

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : fabrication mécanique et productique

Par :

Nom prénom : Dahes Ramzi

Nom Prénom : Saidane Bilal

Thème

ETUDE DE CONCEPTION D'UN TRANSPORTEUR ELEVATEUR MOBILE

Soutenu le 23/06/2025 devant le jury composé de :

Mr. OURARI Kamel

Président

Mr. SAHALI M.Akli

Examineur

Mr. HADJOU Madjid

Rapporteur

Année Universitaire 2024-2025

Remerciements :

Nous remercions dieu de nous avoir donné la santé et la volonté de continuer nos études et d'atteindre ce stade.

Nous exprimons notre profonde reconnaissance à notre encadreur, Mr HADJOU Madjid, d'avoir accepté de diriger ce travail.

Il a eu confiance en nous et son encadrement nous a permis d'exploiter nos connaissances théoriques et de nous faire découvrir des méthodes de travail.

Dédicaces :

Je dédie ce travail

À ma très chère mère qui a été toujours à mes côtés ;

A mon Père qui m'a toujours guidé et soutenue ;

A mes frères et mes belles sœurs pour leur soutien moral ;

A tous mes ami(e)s avec lesquels j'ai partagé les meilleurs

Moments de ma vie

A mes grands-parents, mes oncles et mes cousins ;

A toute la famille **DAHES, SAIDANE** ;

A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

Sommaire

| | |
|--|------------|
| Remerciements..... | i |
| Dédicaces..... | ii |
| Sommaire | iii |
| Liste des figures | vii |
| Liste des tableaux | x |
| Introduction générale..... | 1 |
| Chapitre I : Généralités sur les transporteurs élévateurs mobiles | 3 |
| I.1. Introduction | 3 |
| I.2. Définition et Fonctionnement du Transporteur Élévateur Mobile..... | 3 |
| I.3. Utilisation courante des convoyeurs | 5 |
| I.4. Types transporteurs élévateur mobile : | 6 |
| I.5. Conclusion..... | 14 |
| Chapitre II : Généralités sur le convoyeur à bande..... | 16 |
| II.1. Historique..... | 16 |
| II.1.1. Introduction..... | 16 |
| II.1.2. Utilisation des convoyeurs à bande..... | 18 |
| II.1.3. Records de longueur..... | 19 |
| II.2. Types et différents organes d'un convoyeur à bande | 19 |
| I.2.1 Avantages du convoyeur à bande : | 19 |
| I.2.2 Inconvénients du convoyeur à bande..... | 19 |
| II.2.3. Principaux types de convoyeurs à bande | 20 |
| Les plans suivants montrent des configurations typiques du convoyeur à bande | 20 |
| II.2.4. Différents Organes d'un Convoyeur à bande | 22 |

| | |
|---|-----------|
| II.3.2.1. La bande | 22 |
| I.6. Bande caoutchoutée en nappes des câbles | 24 |
| II.3.2 .2 .Tambours | 25 |
| Il existe cinq types de tambours | 25 |
| II.3.2.3. Stations..... | 27 |
| II.3.2.4. Rouleaux..... | 28 |
| II.4 conclusion | 28 |
| Chapitre III : Conception d'un convoyeur à bande..... | 28 |
| III.1 Problématique..... | 28 |
| III.2 But du projet..... | 29 |
| Produit transporté | 29 |
| III.3 Propriétés physiques des produits | 30 |
| III.4 Les données | 31 |
| III.4 Aspects particuliers à prendre en considération | 33 |
| III.5 Capacité volumétrique | 33 |
| III.6 Quantité de produit par mètre linéaire | 34 |
| III.7 La largeur de la bande..... | 34 |
| III.8 Le poids de la bande par mètre linéaire | 35 |
| III.9 Ecartement des stations supports | 36 |
| III.10 Longueur de transition LT | 38 |
| III.11 Choix des rouleaux | 39 |
| III.11.1 Calcul de la vitesse de rotation | 43 |
| III.11.2 Calcul des efforts statiques et dynamiques sur les rouleaux supérieurs | 44 |
| III.11.2.1 Effort statique..... | 48 |
| III.11.2.2 Effort dynamique | 48 |
| III.11.2.3 Effort sur les rouleaux centraux..... | 49 |

| | |
|---|-----------|
| III.11.3. Effort statique et dynamique sur les rouleaux inférieurs | 50 |
| III.12 Effort tangentiel et puissance absorbé | 52 |
| III.12.1 Calcul du poids des parties tournantes supérieures <i>qRO</i> | 56 |
| III.12.2 Calcul du poids des parties tournantes inférieures <i>qRU</i> | 56 |
| III.13 La tension | 58 |
| III.14 Choix de la bande | 62 |
| III.15. Calcul du diamètre de l'axe du tambour..... | 63 |
| III.15.1 Tambour de commande | 65 |
| III.15.2 Tambour de contrainte..... | 70 |
| III.16 Choix de palier et de roulement | 72 |
| III.18 Etude de l'ossature..... | 74 |
| III.19 Les différents produits sidérurgiques..... | 74 |
| III.20 Caractéristiques des aciers normalisé | 75 |
| III.21 Autre caractéristiques de l'acier S275: | 76 |
| III.22 Le traitement thermique approprié..... | 77 |
| III.23 Etude de la flèche pour UPN140 (traverse de la station supérieure) | 78 |
| III.23 Etude de la flèche des poutres longitudinales..... | 81 |
| III.25 : Système de remise de tension de la bande | 83 |
| Chapitre IV : Simulation par Solidwork | 86 |
| IV.1 Généralités..... | 86 |
| IV.2 Présentation du logiciel utilisé SolidWorks | 86 |
| IV.3 SolidWorks Simulation | 87 |
| IV.4 Simulation d'Arbre du tambour moteur | 89 |
| IV.5 Propriétés du matériau | 89 |
| IV.6 Actions extérieures | 90 |

| | |
|--|----|
| IV.7 Informations sur le maillage..... | 90 |
| IV.8 Résultats de l'étude | 91 |
| IV.9 Conclusion générale | 94 |
| Références Bibliographiques..... | |
| Annexes :..... | |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure I. 1 : convoyeur à rouleaux | 7 |
| Figure I. 2 : convoyeur à chaîne | 7 |
| Figure I. 3 : Transporteur à vis d'Archimède | 8 |
| Figure I. 4 : Elévateur à godets..... | 9 |
| Figure I. 5 : Transport pneumatique..... | 10 |
| Figure I. 6 : Convoyeur à palette | 11 |
| Figure I. 7 : Convoyeur à raclette | 11 |
| Figure I. 8 : transporteur à courroie..... | 12 |
| Figure I. 9 : Transporteur à galets | 13 |
| Figure I. 10 : convoyeur à bande | 14 |
| | |
| Figure II. 1 : Convoyeur à bande « transporteur de sable » de A. LOPATAINE..... | 17 |
| Figure II. 2 : Les différentes configurations typiques du convoyeur à bande | 21 |
| Figure II. 3 : La structure d'une bande à carcasse textile | 23 |
| Figure II. 4 : Bande caoutchoutée avec câblots en acier [10] | 24 |
| Figure II. 5 : Convoyeur à bande en métallique [7] | 25 |
| Figure II. 6 : Tambour de commande [7]..... | 25 |
| Figure II. 7 : Tambour de contrainte [7] | 26 |
| Figure II. 8 : Tambour de tension avec contre poids [7]..... | 26 |
| Figure II. 9 : Tambour de renvoi [7] | 27 |
| Figure II. 10 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur à bande [7] | 27 |
| Figure II. 11 : station d'un convoyeur à bande [7] | 28 |

| | |
|---|----|
| Figure II. 12 : Rouleaux d'un convoyeur a bande [7] | 28 |
| Figure III. 1 : Les risques liés aux manutentions..... | 28 |
| Figure III. 2 : un convoyeur a bande incliné..... | 29 |
| Figure III. 3 : Schema illustratif de l'angle d'éboulement | 31 |
| Figure III. 4 : Angle de talutage..... | 32 |
| Figure III. 5 : Ecartement des stations support | 36 |
| Figure III. 6 : L'écartement minimal entre les stations suspendues..... | 38 |
| Figure III. 7 : longueur de transition | 38 |
| Figure III. 8 : Longueur de transition LT | 39 |
| Figure III. 9 : station-support supérieure | 40 |
| Figure III. 10 : station-support inférieur | 40 |
| Figure III. 11 : station-support supérieure et inférieure | 42 |
| Figure III. 12 : Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte maximal Fp | 45 |
| Figure III. 13 : L'effort sur le rouleau central d'une station porteuse supérieure..... | 49 |
| Figure III. 14 : dimension d'un rouleau PSV/1 | 52 |
| Figure III. 15 : Tension exercées sur la bande au niveau du tambour de commande | 58 |
| Figure III. 16 : Disposition des tensions T_0 et T_3 | 62 |
| Figure III. 17 : La résultante des tensions | 67 |
| Figure III. 18 : Distance entre le flasque et le tambour..... | 68 |
| Figure III. 19 : Paliers à semelle SNH500 | 72 |
| Figure III. 20 : Différents produits sidérurgiques répertoriés selon l'eurocode 3 | 74 |
| Figure III. 21 : disposition d'une station supérieure sur la poutre longitudinale..... | 78 |
| Figure III. 22 : Dispositif de remise de tension | 83 |

| | |
|---|----|
| Figure IV. 1 : Contrainte de von mises sur l'axe du tambour de contrainte | 91 |
| Figure IV. 2 : Déplacement maximal dû au chargement sur le tambour de contrainte..... | 92 |
| Figure IV. 3 : Tracé de la déformation statique sur l'axe du tambour de contrainte..... | 93 |

Liste des tableaux

| | |
|---|----|
| Tableau II. 1 : Propriétés physiques des produits..... | 30 |
| Tableau II. 2 : Angles de talutage, d'éboulement et écoulement du produit..... | 32 |
| Tableau II. 3 : La largeur de la bande selon le débit volumique théorique Ivt et l'angle d'éboulement λ | 35 |
| Tableau II. 4 : Le poids approximatif de la bande en fonction de la largeur de bande | 36 |
| Tableau II. 5 : ci-après indique les différentes valeurs de l'écartement maximal préconisé | 37 |
| Tableau II. 6 : Conception selon NORMES DIN22107 / ISO1537..... | 40 |
| Tableau II. 7 : type en auge à 3 rouleaux (suivant PNE 53300)..... | 43 |
| Tableau II. 8 : Vitesse maximale et nombre de rotations des rouleaux | 44 |
| Tableau II. 9 : Coefficient d'utilisation F_s | 45 |
| Tableau II. 10 : coefficient lié à l'environnement F_m | 45 |
| Tableau II. 11 : coefficient de choc F_b | 46 |
| Tableau II. 12 : coefficient de vitesse F_v | 47 |
| Tableau II. 13 : caractéristique de rouleau PSV/1 | 51 |
| Tableau II. 14 : coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe C_q | 53 |
| Tableau II. 15 : coefficient de résistance passive en fonction de la température | 53 |
| Tableau II. 16 : coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes | 54 |
| Tableau II. 17 : Les valeurs de $PPRS$ et de $PPRI$ (en kg)..... | 55 |
| Tableau II. 18 : coefficient d'enroulement C_w | 59 |
| Tableau II. 19 : Diamètres recommandés pour les tambours en fonction de la charge de rupture | 63 |
| Tableau II. 20 : Paliers à semelle SNH500..... | 73 |
| Tableau II. 21 : Caractéristiques des aciers de construction métallique. | 76 |

LISTE DES SYMBOLES :

θ : Angle d'écroulement du produit transport ($^{\circ}$)

β : Angle de talutage du produit transporté ($^{\circ}$)

v : La vitesse linéaire de la bande transporteuse (m/s).

IM : Débit volumétrique du produit transporté (m^3/h).

Iv : Débit massique souhaité (t/h).

qs : Masse volumique de l'argile brute (kg/m^3).

qG : Quantité de produit par mètre linéaire (kg/m).

Ivt : Débit volumétrique pour une vitesse de $1m/s$

$a0$: Ecartement des stations-support supérieures m

au : Ecartement de stations inférieures (m).

ai : Ecartement des stations supérieures au point de chargement (m).

Lt : Longueur de transition (m).

\emptyset : Diamètre (mm).

ω : vitesse angulaire (rad/s).

R : Rayon du rouleau.

N : vitesse de rotation en (tr/mn).

Ca : Effort statique sur les rouleaux supérieurs (daN).

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

C_a^1 : Effort dynamique sur les rouleaux supérieur (daN).

Fd : 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 inférieures (daN).

C_{ra} : Effort dynamique sur les rouleaux des stations inférieures (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_2 : 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).

CP : Résultants des tensions (N).

M_f : Moment fléchissant ($daN \cdot m$).

ag : 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).

CP : 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

Introduction Générale

Introduction générale :

Les systèmes de manutention de produits en vrac sont liés à un processus de transport continu ou discontinu. Le système discontinu a été jusqu'au début du 20^{ème} siècle le seul moyen de transport des matériaux sur les grandes distances. Avec l'apparition de systèmes de transport continu, la manutention discontinue est entrée dans sa phase d'hypertrophie car les convoyeurs à bandes transporteurs ne sont handicapés par aucun problème de chargement, d'accélération, de freinage ou de déchargement. Pourtant, ce moyen moderne de transport des produits en vrac, malgré sa fiabilité et son économie a eu des difficultés à s'imposer sur le marché des transports fortement dominé, à l'époque, par le marketing des constructeurs de camions.

