.17 \text{ m}$

$$M_f = \frac{230.42}{2} \times 0.17$$

$$M_f = 19.58 \text{ daN.m}$$

M_f : Le moment fléchissant de l'axe du tambour

(N.m) C_p : Résultante des tensions et de poids du tambour.

a_g : Distance entre le roulement et le flasque du tambour.

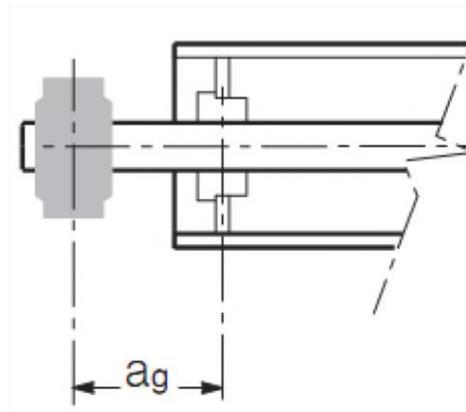


Figure (3.17) Distance entre le flasque et le tambour

- **Calcul du moment de torsion M_t**

$$M_t = \frac{P}{N} \times 954.9 \quad (3.30)$$

$$M_t = \frac{6.5}{71.61} \times 954.9$$

$$M_t = 86.7 \text{ daN.m}$$

L'axe du tambour est sollicité par deux composantes : le moment de flexion et le moment de torsion, ce qui nous ramène à calculer le moment idéal.

- Calcul du moment idéal M_i

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + 0.75M_t^2} \quad (3.31)$$

$$M_i = \sqrt{(19.58^2 + 0.75 (86.7)^2)}$$

$$\mathbf{M_i = 77.6 daN.m}$$

- Calcul de module de résistance W

$$W = \frac{M_i}{\sigma_{adm}} \times 10^3 \quad (3.32)$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times d^3 \quad (3.33)$$

On a : pour l'acier XC 38

$$\sigma_{adm} \leq \frac{R_e}{S}$$

Avec un coefficient de sécurité $s = 4$ on aura $\sigma_{adm} = \frac{27.5}{4} = 6.87 daN/mm^2$

$$W = \frac{M_i}{\sigma_{adm}} \times 10^3$$

$$W = \frac{77.6}{6.78} \times 10^3$$

$$\mathbf{W = 11445.4 mm^3}$$

- Pour le diamètre l'axe du tambour de commande

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

$$D = \sqrt[3]{\frac{11445.4 \times 32}{3.14}}$$

$$\mathbf{D = 48.86 mm}$$

On prendre un diamètre normalisé $\mathbf{D = 65 mm}$

3.8.2 Tambour de contrainte :

3.8.2.1 Calcul de diamètre de l'axe du tambour de contrainte :

- Calcul de la masse du tambour de contrainte :

$\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$ Pour l'acier XC38

$D = 250 \text{ mm}$

- Calcul de volume du tambour

$$V = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \times L \quad (3.35)$$

$$D^2 = D_t - (2 \times e)$$

$$D^2 = 0.25 - (2 \times 0.006)$$

$$\mathbf{D_2 = 0.238 \text{ m}}$$

$$V = \frac{3.14}{4} (0.25^2 - 0.238^2) 0.95 \quad (3.36)$$

$$V = 4.36 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$m = \rho V$$

$$m = 7700 \times 4.36 \times 10^{-3}$$

$$\mathbf{m = 33.57 \text{ kg}}$$

- Calcul de la charge qui s'exerce sur l'axe du tambour de contrainte q_T

$$Q_T = m_t + m_f + m_b \quad (3.37)$$

m_t = masse du tambour.

m_f = masse des flasques.

m_b = masse de la bande.

- La masse des flasques égale 10 kg

- La masse de la bande : $m_b = q_b \times L_t = 8.5 \times 1.2 = 10.2 \text{ Kg}$

L_t = longueur de transition

Q_T : Charge qui s'exerce sur l'axe du tambour de contrainte

$$Q_T = 33.57 + 10 + 10.2$$

$$Q_T = 53.77 \text{ kg}$$

La force qui s'exerce sur le tambour de contrainte sera égale à **54.9 daN**

-Calcul de moment fléchissant M_f

$$M_f = \frac{54.9}{2} \times 0.17 \quad (3.38)$$

$$M_f = 4.66 \text{ daN.m}$$

• Calcul du module de résistance W

$$W = \frac{4.66}{6.87} \times 10^3 \quad (3.39)$$

$$W = 678.32 \text{ mm}^3$$

Le diamètre de l'axe du tambour de contrainte sera égal

$$D = \sqrt[3]{\frac{678.32 \times 32}{3.14}} \quad (3.40)$$

$$D = 19.04 \text{ mm}$$

On prendre un diamètre normalisé $D = 40 \text{ mm}$

3.9 Choix de palier et de roulement : [7]

Pour les paliers on utilise un Paliers à semelle SNH500 pour roulements avec manchon de serrage.