Le domaine de prédilection du convoyeur à bande est le transport de tous les matériaux en général notamment, les minerais et ce dans tous les secteurs industriels. Nous trouvons également des convoyeurs à bande pour le transport des charges isolées tels que les sacs, cartons, caisses... etc. Le développement technologique considérable des bandes transporteuses à armatures métalliques et des nouveaux moyens mécaniques d'entraînement, positionne très fréquemment aujourd'hui le convoyeur comme un rival direct du camion, du chemin de fer. On peut s'équiper aujourd'hui des convoyeurs de grandes longueurs, ceci grâce au faible allongement des bandes transporteuses à armatures métalliques.

Récemment, un nouveau pas a été franchi, tant au plan de la puissance qu'à celui de la flexibilité des systèmes avec l'apparition des convoyeurs courbés. Il ya lieu de souligner que la normalisation est particulièrement développée dans le domaine des bandes transporteuses et qu'elle va très loin dans les détails d'une installation.

Chapitre I : Généralités sur les transporteurs élevateurs mobiles

Chapitre I : Généralités sur les transporteurs élévateurs mobiles

I.1. Introduction :

Le transporteur élévateur mobile, communément appelé convoyeur élévateur mobile, est un équipement essentiel dans les systèmes de manutention industrielle. Ce dispositif combine la mobilité et la capacité d'élévation pour transférer efficacement des matériaux ou des produits entre différents niveaux ou zones dans un environnement logistique ou industriel. Ce document offre une introduction détaillée à ce type de convoyeur, en mettant l'accent sur ses caractéristiques techniques, ses capacités de débit, et en proposant une analyse graphique pour mieux visualiser ses performances.

Destiné principalement aux ingénieurs et techniciens spécialisés dans les solutions de manutention et fournit une compréhension cruciale des spécificités techniques, ainsi qu'une base d'évaluation pour la sélection et l'intégration de ces convoyeurs dans des processus de production ou de logistique. Un accent particulier sera mis sur les aspects dynamiques tels que le débit maximal, ainsi que l'interprétation visuelle de ce paramètre clé via un graphique explicatif.

I.2. Définition et Fonctionnement du Transporteur Élévateur Mobile :

Le transporteur élévateur mobile est un système de convoyage équipé d'un mécanisme d'élévation permettant de déplacer des charges verticalement tout en offrant la flexibilité du positionnement mobile. Généralement monté sur roues ou châssis motorisé, il s'adapte facilement à différentes zones de travail sans nécessiter de modifications fixes dans l'infrastructure.

Ce type de convoyeur est souvent composé d'un tapis roulant ou d'une bande transporteuse intégrée à une structure télescopique ou à segments articulés. La fonction élévatrice permet de surmonter des différences de niveau, offrant une transition fluide entre surfaces ou machines. Il est largement utilisé dans les entrepôts, les lignes de production, ainsi que dans les opérations de chargement et déchargement de marchandises.

Son mode de fonctionnement repose sur une combinaison de moteurs électriques contrôlant la vitesse du convoyeur et la hauteur d'élévation. Souvent équipé de systèmes de commande embarqués, il permet une manipulation précise et sécurisée des matériaux transportés.

I.2.1 Caractéristiques techniques principales :

- **Mobilité** : Châssis doté de roulettes pivotantes ou motorisées favorisant un déplacement manuel ou assisté sur site.
- **Élévation** : Mécanisme télescopique robuste ou leviers articulés assurant un levage incliné jusqu'à plusieurs mètres.
- **Capacité de charge** : Variabilité en fonction du modèle, généralement entre 200 kg et 2000 kg, adaptées à divers types de matériaux.
- **Longueur utile** : Tapis roulant extensible pouvant atteindre plusieurs mètres pour assurer le convoyage fluide des produits.
- **Sources d'énergie** : Souvent alimenté par batterie rechargeable ou alimentation secteur, pour mobilité et flexibilité opérationnelle.
- **Systèmes de sécurité** : Arrêts d'urgence, capteurs anticollision et protections mécaniques pour prévenir les risques liés au transport et à l'élévation.

I.2.2 Avantages et Applications du transporteur élévateur Mobile :

- **Flexibilité opérationnelle** : Facilité de redéploiement dans différentes zones de production ou de stockage sans installation fixe.
- **Gain de place** : L'élévation permet d'utiliser des hauteurs non exploitées pour le transfert de matériaux, optimisant ainsi l'espace disponible.
- **Manipulation sécurisée** : Réduit la nécessité de levage manuel, diminuant les risques d'accidents de travail.
- **Intégration facile** : Compatible avec d'autres systèmes automatisés grâce à ses options de commandes électroniques et capteurs intégrés.

- **Réduction des coûts** : Économies réalisées grâce à la diminution du temps de manutention et à la polyvalence de l'équipement.

Les domaines d'application sont vastes, couvrant la logistique, l'industrie agroalimentaire, la distribution, l'aéronautique, et toute industrie nécessitant un transfert efficace de composants ou produits finis entre différents niveaux.

I.2.3 Limitations et Contraintes Techniques :

Malgré ses nombreux avantages, le convoyeur élévateur mobile présente certaines contraintes que les ingénieurs doivent considérer lors de sa sélection et intégration :

- **Capacité de charge limitée** : Les modèles mobiles ne supportent généralement pas des charges très lourdes comparées aux installations fixes.
- **Stabilité en phase de levage** : Nécessite une conception robuste pour éviter les oscillations ou déversements lors de l'élévation.
- **Maintenance** : Les mécanismes mobiles et élévateurs demandent un entretien régulier pour assurer sécurité et fiabilité à long terme.
- **Mode de commande complexe** : La gestion simultanée de la mobilité, de l'élévation et du convoyage nécessite des systèmes de contrôle sophistiqués et une formation adaptée des opérateurs.
- **Encombrement** : Même mobile, le convoyeur occupe un certain volume au sol et son rayon de braquage peut être une contrainte dans des espaces très restreints.

Une évaluation rigoureuse de ces contraintes permet d'éviter les dysfonctionnements et d'orienter vers la solution la plus adaptée aux besoins spécifiques du site industriel.

I.3. Utilisation courante des convoyeurs :

Les convoyeurs sont destinés au transport des produits d'une zone à une autre de l'usine ou d'un poste de travail à un autre. Ils servent également au transport et au stockage, à la réception, à la livraison des produits et aux approvisionnements sur un poste de travail. Ils sont utilisés dans divers domaines tels que l'industrie, les mines, le secteur agricole, dans le but

d'acheminer, des produits généralement en vrac à savoir de la matière premier, semi usinée, ou même des déchets et des produits emballés et ceci d'une façon continue. Les applications avec convoyeurs sont donc très nombreuses dans le secteur industriel et sont littéralement la colonne vertébrale du système de production. Parmi les secteurs industriels d'application on peut citer :

- * industrie du papier
- * industrie agricole
- * plasturgie
- * industrie pharmaceutique
- * industrie chimique
- * industrie du bois
- * industrie automobile
- * industrie agroalimentaire

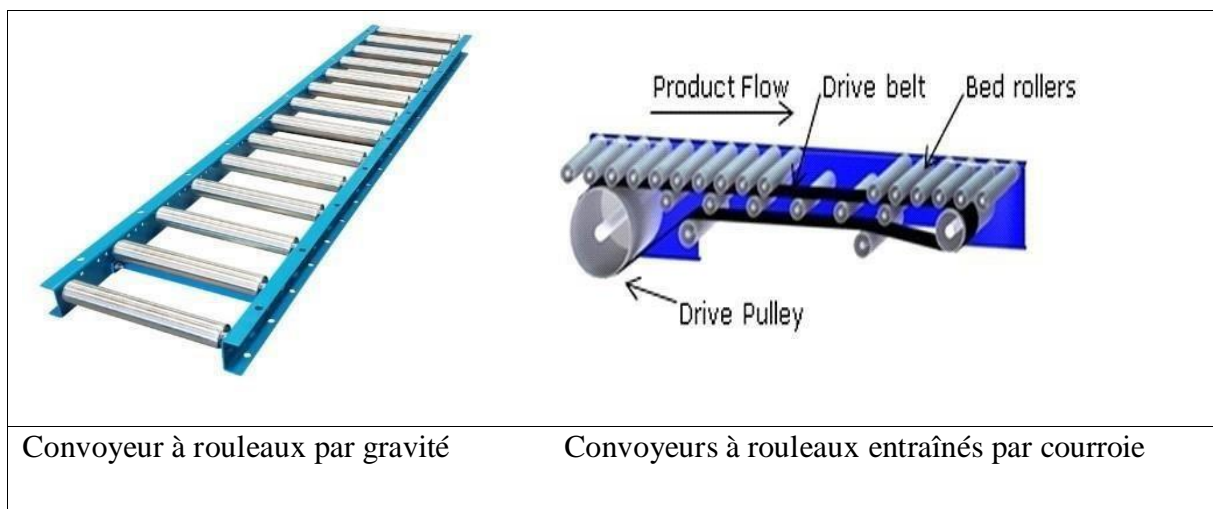
Ces convoyeurs sont développés avec des solutions adaptées au besoin de l'utilisateur, d'où il existe plusieurs types.

I.4. Types transporteurs élévateur mobile : [1]

I.4.1 Convoyeur à rouleaux :

Nous mettons en exergue les principales dans cette section, mais il est à noter qu'il existe plusieurs types avec une certaine intersection entre eux. De plus, il est possible que ces convoyeurs à rouleaux soient constitués d'une combinaison de divers modèles, en fonction du fabricant. On distingue : **Convoyeur à rouleaux par gravité**, **convoyeurs à rouleaux entraînés par courroie**, **Convoyeur à rouleaux entraîné par chaîne**, **Convoyeur à rouleaux à ligne d'arbre**, **Convoyeur ZPA (Zéro Pression Accumulation)**

Divers modelés de convoyeurs a rouleaux :



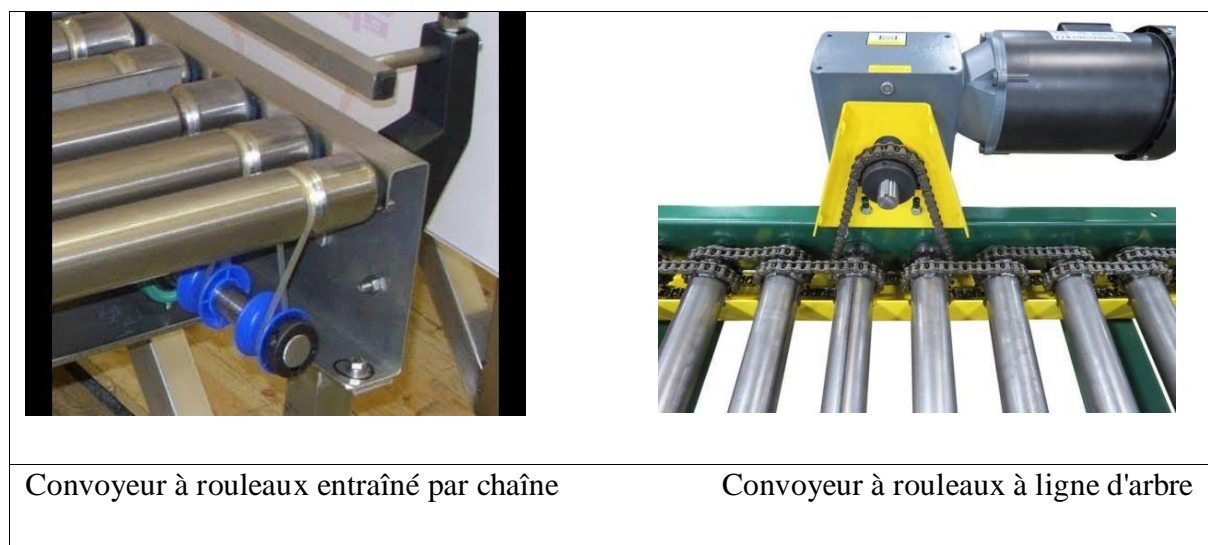


Figure I. 1 : convoyeur à rouleaux

I.4.2 Convoyeur à chaîne :

Comme leur nom l'indique, les convoyeurs à chaîne utilisent une chaîne pour initier un mouvement servant à transporter des matériaux. La chaîne passe sur des engrenages à chaque extrémité de la ligne.

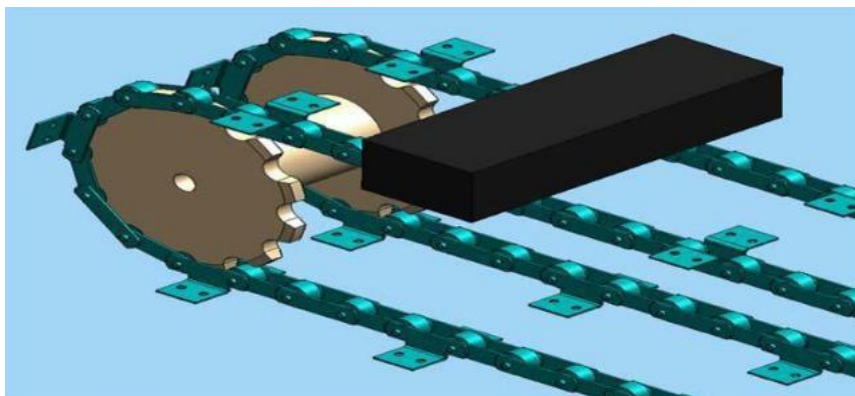


Figure I. 2 : convoyeur à chaîne

I.4.3 Transporteurs a vis d'Archimède :

Ces transporteurs sont utilisés pour le transport des charges en vrac et qui ne possèdent pas de gros morceaux (généralement pour les céréales, matériaux pulvérulents).



Figure I. 3 : Transporteur a vis d'Archimède

I.4.4 Elévateur à godets :

Les élévateurs à godets jointifs sont spécialement conçus pour transporter des produits en vrac à partir des points de chargement vers un seul point de déchargement.

Le parcours se déroule de façon continue à la verticale ou selon une forte déclivité à laquelle sont fixés à intervalles réguliers des godets.

Les produits à transporter sont déversés dans chaque godet à la base de l'élévateur puis transportés jusqu'en haut et déversés à nouveau. A cause du fait qu'un reliquat (le reste de produit) peut tomber des godets renversés lors de leur retour à la base de l'élévateur, une couverture d'un élévateur à godets est impérative pour limiter la présence d'un nuage à l'intérieur. Les élévateurs à godets entraînés par chaîne ou par courroie sont les plus utilisés dans le transport de quantités importantes de produits à grande hauteur. Ce sont des éléments de transport très fiables qui garantissent une grande longévité et un bon fonctionnement.

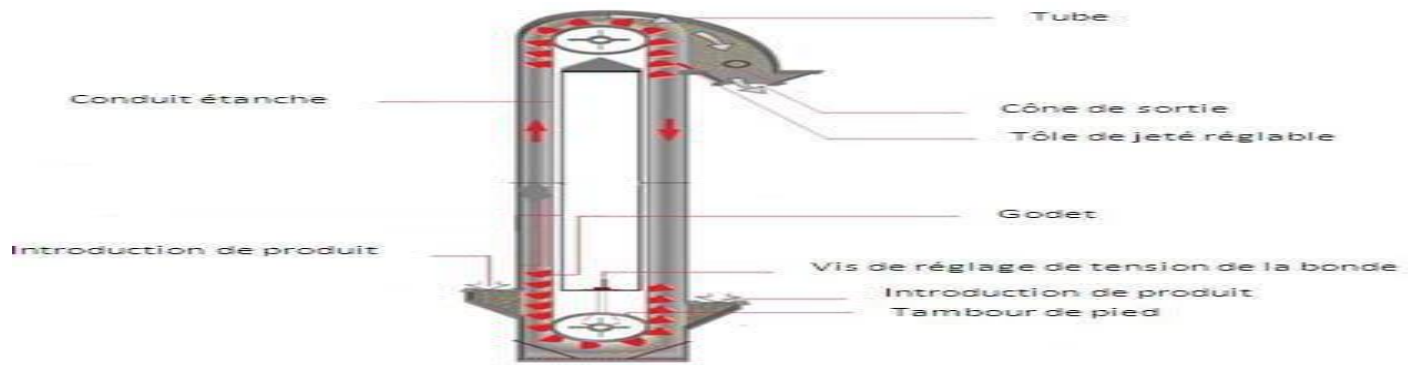


Figure I. 4 : Elévateur à godets

I.4.5 Transport pneumatique :

La matière est souvent transportée à plusieurs centaines de mètres à travers des conduits par l'action d'un flux d'air. Cette méthode convient pour des matières non collantes, poussiéreuses ou à grains fins comme le ciment et le sable.

L'air comprimé vient du compresseur jusqu'à la trémie de transport, puis la vanne de dégazage se ferme et le vide augmente dans la trémie ainsi que dans la canalisation de transport. Le produit est ensuite déplacé depuis la trémie de transport dans la canalisation de transport vers la trémie réceptrice.

L'air comprimé est réparti convenablement de façon à assurer un écoulement régulier du produit dans la canalisation de transport. La canalisation peut présenter des coudes qui sont alors caractérisés par de grands rayons de courbure dans le but d'éviter toute accumulation de la matière qui pourrait conduire au bouchage de cette dernière.

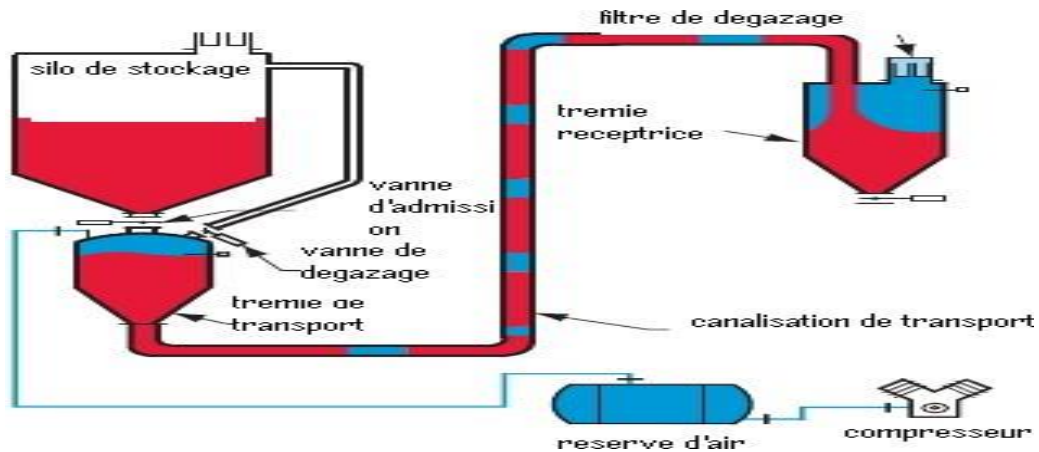


Figure I. 5 : Transport pneumatique

I.4.6 Convoyeur à palette :

Ce type de convoyeur permet de transporter par écoulement la matière à l'intérieur d'une auge par l'entremise de palettes (pièces métalliques rectangulaires) raccordées à une ou plusieurs chaînes ou courroie à l'intérieur de l'auge.

On distingue deux types d'écoulement :

- Ecoulement de matière discontinu : c'est dans le cas où les palettes sont espacées lors de leur passage sous la trémie.
- Ecoulement de matière continu : dans ce cas, les palettes sont rapprochées l'une de l'autre lors de leur passage sous la trémie.

Une butée agissant sur une came fixe se trouvant sur la paroi latérale de la palette assure le basculement de cette dernière au-dessous de la trémie de déchargement.

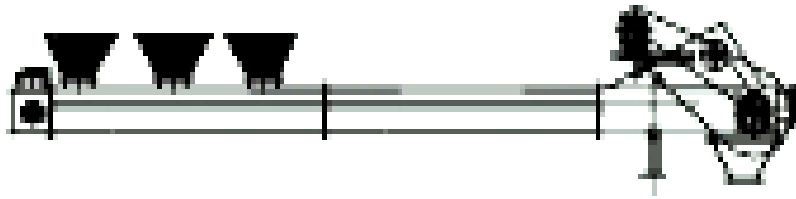


Figure I. 6 : Convoyeur à palette

I.4.7 Convoyeur à raclette :

Un transporteur à raclettes est constitué de raclettes rectilignes qui se déplacent en boucle par glissement sur une surface fixe entre deux tambours. La matière déversée sur cette surface à proximité d'un des tambours est entraînée par les raclettes et transportée horizontalement ou avec une faible déclivité jusqu'au second tambour où elle est déversée au point d'utilisation ou sur un autre convoyeur.

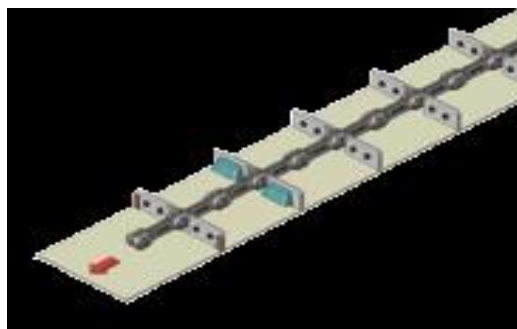
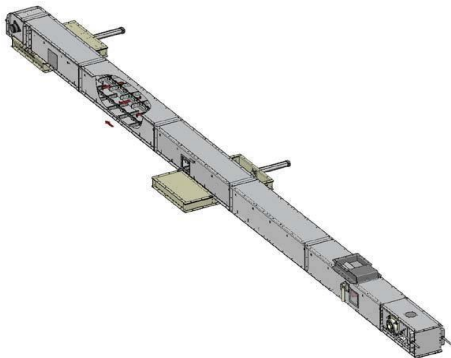


Figure I. 7 : Convoyeur à raclette

I.4.8 Transporteurs à courroie :

L'organe porteur est une courroie sans fin qui s'enroule sur des tambours d'extrémité et qui se déplace le plus souvent sur des rouleaux. Le transporteur est complété par des organes d'entraînement, de tension, d'alimentation et de nettoyage de la courroie. Courroie transporteuse. Elle se compose essentiellement d'une carcasse supportant les efforts de traction, et d'un enrobage qui protège la carcasse. • La carcasse est faite de plis de tissu croisé, ou bien de câbles en nappes (structure corde) / ou encore de plis de tissu croisé combinés avec une ou plusieurs nappes de câbles. Pour obtenir des courroies offrant une résistance plus élevée sans augmenter l'épaisseur de l'armature, on remplace les plis de coton par un ou plusieurs plis de textile artificiel confectionné à partir de fibres cellulosiques (rayonne) ou de matières plastiques: (polyamide; polyester). Les fibres plastiques sont également utilisées en structure corde, Outre une meilleure résistance mécanique, ces carcasses peuvent offrir des avantages particuliers tels que l'insensibilité à l'humidité, aux agents chimiques, etc. Dans les conditions de travail normales, l'allongement élastique du nylon est plusieurs fois supérieur à celui du coton, ce qui impose une augmentation correspondante de la course pour les tensions automatiques.

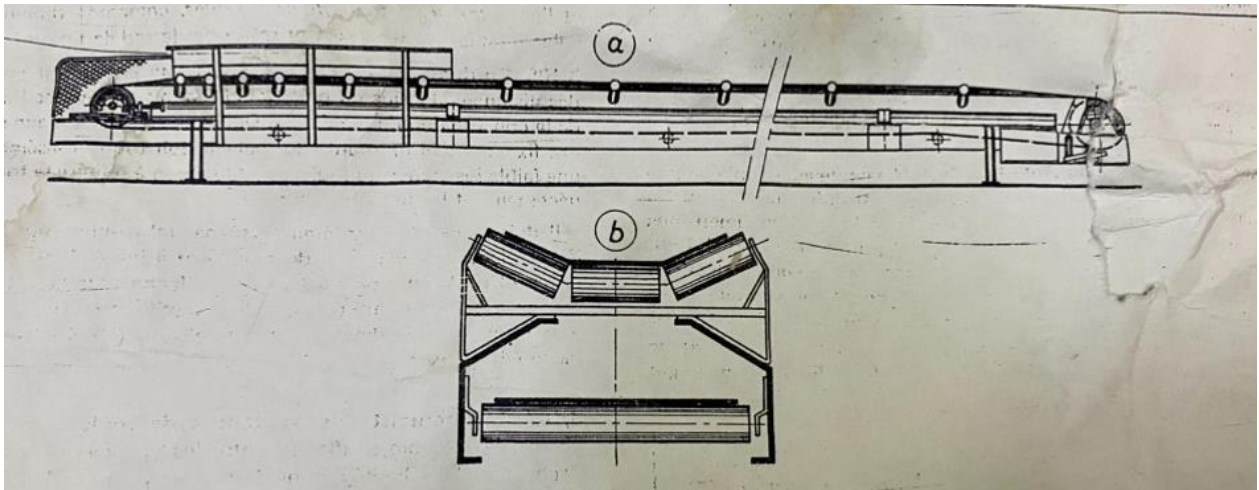


Figure I. 8 : transporteur à courroie

I.4.9 Transporteurs à galets :

Il permet le transport des charges isolées de fond plan, lisse et dur.