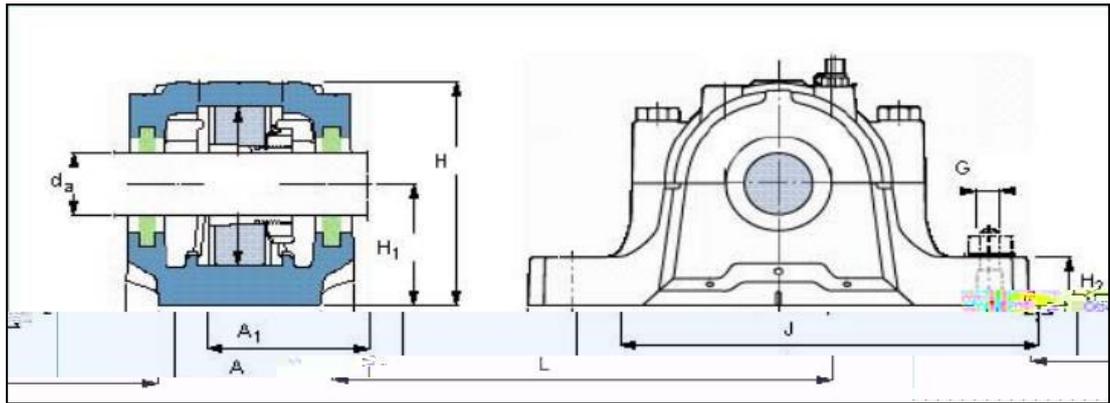


Figure (3.18) Paliers à semelle SNH500

Tableau (3.20) Paliers à semelle SNH500

Ø arbre da [mm]	Taille palier	Roulement	Dimensions principales								Poids [kg]
			A [mm]	A1 [mm]	H [mm]	H1 [mm]	H2 [mm]	J [mm]	L [mm]	G [mm]	
40	SNL509	22209	85	60	109	60	25	170	205	12	2,9
45	SNL510	22210	90	60	113	60	25	170	205	12	3,2
50	SNL511	22211	95	70	127	70	28	210	255	16	4,4
55	SNL512	22212	105	70	133	70	30	210	255	16	5,1
60	SNL513	22213	110	80	148	80	30	230	275	16	6,5
65	SNL515	22215	115	80	154	80	30	230	280	16	7,0
70	SNL516	22216	120	90	175	95	32	260	315	20	9,5
75	SNL517	22217	125	90	183	95	32	260	320	20	10,0
80	SNL518	22218	140	100	193	100	35	290	345	20	12,5
85	SNL519	22219	145	100	210	112	35	290	345	20	13,7
90	SNL520	22220	160	110	215	112	40	320	380	24	17,6
100	SNL522	22222	175	120	239	125	45	350	410	24	22,0
110	SNL524	22224	185	120	271	140	45	350	410	24	26,2
115	SNL526	22226	190	130	290	150	50	380	445	24	33,0
125	SNL528	22228	205	150	302	150	50	420	500	30	40,0
135	SNL530	22230	220	160	323	160	60	450	530	30	49,0
140	SNL532	22232	235	160	344	170	60	470	550	30	55,0

3.9.1 Pour l'axe du tambour moteur

On a: = 65 mm

D'après le tableau (3.20) : à partir de diamètre de l'axe du tambour on peut choisir la taille de palier et de roulement :

- La taille de palier est **SNL515** avec un roulement **22215**.

3.9.2 Pour l'axe Tambour de contrainte

❖ La vitesse de rotation

$$N = \frac{1.5 \times 1000 \times 60}{250 \times 3.14} = 114.6 \text{ tr/min} \quad (3.41)$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

D'après notre diamètre de l'axe du tambour on peut choisir la taille de palier et de roulement

- La taille de palier est **SNL509** avec un roulement **22209**

Conclusion :

On a conclu les résultats suivants représentés sous forme d'une fiche technique du Convoyeur :

Fiche technique du convoyeur	
Type : convoyeur à bande	
Longueur entre axe : 36 m	
Largueur de la bande : 800 mm	
Charge de rupture : 400 N/mm	
Tambour de commande : Ø 400 mm	Arbre : Ø 65
Palier SNL515 avec roulement référence : 22215	
Tambour de contrainte : Ø 250 mm	Arbre : Ø 40
Palier SNL509 avec roulement référence : 22209	
Rouleaux des stations supérieures Ø 89 mm	
Stations inférieures : Rouleaux Ø 89 mm longueur 950 mm	
Rouleaux pour stations porteuses PSV/1	roulements 6204

Chapitre 4

Simulation par *SOLIDWORKS*

4.1 Généralités :

Le dessin industriel, manuel ou assisté par ordinateur (DAO, CAO), est l'outil graphique le plus utilisé par les techniciens et les ingénieurs pour passer de l'idée (l'étude) à la réalisation (fabrication) d'un objet ou produit. C'est un langage universel, rigoureux, dont les règles précises sont normalisées internationalement (ISO : International Standard Organisation).

- *La DAO, Dessin Assisté par Ordinateur :*

Equivalent informatisé de la planche à dessin et des principaux outils du dessinateur (règles, compas, gomme, équerre). L'opérateur a en plus, à sa disposition un ensemble d'outils permettant à tout moment de venir modifier un dessin, analyser les caractéristiques d'un élément géographique (mesure de coordonnées, de centre de gravité, de distance).

- *la CAO, Conception Assistée par Ordinateur :*

Outils d'aide à la conception permettant à l'opérateur de faire des simulations cinématiques, d'archiver le savoir-faire de l'entreprise dans des bibliothèques CAO (regroupant l'ensemble des pièces types de l'entreprise par exemple), de réaliser des calculs de résistances des matériaux.

Dans ce chapitre, nous allons faire une étude à l'aide du logiciel de conception «**SOLIDWORKS** ».

4.2 Présentation du logiciel utilisé SolidWorks :

SolidWorks est un logiciel de conception mécanique automatisée. Dans SolidWorks, il est possible d'esquisser des idées et d'essayer différentes conceptions pour créer des modèles 3D.

SolidWorks est utilisé par des étudiants, des concepteurs, des ingénieurs et d'autres professionnels pour produire des pièces, des assemblages et des mises en plan simples et complexes. Le logiciel SolidWorks vous permet de concevoir rapidement des modèles précis. Un modèle conçu à l'aide de SolidWorks peut être visualisé dans ses trois dimensions, c'est-à-dire dans son aspect final après fabrication.

Le modèle de SolidWorks est constitué de Pièces Assemblages et Mises en plan.

4.3 SolidWorks Simulation ;

SOLIDWORKS Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire.

SolidWorks Simulation permet de tester le comportement mécanique des pièces et des assemblages modélisés dans SolidWorks.

SolidWorks Simulation permet de faire une étude : Statique, Fréquentielle, Flambement, Thermique, Test de chute, Fatigue et Dynamique (Modale, harmonique, spectrale et aléatoire).

- **Processus d'analyse**

Le processus d'analyse des modèles comprend toujours les mêmes étapes de base, quel que soit le type d'analyse ou de modèle. Nous devons comprendre ces étapes dans les moindres détails pour obtenir une analyse significative.

- **Etapas du processus**

La liste qui suit répertorie certaines des étapes clés de l'analyse d'un modèle :

- Créer une étude**

Chaque analyse réalisée sur un modèle correspond à une étude. Nous pouvons avoir plusieurs études pour un même modèle.

- Appliquer le matériau**

Nous appliquons au modèle un matériau contenant les informations physiques (la limite d'élasticité, par exemple).

- Appliquer les déplacements imposés**

Les déplacements imposés sont ajoutés afin de représenter le mode de conservation du modèle physique.

- Appliquer un chargement**

Les chargements représentent les forces sur le modèle.

- Mailler le modèle**

Le modèle est fractionné en éléments finis.

-Exécuter l'étude

Le solveur calcule le déplacement, la déformation et la contrainte dans le modèle.

-Analyser les résultats

Les résultats sont interprétés.

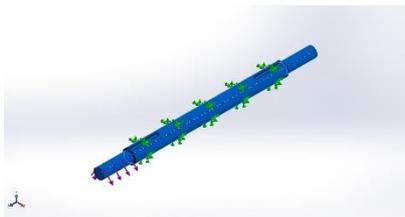
Dans ce chapitre on va faire un exemple de simulation statique sur l'axe du tambour moteur (tambour de commande), nous allons faire une simulation sur l'axe de tambour moteur pour vérifier sa résistance, on suppose que le tambour est bloqué et le moteur est en état de marche.

4.4 Simulation d'Arbre du tambour moteur

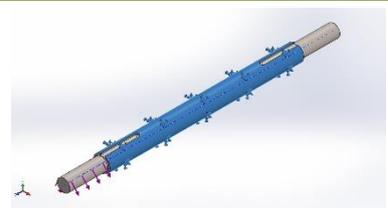
Propriétés de l'étude :

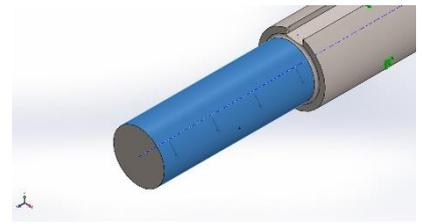
Nom d'étude	Etude axe tambour
Type d'analyse	Statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin

Propriétés du matériau :

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: 1.2343 (X38CrMoV5-1)</p> <p>Type de modèle: Linéaire élastique isotropique</p> <p>Critère de ruine par défaut: Contrainte de Von Mises max.</p> <p>Limite d'élasticité: 1.91e+009 N/m² Limite de traction: 1.91e+009 N/m² Module d'élasticité: 2.15e+011 N/m²</p> <p>Coefficient de Poisson: 0.28</p> <p>Masse volumique: 7800 kg/m³</p> <p>Module de cisaillement: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficient de dilatation thermique: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Corps volumique 1 (arbre tambour)</p>

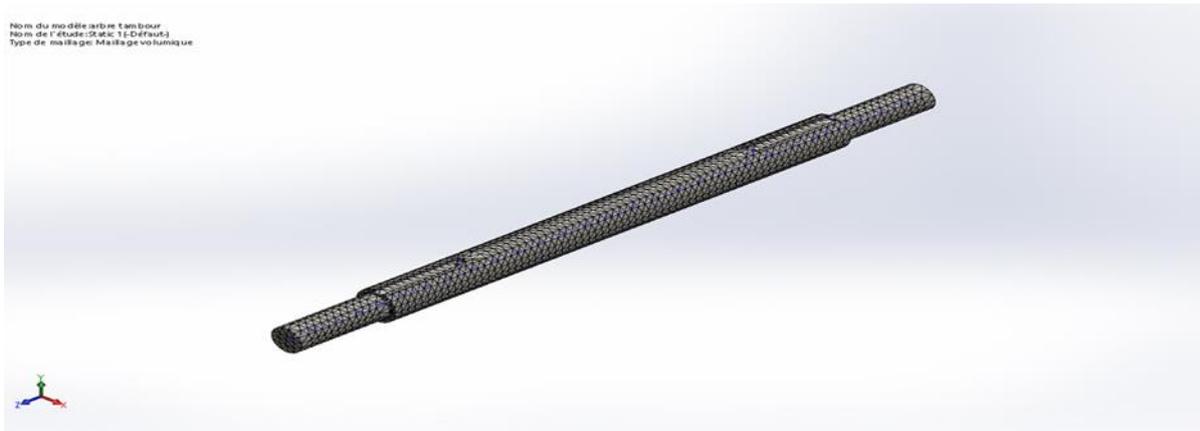
Actions extérieures :