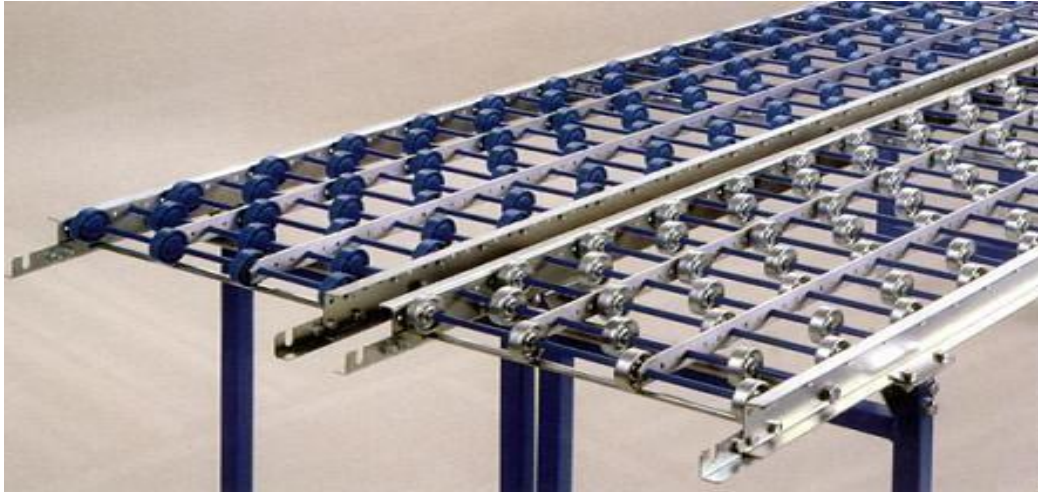


Figure I. 9 : Transporteur à galets

I.4.11 Convoyeur à bande : [2]

Le convoyeur à bande est un équipement de transfert essentiel dont la ligne de production est ininterrompue. C'est un système largement utilisé dans l'exploitation minière, l'industrie métallurgique et notamment dans l'industrie charbonnière. Les convoyeurs à bande sont adaptés au transport de charges en vrac sur de grandes distances.

Actuellement, il ne s'agit plus uniquement de convoyeurs horizontaux ou inclinés, mais également de courbes, de convoyeurs présentant une forte déclivité et des vitesses de plus en plus élevées, sans rupture de charge ni éléments de transfert. Ce type de convoyeur fera l'objet de notre travail.

Les convoyeurs à bande présentent plusieurs avantages tels que :

- réduction de la consommation d'énergie,
- longs intervalles entre les périodes de maintenance,
- indépendance du système par rapport à son environnement,

- réduction des coûts d'exploitation.



Figure I. 10 : convoyeur a bande

I.5. Conclusion :

Le choix des appareils de manutention dépend de sa capacité à transporter de la matière en vrac, pouvoir travailler en décente et permettre de transporter des produits sur des grandes distances avec un débit constant et continue tout en ayant un rendement meilleur.

Parmi les différents appareils de manutention cités ci-dessus, la vis d'Archimède n'est pas pratique pour les grandes distances, de plus leur rendement est faible. Le transport pneumatique n'est pas adéquat car l'aspiration d'une matière lourde n'est pas une chose aisée. L'élévateur à godets ou convoyeur à palette n'affronte pas une continuité de débit. Par contre le convoyeur à bandes se trouve être la solution adéquate, car il répond efficacement aux critères de choix, d'autant plus que ce type de transport est déjà utilisé largement dans différentes entreprises.

Chapitre II

Généralités sur le convoyeur à bande

Chapitre II : Généralités sur le convoyeur à bande

II .1. Historique :

II .1.1 . Introduction :

La première invention des transporteurs à bande vient 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. [3]

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 ». [3]

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. [3]

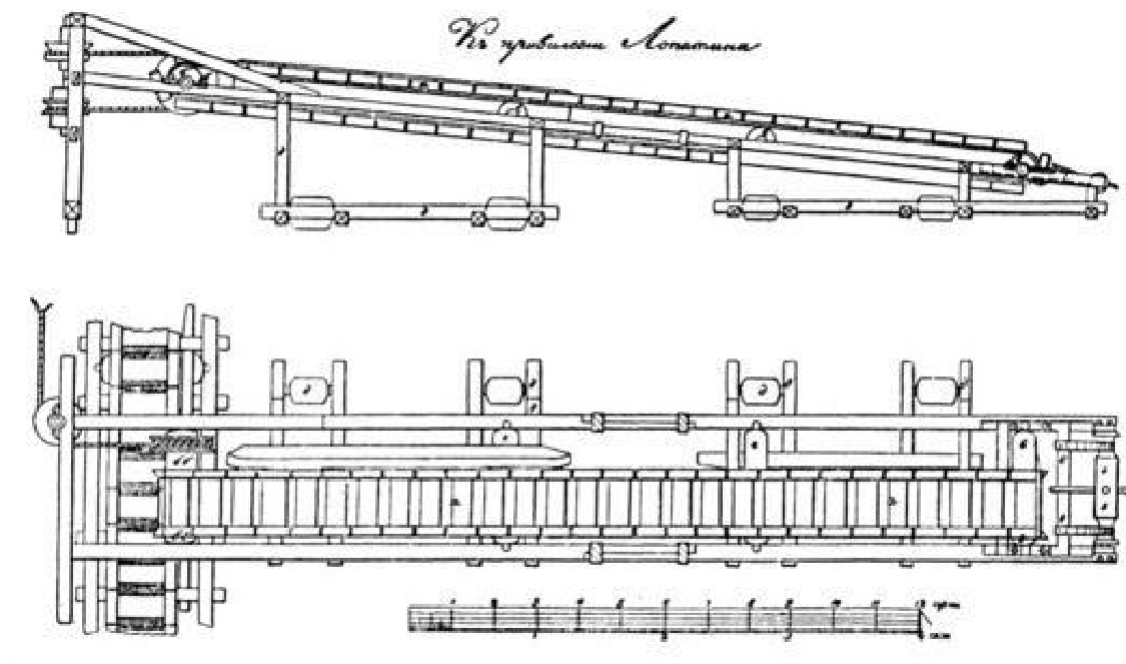


Figure II. 1 : Convoyeur à bande « transporteur de sable » de A. LOPATAINE

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. [3]

D'autre 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. [4]

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. [4]

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. [3]

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. [3]

II.1.2. Utilisation des convoyeurs à bande :

Le transport de charges par convoyeur à bande reste, depuis lors, le moyen mécanique le plus rentable et le plus perfectionné qui soit.

Employé pour le chargement et la reprise de matériaux, le convoyeur est un appareil de transport très souple qui reste souvent la solution de manutention privilégiée pour la construction d'un ouvrage important. [3]

Les bandes transporteuses sont très employées dans l'industrie, les mines et carrières et l'agriculture pour le déplacement, généralement à courte distance, de matériaux plus ou moins pondéreux tels que charbon, minerai, sable, céréales, etc.... [3]

Cette technique a des emplois très variés. On la retrouve par exemple sous forme :

- De trottoir roulant pour le déplacement de personnes dans les gares et aéroports, de fonds mobiles de certains véhicules auto-déchargeurs.
- Des tapis roulants aux caisses des hypermarchés ou pour la livraison des bagages dans les aéroports, etc.

Le convoyeur peut également être conçu pour transporter uniquement des charges isolées (cartons, bacs, sacs, palettes, containers,) selon des trajectoires droites ou courbes, montantes et descendantes. [3]

II. 1.3. Records de longueur :

La plus longue série de bandes transporteuses du monde se trouve au Sahara occidental (contrôlé par le MAROC). Elle s'étire sur 96 km des mines de phosphate de BOUKRAA jusqu'à la côte de l'océan Atlantique au sud de LAAYOUNE. [5]

La plus longue bande transporteuse d'un seul tenant traverse la frontière INDOBANGLADESHIE.

Cette bande transporteuse s'étire sur environ 17 km de long et transporte du calcaire à 960 t/h et du schiste d'une carrière au MEGHALAYA en INDE vers une cimenterie à SYLHET au BANGLADESH (7 km de long en INDE suivis de 10 km de long au BANGLADESH). [5]

II.2. Types et différents organes d'un convoyeur à bande :

I.2.1 Avantages du convoyeur à bande : [7] [6]

- Il peut assurer un très grand débit,
- Travail sans bruit particulier,
- Réduction des effectifs nécessaires,
- Long intervalle entre les périodes de maintenance par exemple : le revêtement caoutchouté des tambours a une durée de vie de deux ans,
- Indépendance du système par apports à son environnement.
- Selon les charges à transporter, les grands convoyeurs à bande peuvent représenter une économie de 40 % à 60 % par rapport au transport routier.

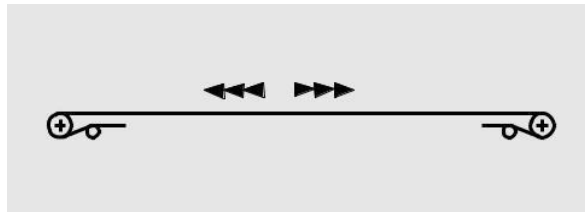
I.2.2 Inconvénients du convoyeur à bande [6]

- Adhésion de la matière à la bande et aux tambours,
- L'angle maximum d'inclinaison du tracé.

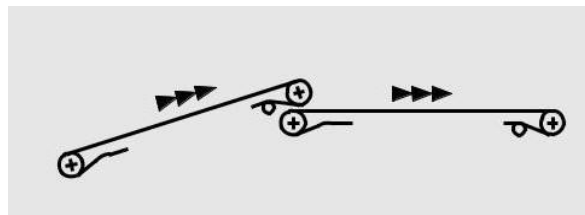
II.2.3. Principaux types de convoyeurs à bande :

Les plans suivants montrent des configurations typiques du convoyeur à bande : [7]

1 : Convoyeur à bande horizontale :



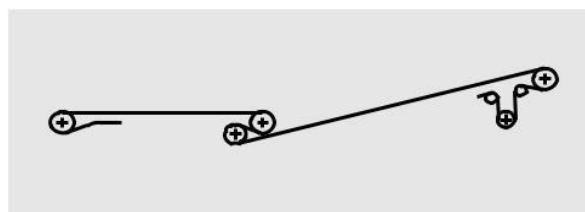
2 : Convoyeur à tronçon horizontal et incliné, pour lequel est nécessaire d'utiliser deux bandes :



3 : Convoyeur à bande horizontale et tronçon incliné, où l'espace permet une courbe verticale et la charge ne nécessite qu'une seule bande :



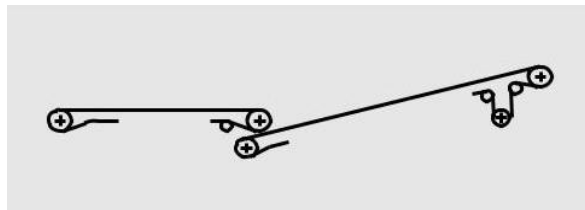
4 : Convoyeur à tronçons horizontal et incliné, où l'espace ne permet pas de réaliser une courbe verticale, mais la charge ne nécessite qu'une seule bande.



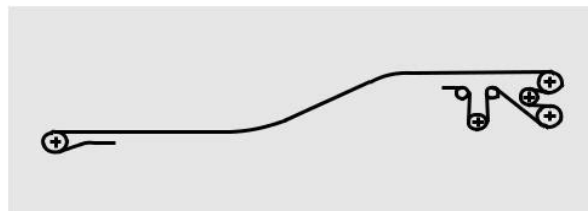
5 : Convoyeur à bande inclinée et tronçon horizontal, où la charge ne nécessite qu'une seule bande et l'espace permet une courbe verticale :



6 : Convoyeur à tronçons horizontal et incliné, où l'espace ne permet pas de courbe verticale et la charge nécessite deux bandes :



7 : Convoyeur à une seule bande comportant un tronçon horizontal, un tronçon incliné et un en descente avec des courbes verticales :



8 : Convoyeur dont la bande est chargée en pente, ascendante ou descendante :

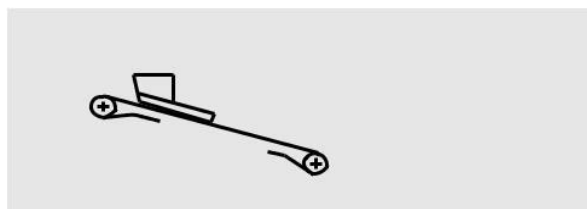


Figure II. 2 : Les différentes configurations typiques du convoyeur à bande

II.2.4. Différents Organes d'un Convoyeur à bande :

II.3.2.1. La bande :

Bande Caoutchoutée :

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. [8]

Caractéristiques :

La bande transporteuse doit présenter les qualités suivantes : [8]

- Assurer un rapport force- poids élevé,
- Une excellente élasticité,
- Une bonne aptitude à la mise en auge,
- Un faible allongement,
- Une résistance à l'action des matériaux abrasifs, aux frottements dus à la mise en vitesse des matériaux 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 nombre de résistances variables. [8]

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 elles sont en polyamide (P). [9]

Structure :

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

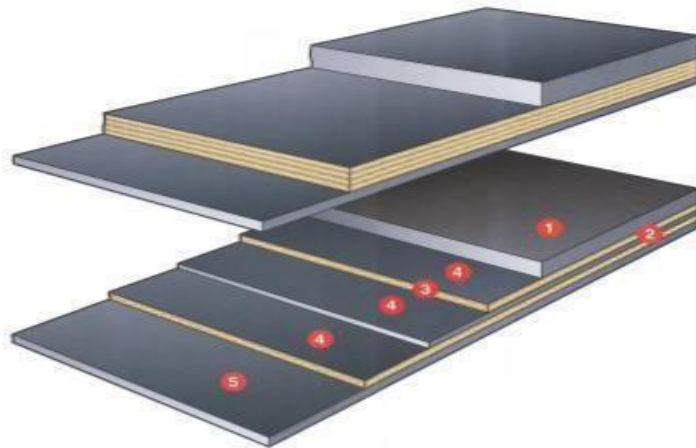


Figure II. 3 : La structure d'une bande à carcasse textile

Skim coat :

Cette couche de liaison qui enveloppe les plis permet :

- 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 dégradation due à la température des matériaux Chauds ou à l'action des produits chimiques.