Nom du déplacement imposé	Im Age du déplacement imposé	Détails du déplacement imposé
Fixe-1		<p>Entités: 1 face(s) Type: Géométrie fixe</p>

Nom du chargement	Image du chargement	Détails du chargement
Couple-1		Entités: 1 face(s) Type: Moment de torsion Valeur: 867 N.m

Informations sur le maillage

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Activé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	14.7168 mm
Tolérance	0.735842 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	24415
Nombre total d'éléments	15534



Résultats de l'étude :

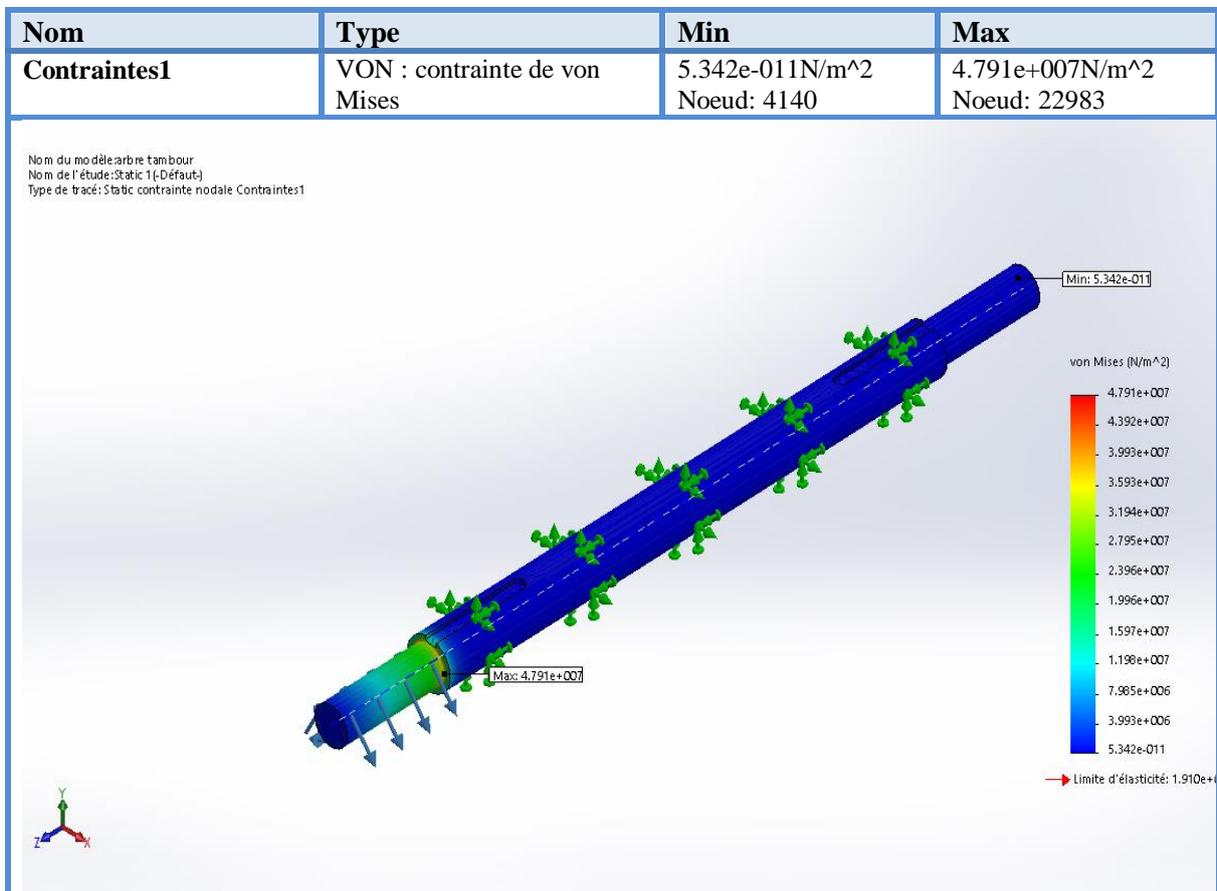


Figure (4.1) arbre tambour-Static 1-Contraintes

Interprétation :

La figure ci-dessus montre le résultat de contrainte de von mises sur l'axe du tambour de commande, nous avons remarqué que la contrainte maximum de von mises est :

$47.91 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, et la limite d'élasticité du matériau XC38 est : **$580 \times 10^6 \text{ N/m}^2$** Pour vérifier que l'axe dans le domaine élastique, nous appliquons la formule suivante :

$$\sigma_{adm} \leq R_e/S$$

Avec un coefficient de sécurité $s = 4$ on aura $\sigma_{adm} \leq \frac{580 \times 10^6}{4} = 145 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
 $47.91 \times 10^6 \leq 145 \times 10^6$

De là, nous concluons que l'axe supportera la force appliquée, et nous sommes toujours dans le domaine élastique.

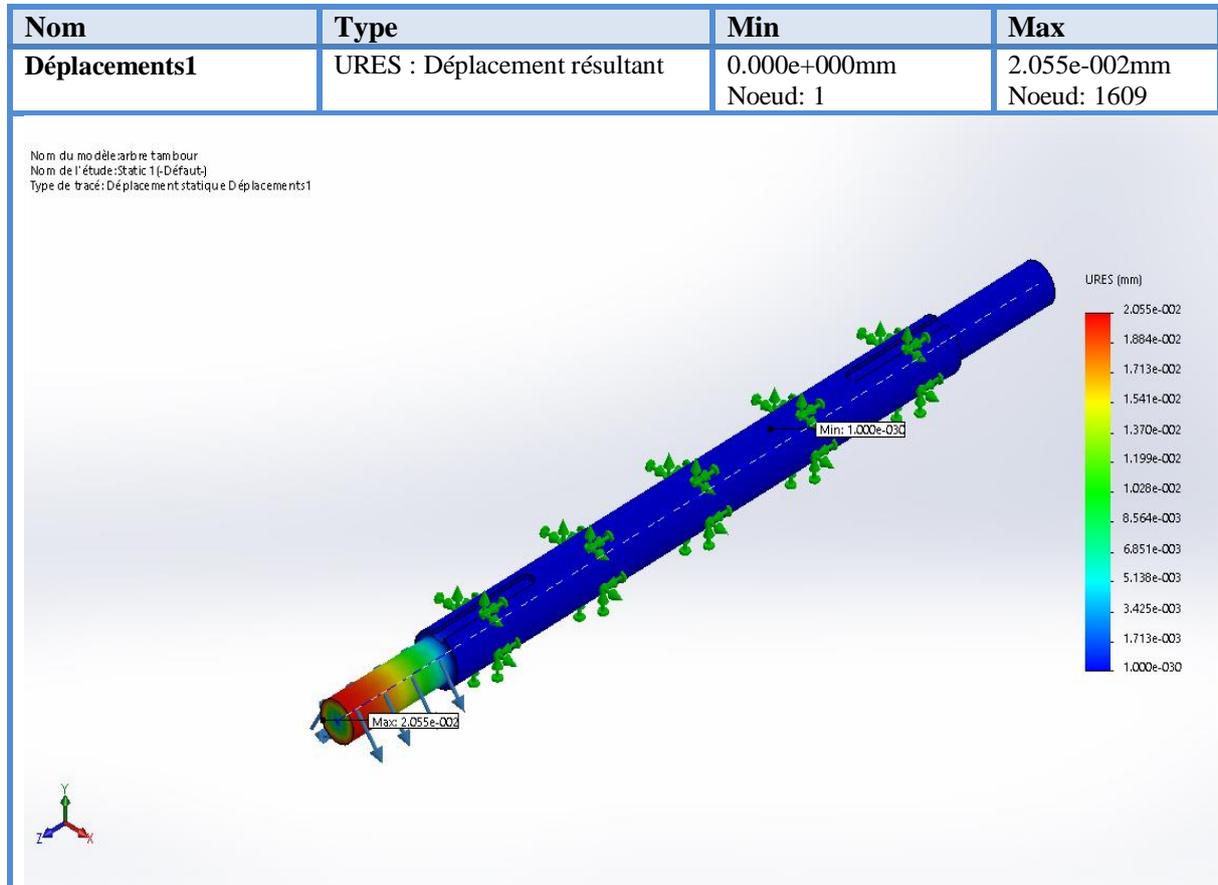


Figure (4.2) arbre tambour-Static -Déplacements1

Interprétation :

La figure ci-dessus montre le résultat de déplacement maximal dû au chargement sur le tambour de contrainte, nous avons remarqué que le déplacement maximal est : 2.05×10^{-2} mm, et cette valeur est très petite et négligeable.