1.6. Bande caoutchoutée en nappes des câbles :

Elle est constituée de plusieurs plis en acier.



Figure II. 4 : Bande caoutchoutée avec câblots en acier [10]

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.

Bande métallique :

La bande métallique peut manutentionner des matières chaudes, collantes, huileuses à arrêtes 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.

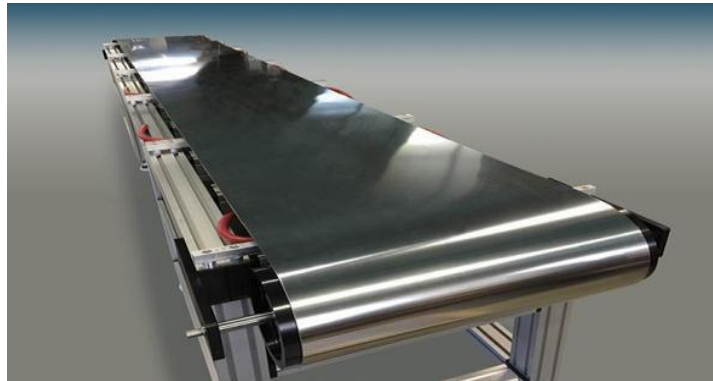


Figure II. 5 : Convoyeur à bande en métallique [7]

II.3.2 .2 .Tambours :

Il existe cinq types de tambours

Tambour de commande :

Tambour équipé de la motorisation du convoyeur à bande (tambour moteur) permettant l'entraînement de la bande. [12]

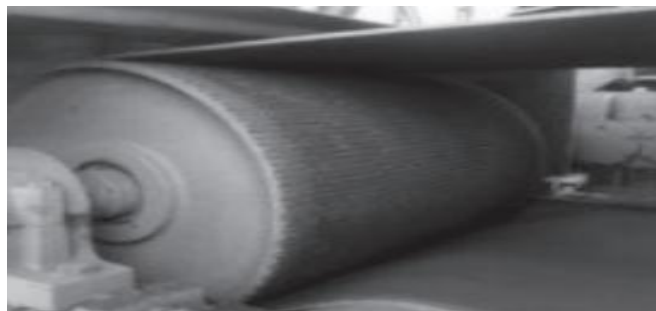


Figure II. 6 : Tambour de commande [7]

Tambour de contrainte :

Tambour placé en tête de convoyeur sous le tambour d'entraînement et permettant d'augmenter l'arc d'enroulement. [12]



Figure II. 7 : Tambour de contrainte [7]

Tambour de tension avec contrepoids :

Tambour équipé d'un contrepoids (masse), nécessaire à la mise en tension de convoyeurs de grandes longueurs. [12]

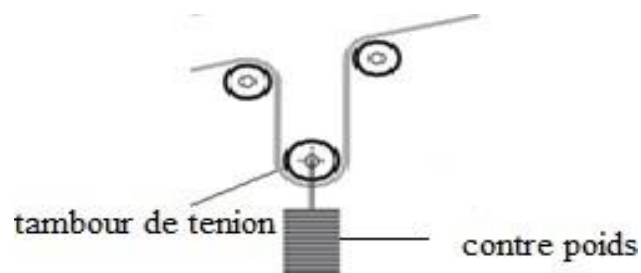


Figure II. 8 : Tambour de tension avec contre poids [7]

Tambour de renvoi :

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

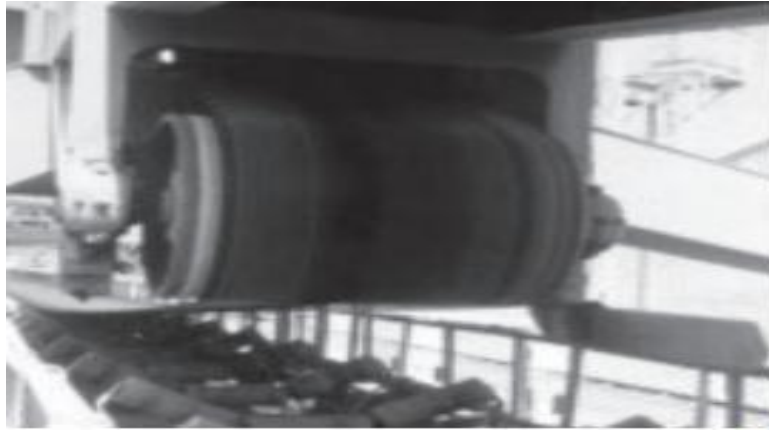


Figure II. 9 : Tambour de renvoi [7]

➤ **Tambour d'inflexion :**

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande. [12]

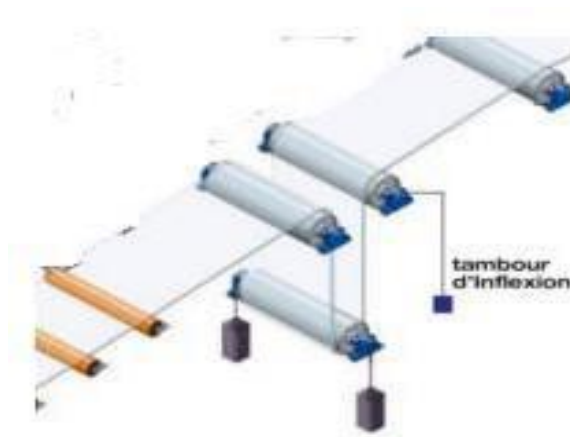


Figure II. 10 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur a bande [7]

II.3.2.3. Stations :

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

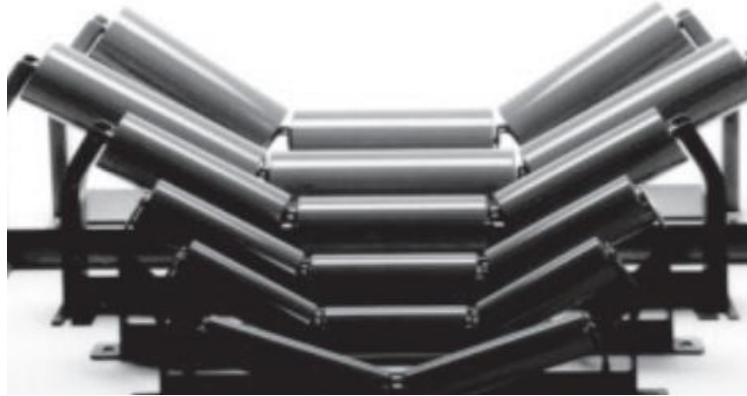


Figure II. 11 : station d'un convoyeur a bande [7]

II.3.2.4. 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 fondamental de les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique. [7]



Figure II. 12 : Rouleaux d'un convoyeur a bande

II.4 conclusion :

Le convoyeur à bande est une machine très utile pour transporter différents matériaux facilement et sans effort humain. Depuis son invention, il a beaucoup évolué pour devenir un outil très utilisé dans les usines, les mines, les ports et même les supermarchés. Il est composé de plusieurs parties comme la bande, les rouleaux et les tambours, qui travaillent ensemble pour faire avancer les matériaux. Grâce à sa rapidité, sa simplicité et ses nombreux avantages, le convoyeur à bande reste aujourd'hui une solution pratique et économique pour déplacer des charges.

Chapitre III :

Conception d'un convoyeur a bande

Chapitre III : Conception d'un convoyeur à bande

III.1 Problématique :

Les problèmes de manutention :

- Beaucoup de mouvement des travailleurs et ça conduit aux problèmes suivants :
 - Danger pour le personnel.
 - Gaspillage beaucoup de temps et d'effort humain.



Figure III. 1 : Les risques liés aux manutentions

❖ Solution :

Utilise un convoyeur à bande mobile destiné au transport de charbon de bois.

Dans cette section, notre tâche est de concevoir un convoyeur à bande capable de déplacer du charbon sur une distance de 10 mètres.



Figure III. 2 : un convoyeur a bande incliné

III.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.

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.

III.3 Propriétés physiques des produits :

Le produit à transporter est le charbon de bois. Dont ses caractéristiques physiques sont citées dans le tableau suivant :

Tableau II. 1 : Propriétés physiques des produits [13]

| Type | Masse volumique moyenne [t/m ³] | Granulométrie [mm] | Angle d'écoulement | Abrasivité | corrosivité |
|-------------------------------------|--|-----------------------|-----------------------|------------|-------------|
| Sable de tandene , décochage | 1,44-1,60 | 90-100 | 39 ° | C | A |
| Sable sec | 1,44-1,76 | 90-110 | 35 ° | C | A |
| Sable mouillé | 1,76-2,08 | 110-130 | 45 ° | C | A |
| Sel , commun, sec, fin | 1,12-1,28 | 70-80 | 20 ° | B | B |
| Sel, commun, sec, gros | 0,64-0,80 | 40-55 | - | B | B |
| Sels potassiques, sel vite, ect. | 1,28 | 80 | - | A | B |
| Charbon de bois | 0,29-0,40 | 18-25 | 35 ° | A | A |
| Soufre jusqu'à 80 mm | 1,28-1,36 | 80-85 | - | A | C |
| Sucre, brut, canne | 0,88-1,04 | 55-65 | 30 ° | B | B |

N.B :

A : non abrasif/ non corrosif

B : moyennement abrasif/ moyennement corrosif

C : très abrasif/ très corrosif

III.4 Les données :**III.4.1 La masse volumique :**

La masse volumique de charbon de bois. Varie entre : **0,29-0,40 t/m³**.

III.4.2 La granulométrie de charbon de bois :

La granulométrie de charbon de bois est variable entre : **18 mm et 25 mm**

III.4.3 L'abrasivité et la corrosivité du produit transporté :

Charbon de bois, et moyennement non abrasif et moyennement non corrosif d'après le tableau (3.1).

III.4.4 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.

$$\theta = 35^\circ$$

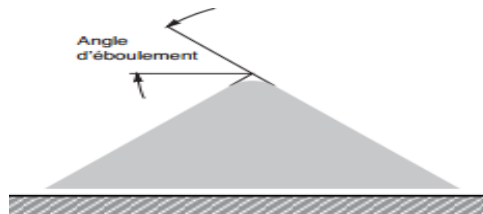


Figure III. 3 : Schema illustratif de l'angle d'éboulement

III.4.5 Angle de talutage :

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

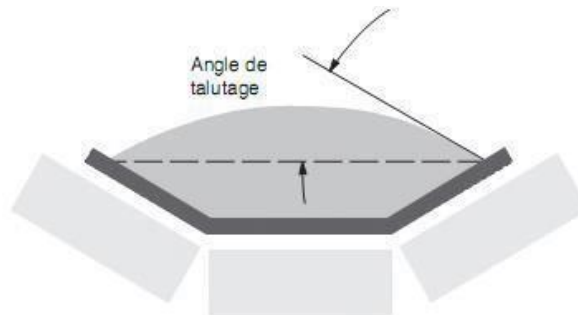


Figure III. 4 : Angle de talutage







| | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|--|---|--|--|--|--|--|---|--|
| Fluidité très élevée | | élevée | | moyenne | | faible | | Profil sur une bande plate | | | |
| Angle de talutage β | | | | | | | | | | | |
| 5° | | 10° | | 20° | | 25° | | 30° | | B | |
|  | |  | |  | |  | |  | |  | |
| Angle d'éboulement | | | | | | | | | | | |
| 0-19° | | 20-29° | | 30-34° | | 35-39° | | 40° et plus | | d'autres | |
| Caractéristiques des produits | | | | | | | | | | | |
| Dimensions uniformes, particules rondes, de très petite taille. Très humides ou très secs, tels que sable sec, silice, ciment, poussière de calcaire humide, etc. | | Particules partiellement rondes, secs et lisses. Poids moyen comme par ex. céréales, grains et fèves. | | Produit irrégulier, granulats de poids moyen, tels que par ex. anthracite, argile, etc. | | Produits ordinaires, tels que par ex. charbon bitumineux et la plupart des minerais, etc. | | Produits irréguliers, visqueux, fibreux dont l'état tend à se détériorer pendant la manutention, tels que par ex. copeaux de bois, produits dérivés de la canne à sucre, sable de fonderie, etc. | | On peut inclure ici des produits présentant diverses caractéristiques telles que celles indiquées dans le Tab. 2 ci-dessous. | |

Tableau II. 2 : Angles de talutage, d'éboulement et écoulement du produit [11]

III.4.6 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 (type de matériaux convoyé, vitesse de la courroie, pente, tension maximal, 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.

III.4 Aspects particuliers à prendre en considération :

On peut utiliser une structure en treillis pour l'ossature sur laquelle va reposer notre convoyeur.

Sécurité : Il doit avoir aucun risque de blessure. Il devra y avoir une protection des pièces en mouvement.

On doit prévoir un tendeur de courroie avec un système de reprise de tension ne nécessitant aucune intervention.

Energie : Le convoyeur étudié sera entraîné par un moto-réducteur triphasée à 400v, dont nous calculerons la puissance absorbée.