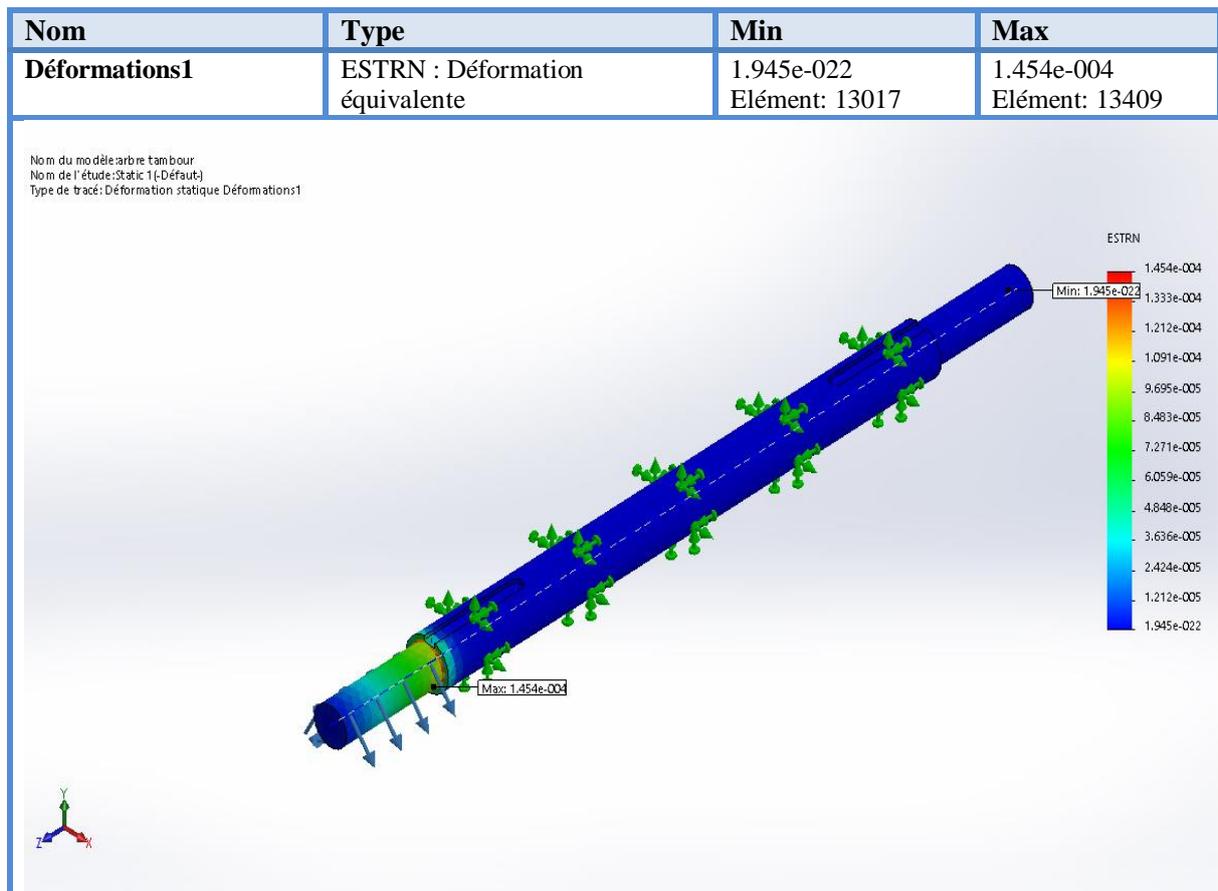


Figure (4.3) Tracé de la déformation statique sur l'axe du tambour de contrainte

Interprétation :

La figure ci-dessus montre le tracé de la déformation statique sur l'axe du tambour de contrainte, nous avons remarqué que la déformation maximale est 1.454×10^{-4} , et cette valeur est très petite et négligeable.

Nous concluons que l'axe supportera la force appliquée, Parce que nous sommes dans le domaine élastique, et la valeur du déplacement et la déformation ils sont très faibles et négligeable.

CONCLUSION GENERALE

Le Cimenterie de Meftah «SCMI», par son importance stratégique dans le secteur de la construction du ciment dans la région, il est toujours en quête d'amélioration de ses performances, aussi bien dans le cas de la production que dans le cas de la sécurité.

Pendant toute la durée de notre projet, on a essayé d'approcher tous les organes principaux du convoyeur à bandes et de leurs aspects techniques au niveau de la chaîne de production.

D'après notre étude nous avons confirmé que Le projet est axé au niveau des transporteurs à bandes du complexe qui assure le transport de la matière première au niveau du complexe et, assure le transport du produit entre les différents dispositifs de production.

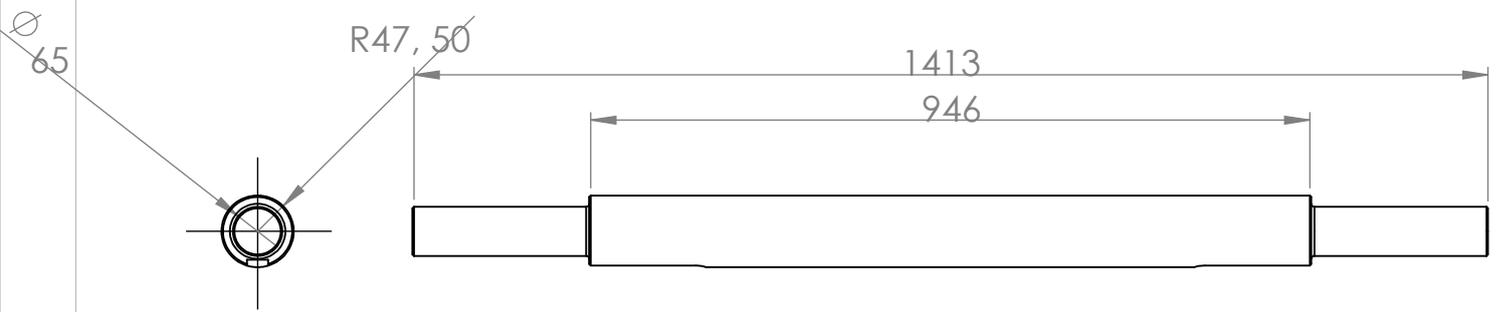
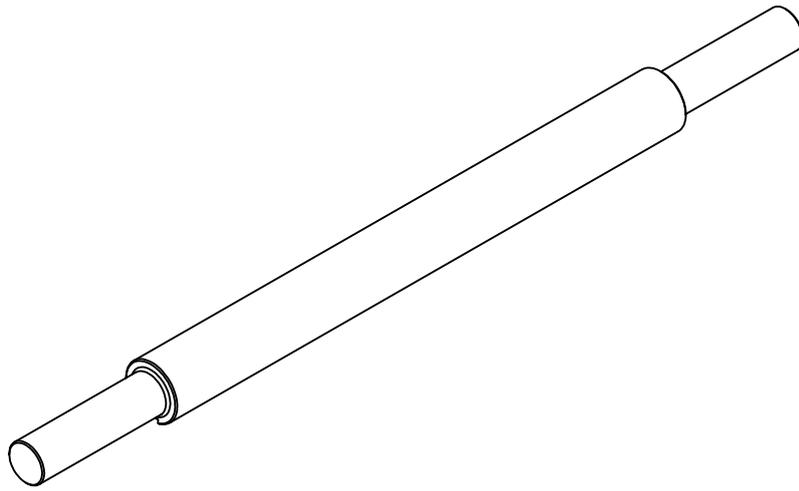
A partir de là, nous avons affirmé que le convoyeur à bande peut répondre aux exigences actuelles du fonctionnement économique et technique.