III.5 Capacité volumétrique :

Le débit :

Le débit massique souhaite est de charbon de bois : **200 t/h**

La vitesse linéaire de la bande :

La vitesse de la bande transporteuse : **$v = 2 \text{ m/s}$**

Calcul du débit volumétrique :

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

$$I_M = \frac{200}{0,29} = 689.56 \text{ m}^3/\text{h}$$

Avec :

I_M = Débit volumétrique [m³/h]

I_v = Débit massique souhaité [t/h]

q_s = masse volumique [t/m³]

III.6 Quantité de produit par mètre linéaire :

$$q_G = \frac{I_v}{v}$$

$$q_G = \frac{200}{2 \times 3,6} = 27.7 \text{ kg/m}$$

Avec :

q_G = Masse de produit par mètre linéaire de convoyeur en kg/m.

I_v = Débit-masse = 200 t/h. soit : $\frac{200}{3,6}$ kg/s

v = vitesse linéaire de la bande = 2 m/s

q_G : sert à déterminer l'effort tangentiel F_U

III.7 La largeur de la bande :

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

Calcul du débit volumétrique pour une vitesse de 1 m/s :

$$I_{vt} = \frac{I_M}{v} = 344.78 \text{ m}^3/\text{h}$$

$I_{vt} = 344.78 \text{ m}^3/\text{h}$ À une vitesse de 1 m³/h de la bande transporteuse.

D'après le tableau (III.3), la valeur la plus proche de $344.78 \text{ m}^3/\text{h}$ est : $I_{vt} = 359.2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Ça correspond à une bande de largeur **800 mm** pour $\lambda = 35^\circ$.

Tableau II. 3 : 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] | | | | |
|--------------------------|--|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| | $\lambda = 20^\circ$ | $\lambda = 25^\circ$ | $\lambda = 30^\circ$ | $\lambda = 35^\circ$ | $\lambda = 45^\circ$ |
| 800 | 139.6 | 162.0 | 182.1 | 198.3 | 227.1 |
| | 173.6 | 194.4 | 212.7 | 226.8 | 250.0 |
| | 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 |
| 1200 | 335.8 | 389.8 | 438.1 | 477.0 | 545.0 |
| | 415.0 | 465.4 | 510.1 | 543.9 | 602.6 |
| | 581.7 | 627.1 | 664.2 | 692.6 | 728.2 |
| | 655.2 | 712.8 | 745.9 | 768.9 | 795.9 |
| | 770.4 | 807.4 | 837.7 | 855.0 | 873.3 |

III.8 Le poids de la bande par mètre linéaire :

A partir de tableau (III.4) 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 II. 4 : 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 | |

III.9 Ecartement des stations supports :

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_o et a_u .

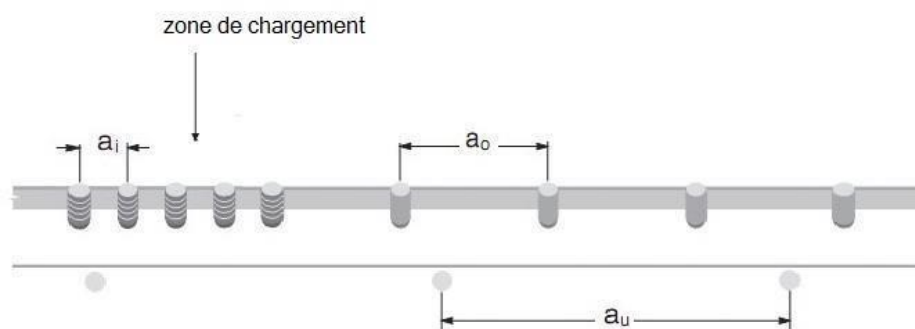
**Figure III. 5 :** Ecartement des stations support.

Tableau II. 5 : ci-après indique les différentes valeurs de l'écartement maximal préconisé :

| Larguer 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 | 1.65 | 1.50 | 1.4 | 3.0 |
| 400 | | | | |
| 500 | | | | |
| 650 | | | | |
| 800 | 1.50 | 1.35 | 1.25 | 3.0 |
| 1000 | 1.35 | 1.20 | 1.10 | 3.0 |

A partir du tableau (III.5) de l'écartement entre les stations on a :

Ecartement des stations supérieures : $a_0 = 1.5 \text{ m}$

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.

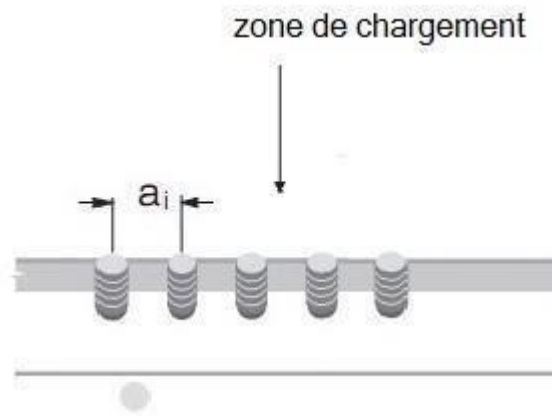


Figure III. 6 : L'écartement minimal entre les stations suspendues.

$$a_i = \frac{a_0}{a_u}$$

$$a_i = \frac{1.5}{3}$$

$$a_i = 0.5 \text{ m}$$

III.10 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.

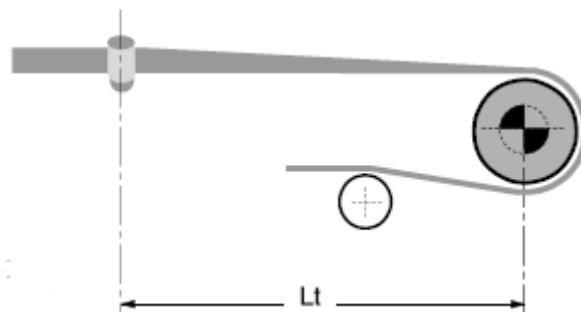


Figure III. 7 : longueur de transition.

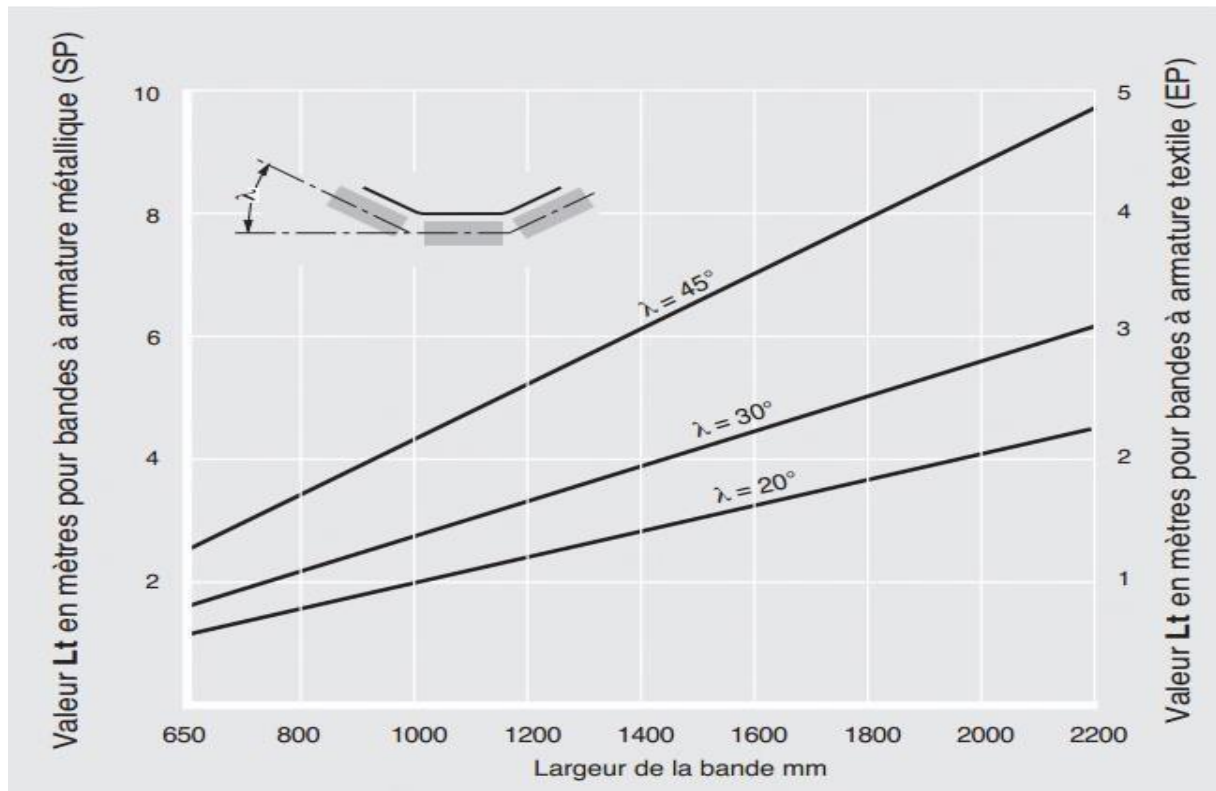


Figure III. 8 : Longueur de transition L_t

D'après la figure (III.8) 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° .

III.11 Choix des rouleaux :

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

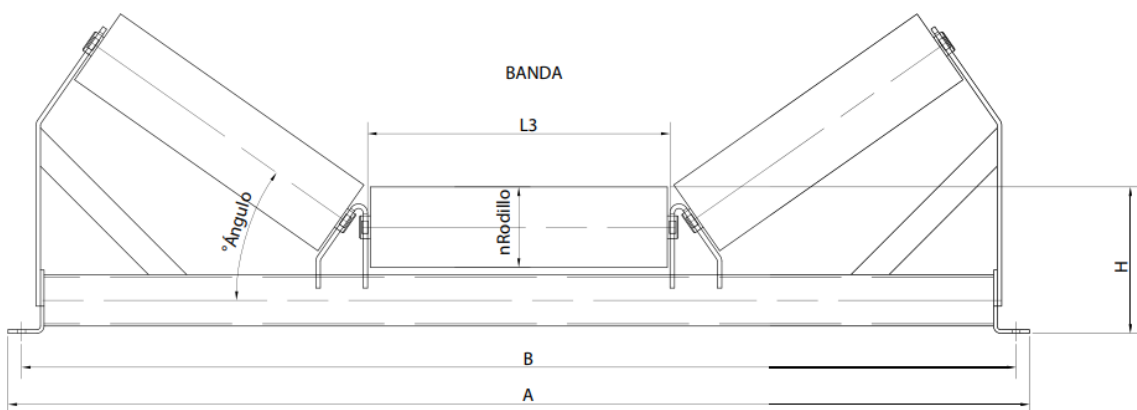
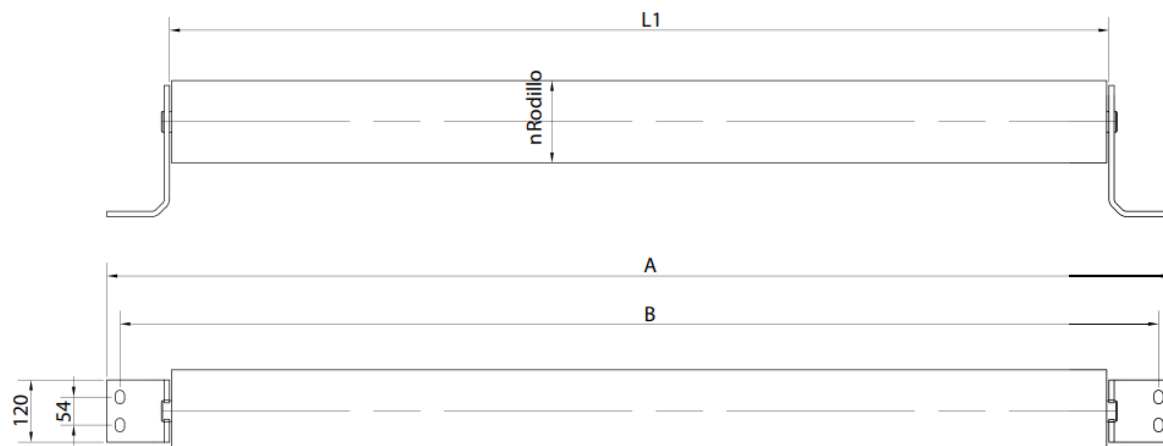


Figure III. 9 : station-support supérieure.**Figure III. 10 :** station-support inférieur**Tableau II. 6 :** Conception selon **NORMES DIN22107 / ISO1537.** [14]

| 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 | 63 | 750 | 380 | 250 |
| | | | 89 | 107 | | | |
| | | | 108 | 85 | | | |
| | | | 133 | 100 | | | |
| 800 | 1150 | 1150 | 89 | 75 | 950 | 465 | 315 |
| | | | 108 | 85 | | | |
| | | | 133 | 100 | | | |
| | | | 89 | 75 | | | |

| | | | | | | | |
|------|------|------|-----|-----|------|-----|-----|
| 1000 | 1350 | 1300 | 108 | 85 | 1150 | 600 | 380 |
| | | | 133 | 100 | | | |
| | | | 159 | 130 | | | |
| 1200 | 1600 | 1550 | 108 | 85 | 1400 | 700 | 465 |
| | | | 133 | 100 | | | |
| | | | 159 | 130 | | | |
| 1400 | 1600 | 1550 | 133 | 100 | 1600 | 800 | 530 |
| | | | 159 | 130 | | | |
| | | | 133 | 100 | | | |
| 1600 | 2050 | 2000 | 133 | 100 | 1800 | 900 | 600 |
| | | | 159 | 130 | | | |
| | | | 133 | 100 | | | |

L_1 : longueur des rouleaux dans les supports à un seul rouleau.