Après une recherche bibliographique sur les types de convoyeurs et leurs caractéristiques. La définition des principaux éléments des convoyeurs à bande, puis nous avons fait un calcul pour choisir le type de chaque élément de notre convoyeur à bande.

Enfin nous avons Terminé avec un exemple de simulation en utilisant le logiciel SOLIDWORKS qui nous a permis de confirmer la résistance.

Références bibliographiques

- [1] A. BELHAMRA, Amélioration des conditions d'exploitation des convoyeurs à bande, Université BADJI MOKHTAR d'Annaba, Thèse de Doctorat d'Etat, 2015, 155 pp.
- [2] B. V. Fadéev, Historique de l'utilisation des convoyeurs à bande, 1971, 61-66 p.
- [3] CEMA, Belt Conveyors for Bulk Materials, United States, PDF Version, July, 2002.
- [4] S. MASSE, Sécurité des convoyeurs à courroie, QUEBEC, IRSST, 2004.
- [5] RULMECA : Constructeur de convoyeurs : (Paramètres à prendre en compte pour L'étude et la conception des convoyeurs à bande) RULLI RULMECA S.P.A Via A. Toscanini, 1 24011 ALME' (BG) Italie.
- [6] ULMA conveyor components : Constructeur de convoyeurs. B° Zelaieta s/n 48210 OTXANDIO (Bizkaia) SPAIN.
- [7] Catalogue générale : tambours pour transporteurs à courroie, Chaussée de Wavre 362 B-1390 Grez-Doiceau, Belgique.
- [8] Guide de dessinateur industriel Chevalier, édition 2004.
- [9] Rouleaux pack (catalogue vrac) BP 17- rue du moulin 42130 BOEN.



UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1

Convoyeur à bande

Echelle 1/10

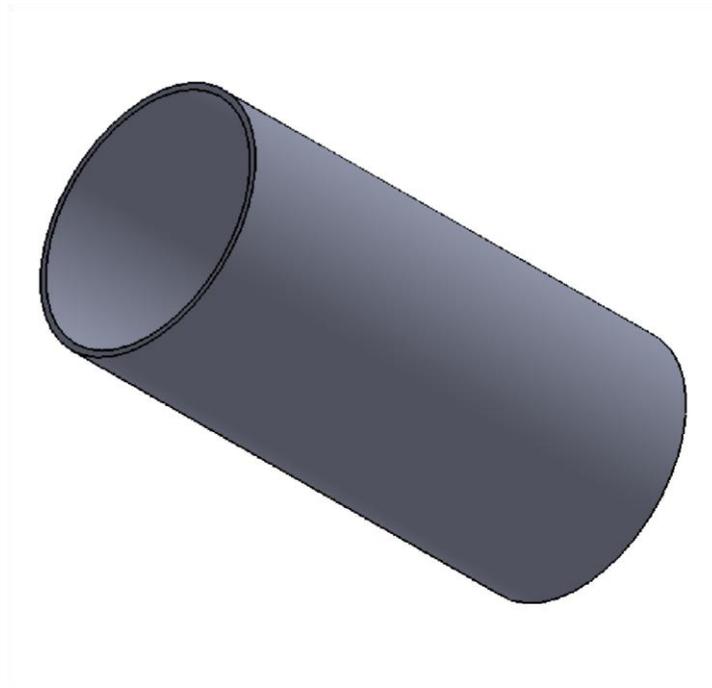
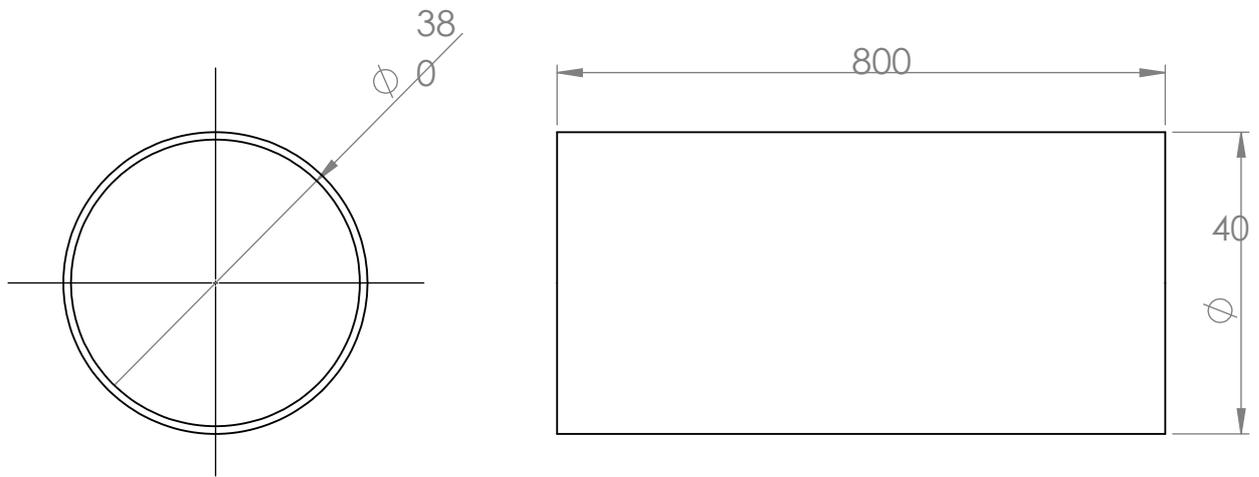
L'axe de tambour moteur