L_2 : longueur des rouleaux dans les supports pour deux rouleaux.

L_3 : Longueur des rouleaux dans les supports pour trois rouleaux.

Du tableau (III.6) le diamètre des rouleaux qui convient à une bande de 800 mm de largeur avec une vitesse de 2m/s est le 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 des supports normaux, type SNLM, type en auge à 3 rouleaux (suivant PNE 53300) [9].

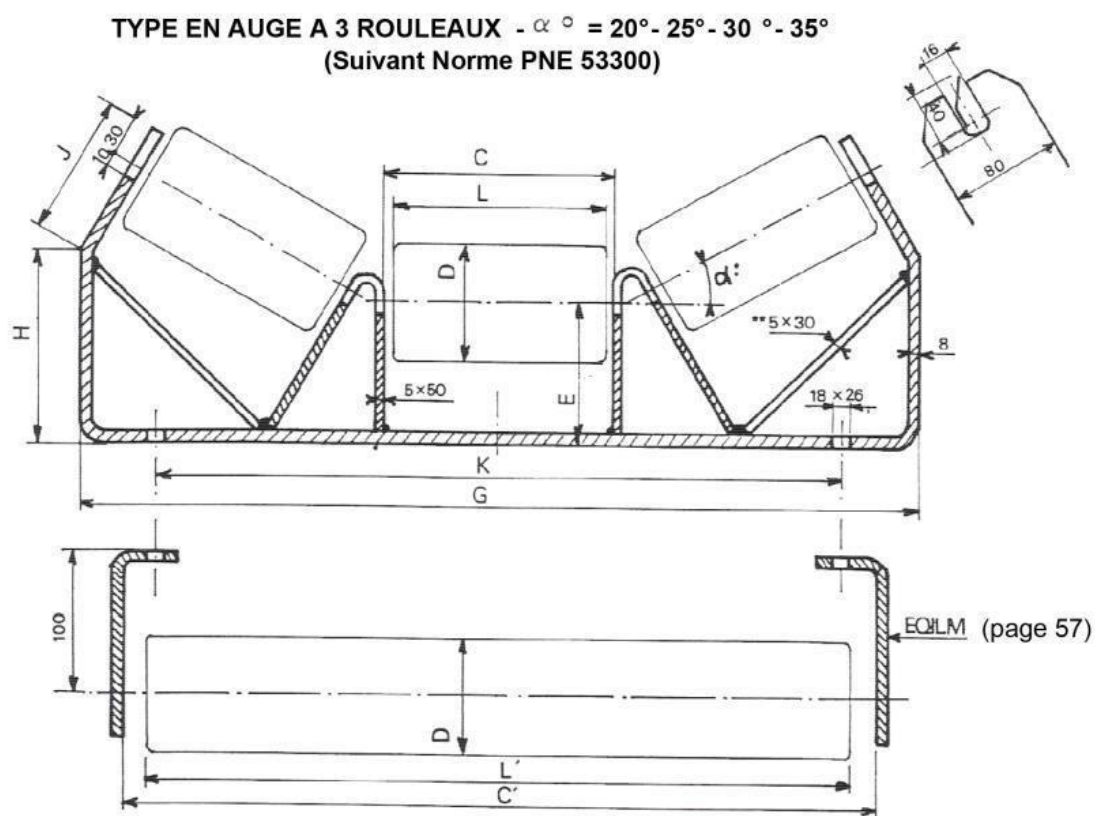


Figure III. 11 : station-support supérieure et inférieure.

Tableau II. 7 : type en auge à 3 rouleaux (suivant PNE 53300)

| BANDE | D | L | C | L' | C' | G | K | E | $\alpha = 20^\circ$ | | | $\alpha = 25^\circ$ | | | $\alpha = 30^\circ$ | | | $\alpha = 30^\circ$ | | |
|-------|----------------------------|------|-----|------|------|------|------|-----|---------------------|-----|-------|---------------------|-----|-------|---------------------|-----|-------|---------------------|-----|-------|
| | | | | | | | | | H | J | Poids | H | J | Poids | H | J | Poids | 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 | | 285* | 298 | 875 | 908 | 1000 | 866 | 125 | 139 | 136 | 9,93 | 166 | 138 | 10,30 | 191 | 144 | 10,62 | 213 | 154 | 11,00 |
| 900 | 133 | 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 |

III.11.1 Calcul de la vitesse de rotation

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

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

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

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

$$V = \omega \times R = \frac{d\pi N}{60} \quad \square \quad N = \frac{v \times 1000 \times 60}{\pi \times d} = \frac{2 \times 1000 \times 60}{\pi \times 89}$$

$$N = 429.39 \text{ tr/mn}$$

V : vitesse linéaire m/s

ω : vitesse angulaire en $[\text{rad/s}]$

R : rayon du rouleau en mm

N : vitesse de rotation en tr/mn

d : Diamètre du rouleau en mm

Tableau II. 8 : Vitesse maximale et nombre de rotations des rouleaux. [13]

| 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 |

Le tableau (3.8) 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 **644 tr/mn**.

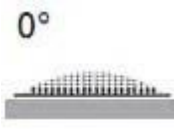





Dans notre cas nous avons la vitesse de rotation est de **429.39 tr/mn** qui est inférieure à celle indiquée dans le tableau.

III.11.2 Calcul des efforts statiques et dynamiques sur les 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 :

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

Figure III. 12 : Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte maximal F_p [13].

| | | | | | |
|---|---|---|--|---|---|
|  |  |  |  |  |  |
| 1.0 | 0.5 | 0.6 | 0.65 | 0.67 | 0.72 |

Le coefficient de participation $F_p = 0.67$

Tableau II. 9 : Coefficient d'utilisation F_s [13].

| 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 (III.9) le coefficient d'utilisation $F_s = 1.1$

Tableau II. 10 : coefficient lié à l'environnement F_m [13].

| 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 |

Le produit à transporter est au condition Maintenance propre et régulière, et d'après le tableau (III.10), le coefficient lié à

l'environnement pour un produit très abrasif ou corrosif est $F_m = 0.9$

Tableau II. 11 : coefficient de choc F_b [13].

| Granulométrie du produit [mm] | Vitesse linéaire de la bande [mm] | | | | | | |
|----------------------------------|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| | 2 | 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 II. 12 : coefficient de vitesse F_v [13].

| Vitesse de la bande [m/s] | Diamètre 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 $F_a = 1$
- Coefficient lié à l'environnement $F_m = 0.9$

- Coefficient de vitesse $F_v = 0.96$

III.11.2.1 Effort statique :

L'effort statique est donné par la relation suivante :

$$C_a = a_0 \times (q_b + \frac{I_M}{3.6 \times v}) \times 9.81$$

$$C_a = 1.5 \times (8.5 + \frac{200}{3.6 \times 2}) \times 9.81$$

$$C_a = 533.82 \text{ N}$$

Avec :

C_a : Effort statique sur les rouleaux supérieurs.

a_0 : Écartement des stations-support supérieurs.

q_b : Masse de la bande par mètre linéaire.

I_M : Débit massique.

v : Vitesse linéaire de la bande.

III.11.2.2 Effort dynamique :

L'effort dynamique est donné par la relation suivante :

$$C_a^1 = C_a \times F_d \times F_s \times F_m$$

$$C_a^1 = 533.82 \times 1 \times 1.1 \times 0.9$$

$$C_a^1 = 528.48 \text{ N}$$

Avec :

C_a^1 : Effort dynamique sur les rouleaux supérieurs.

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.

III.11.2.3 Effort sur les rouleaux centraux :



Figure III. 13 : L'effort sur le rouleau central d'une station porteuse supérieure.

L'effort calculé est donné par la relation suivante :

$$C'_a = C_a^1 \times F_p$$

$$C'_a = 528.48 \times 0.67$$

$$C'_a = 354.08 \text{ N}$$

Avec :

C'_a : Effort sur les rouleaux centraux.

C_a^1 : Effort dynamique sur les rouleaux supérieurs.

F_p : Coefficient de participation des rouleaux sous contrainte.

III.11.3. Effort statique et dynamique sur les rouleaux inférieurs :

III.11.3.1 Effort statique :

L'effort statique est donné par la relation suivante :

$$C_r = a_u \times q_b \times g$$

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

$$C_r = 250.2 \text{ N}$$

Avec :

C_r : Effort statique sur les rouleaux inférieurs.

a_u : Ecartement de stations inférieures.

q_b : Poids de bande par mètre linéaire.

III.11.3.2 Effort dynamique :

L'effort dynamique est donné par la relation suivante :

$$C_{r1} = C_r \times F_s \times F_m \times F_v$$

$$C_{r1} = 250.2 \times 1.1 \times 0.9 \times 0.96$$

$$C_{r1} = 237.8 \text{ N}$$

Avec :

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

C_r : L'effort statique sur les rouleaux inférieurs.

F_s : Coefficient d'utilisation.

F_m : Coefficient lié par l'environnement.

F_v : Coefficient de vitesse.

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


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

$$C_r = 237.8 \times 0.67$$

$$C_r = 159.3 \text{ N}$$

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

Tableau II. 13 : caractéristique de rouleau PSV/1 [13].

| 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 1400 | 500 | 508 | 526 | 3.9 | 5.2 | 226 | 179 | 157 | 142 | 132 | 124 |
| 500 1000 1200 | 600 | 608 | 626 | 4.6 | 6.1 | 204 | 179 | 157 | 142 | 132 | 124 |
| 650 1400 | 750 | 758 | 776 | 5.5 | 7.4 | 161 | 161 | 157 | 142 | 132 | 124 |
| 800 1000 1200 1400 | 800 | 808 | 826 | 5.8 | 7.9 | 150 | 150 | 150 | 142 | 132 | 124 |
| 800 1000 1200 1400 | 950 | 958 | 976 | 6.8 | 9.2 | 126 | 126 | 126 | 126 | 126 | 124 |
| 1000 1200 1400 | 1150 | 1158 | 1176 | 8.1 | 11.0 | 104 | 104 | 104 | 104 | 104 | 104 |
| 1200 1400 | 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 |

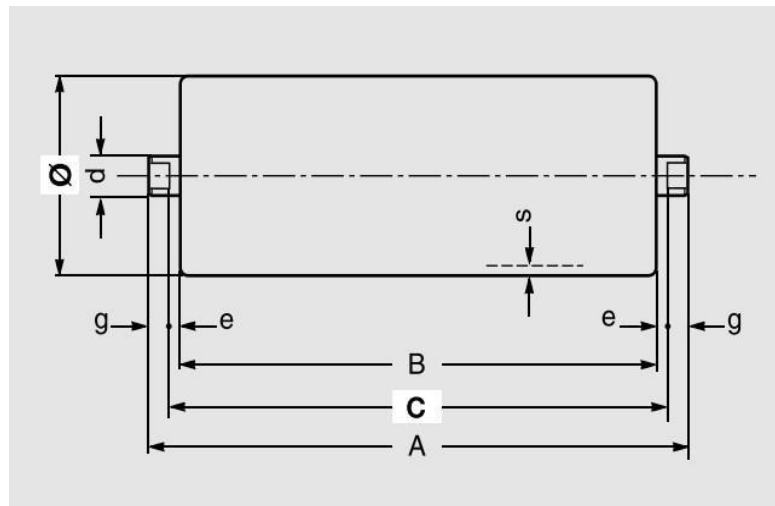


Figure III. 14 : dimension d'un rouleau PSV/1

Avec :

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

Donc à partir de tableau (3.13) :

- Rouleaux pour station porteuse **PSV/1** du diamètre **89 mm**, avec roulements **6204**, longueur **323 mm**, d'une capacité de charge de **142 daN** qui répond à l'effort de **35.408 daN**.
- Rouleaux inférieur type **PSV/1** du diamètre **89 mm**, avec roulements **6204**, longueur **958 mm**, d'une capacité de charge de **126 daN** qui répond à l'effort de **15.95 daN**.

III.12 Effort tangentiel et puissance absorbé :

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

Tableau II. 14 : coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe C_q [13]

| 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 (III.14) le coefficient de résistance fixe en fonction de l'entraxe est :

$$C_q = 4.5$$

Tableau II. 15 : coefficient de résistance passive en fonction de la température [13]

| 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 II. 16 : coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes [13].

| 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 $C_q = 4.5$
- 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 II. 17 : Les valeurs de P_{PRS} et de P_{PRI} (en kg) [13].

| 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 | 11.0 | - | | | | | |
| 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. | 70.5 | 55. |
| 2000 | | | | | | | 50.8 | 42. | 75. | 60. |

Du tableau (III.17) on a :

$$P_{PRS} = 10.04 \text{ kg}$$

$$P_{PRI} = 7.8 \text{ kg}$$

III.12.1 Calcul du poids des parties tournantes supérieures q_{RO} :

$$q_{RO} = \frac{P_{PRS}}{a_0} \text{ kg/m}$$

$$q_{RO} = \frac{10.04}{1.5} = 6.69 \text{ kg/m}$$

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

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

III.12.2 Calcul du poids des parties tournantes inférieures q_{RU} :

$$q_{Ru} = \frac{P_{PRI}}{a_u} \text{ kg/m}$$

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

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 linière : $q_G = 55.56 \text{ kg/m}$ (déjà calculé).