XC 38

Format A4

NOM: TIGHZA NASREDDINE

Date:20/06/2021



UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA

Convoyeur à bande

Echelle 1/10

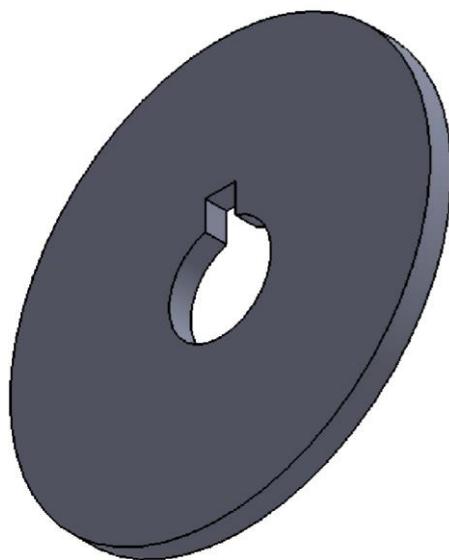
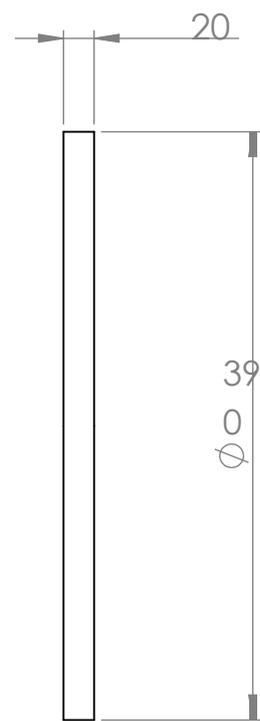
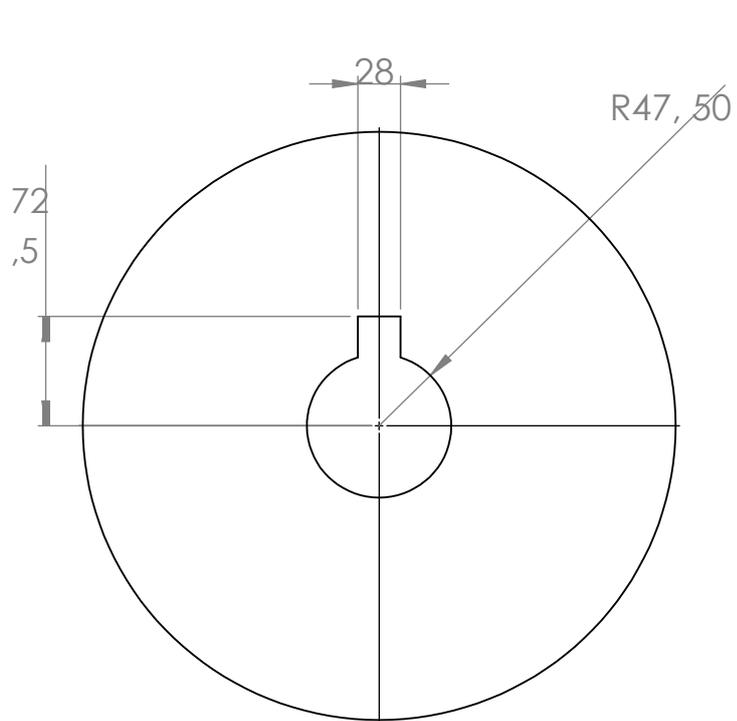
La virole de tambour moteur

XC 38

Format A4

NOM: TIGHZA NASREDDINE

Date:20/06/2021



UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1

Convoyeur à bande

Echelle 1/20

Flasque de tambour moteur

XC 38

Format A4

NOM: TIGHZA NASREDDINE

Date:20/06/2021