III.12.3 Effort tangentiel total :

On a :

$$F_U = F_a + F_r$$

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

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

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

$$F_U = [10 \times 4.5 \times 1 \times 0.0165(2 \times 8.5 + 55.56 + 2.6 + 6.69)] \times 9.81$$

$$F_U = 596.18 \text{ N}$$

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).

III.12.4 Puissance d'entraînement absorbé :

$$P = \frac{F_U \times v}{100 \times \eta}$$

$$P = \frac{596.18 \times 2}{100 \times 0.86}$$

$$P = 13.86 \text{ KW}$$

η : Rendement du convoyeur.

F_U : Effort tangentiel total.

v : vitesse linéaire de la bande.

III.13 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.

III.13.1 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.

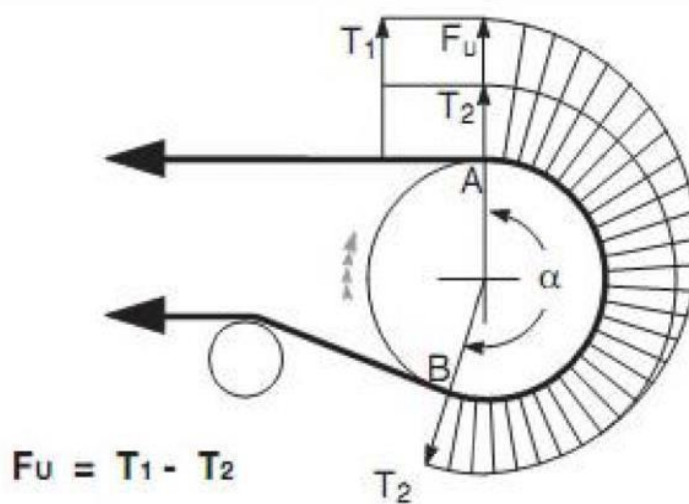
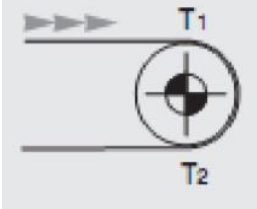
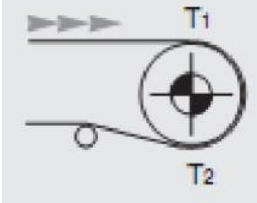
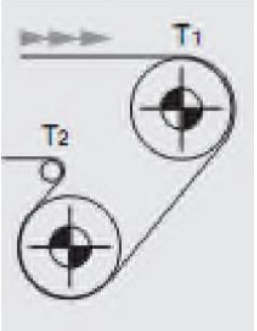


Figure III. 15 : Tension exercées sur la bande au niveau du tambour de commande

Le Tableau (III.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 II. 18 : coefficient d'enroulement C_w [13].

| 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 | 0.5 | 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 de tableau (III.18) : $C_w = 0.75$

III.13.1.1 Calcul de T2 :

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

$$T_2 = F_U \times C_W$$

$$T_2 = 596.18 \times 0.75$$

$$T_2 = 447.1 \text{ N}$$

III.13.1.2 Calcul de T1 :

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

$$T_1 = F_U + T_2$$

$$T_1 = 596.18 + 447.1$$

$$T_1 = 1043.2 \text{ N}$$

A partir des valeurs **T₁** et **T₂**, on peut analyser les tensions de la bande en d'autres endroits critiques du convoyeur. Il s'agit des :

- Tension **T₃** relative à la sortie du tambour de renvoi.
- Tension **T₀** minimale en pied de convoyeur.
- Tension **T_{Max}** tension maximale de la bande.

III.13.1.3 Calcul T3 :

Est la tension à la sortie du tambour de renvoi.

$$T_3 = F_r + T_2$$

Avec :

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

$$F_r = [10 \times 4.5 \times 0.0165 \times 1(8.5 + 2.6)] \times 9.81$$

$$F_r = 80.8 \text{ N}$$

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

Donc :

$$T_3 = 80.8 + 447.1$$

$$T_3 = 527.9 \text{ N}$$

III.13.1.4 Calcul de T0 :

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-supports.

On obtient la tension minimale T_2 nécessaire pour maintenir une incurvation de **2%** à l'aide de la formule suivante :

$$T_0 = 6.25(q_b + q_G)a_0 \times g$$

$$T_0 = 6.25(8.5 + 55.56)1.5 \times 9.81$$

$$T_0 = 589.151 \text{ daN}$$

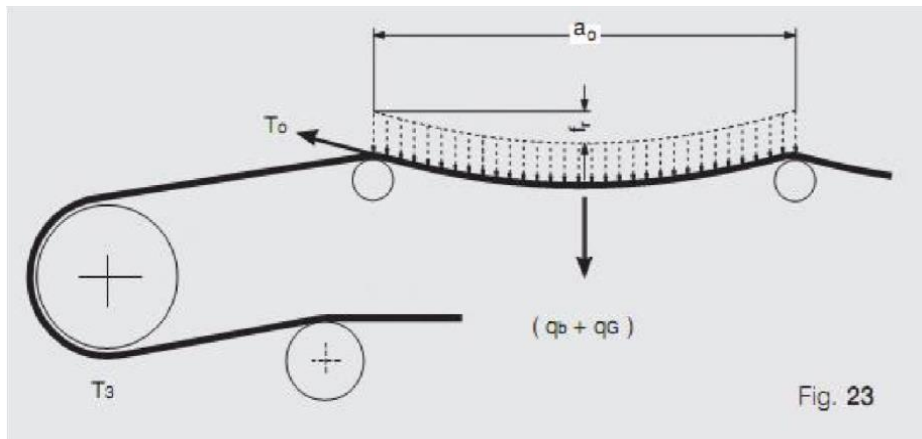


Figure III. 16 : Disposition des tensions T_0 et T_3

Etant donné la tension maximale de service du convoyeur

$$T_{Max} = T_0 = 589.151 \text{ daN}$$

$$T_{Max} = 589.151 \text{ daN}$$

T_{Max} : Sert à calculer la tension maximale unitaire de la bande.

III.14 Choix de la bande :

Etant donné la tension maximale de service du convoyeur $T_{Max} = 589.151 \text{ daN}$

Calcul T_{Umax} :

$$T_{Umax} = \frac{T_{max} \times 10}{L}$$

$$T_{Umax} = \frac{589.151 \times 10}{800}$$

$$T_{Umax} = 7.36 \text{ N/mm}$$

T_{Umax} : Charge de rupture de la bande (N/mm).

L : La largeur de la bande (mm).

La charge de rupture de la bande correspond à la charge d'utilisation multipliée par un coefficient de sécurité de 8. (Cas d'une bande à armature en textile).

$$T_{Umax} = 7.36 \times 8 \text{ N/mm}$$

$$T_{Umax} = 58.88 \text{ N/mm}$$

III.15. Calcul du diamètre de l'axe du tambour :

Nous obtenons un diamètres des différents tambours en fonction de la charge de rupture de la bande à partir du tableau suivant :

Tableau II. 19 : Diamètres recommandés pour les tambours en fonction de la charge de rupture [14].

| 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 | Diamètre du tambour renvoi | Diamètre du tambour d'inflexion | Diamètre du tambour moteur | Diamètre du tambour renvoi | Diamètre Du tambour d'inflexion |
| 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^2 , 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.

Dans ce qui suit, les axes des tambours sont faits de l'acier XC38 dans la propriété suivante :

Acier doux utilisé généralement la fabrication des arbres de transmission de puissance.

Teneur en carbone : 0.35% / 0.4%

a. Nom du matériau :

XC 38 (norme européenne)

b. Mode d'élaboration :

Acier trempé après austénitisation à 825°C pendant $\frac{1}{4}$ h, puis subit un recuit de normalisation à 450°C et un refroidissement à l'air.

c. Propriété chimique :

Points de transformation : $AC1 = 720^\circ\text{C}$

$AC3 = 780^\circ\text{C}$

XC38

| C% | Mn% | Si% | S% | P% | Ni% | Cr% | Mo% | Cu% |
|------|------|------|------|-------|------|------|-------|-----|
| 0.36 | 0.58 | 0.22 | 0.02 | 0.015 | 0.25 | 0.08 | <0.01 | 0.5 |

d. Propriété mécanique :

- 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)*.

III.15.1 Tambour de commande :**III.15.1.1 Calcul du diamètre de l'axe du tambour de commande :**

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

$$Q_T = m_t + m_r + m_f$$

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

e. **Calcul de volume :**

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

$$D_2 = D_1 - 2 \times e$$

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

$$D_2 = 0.38 \text{ m}$$

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)

$$V = \frac{\pi}{4} (0.4^2 - 0.38^2) \times 0.95$$

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

$$m = \rho V$$

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

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

- Masse du revêtement selon le constructeur, qui égale à 10 [kg]
- Masse des Flasques selon le constructeur qui égale à 5 [kg]

Donc :

$$q_T = 89.62 + 10 + 5$$

$$q_T = 104.6 \text{ [kg]}$$

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

$$N = \frac{V \times 1000 \times 60}{D \times \pi} = \frac{2 \times 1000 \times 60}{630 \times \pi}$$

$$N = 60.66 \text{ tr/mn}$$

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

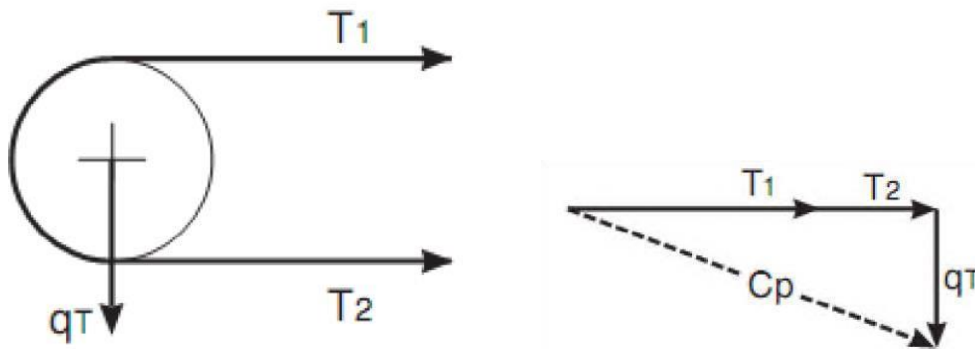


Figure III. 17 : La résultante des tensions

f. Calcul du C_p

$$C_p = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q_T^2}$$

$$Cp = \sqrt{((1043.2 + 447.1)^2 + 104.6^2)}$$

$$Cp = 1493.96 \text{ N}$$

g. Calcul du moment fléchissant Mf :

$$Mf = \frac{Cp}{2} \times ag$$

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

$$Mf = \frac{1493.96}{2} \times 0.17$$

$$Mf = 126.98 \text{ N.m}$$

Mf : Le moment fléchissant de l'axe du tambour (N.m)

Cp : Résultante des tensions et de poids du tambour.

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

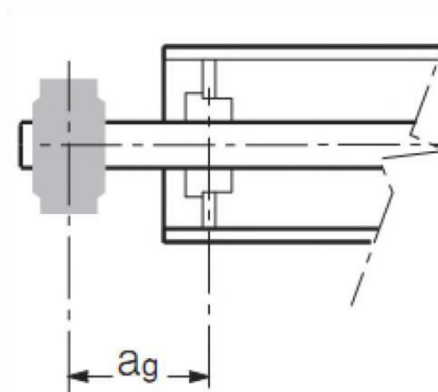


Figure III. 18 : Distance entre le flasque et le tambour

h. Calcul du moment de torsion Mt :

$$Mt = \frac{P}{N} \times 954.9$$

$$Mt = \frac{8.5}{60.66} \times 954.9$$

$$Mt = 133.8 \text{ N.m}$$

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.

i. Calcul du moment idéal Mi

$$Mi = \sqrt{Mf^2 + 0.75Mt^2}$$

$$Mi = \sqrt{126.98^2 + 0.75(133.8)^2}$$

$$Mi = 171.9 \text{ N.m}$$

j. Calcul de module de résistance W

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

$$W = \frac{\pi}{32} \times d^3$$

On a : pour l'acier XC 38

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

Avec un coefficient de sécurité $s = 4$ on aura $\sigma_{adm} = \frac{27.1}{4} = 6.87 \text{ daN/mm}^2$

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

$$W = \frac{171.9}{6.87} \times 10^3$$

$$W = 25022.31 \text{ mm}^3$$

k. Pour le diamètre l'axe du tambour de commande :

$$D = \sqrt[3]{\frac{W \times 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{25022.31 \times 32}{\pi}}$$

$$D = 63.41 \text{ mm}$$

On prendre un diamètre normalisé $D = 70 \text{ mm}$

III.15.2 Tambour de contrainte :

III.15.2.1 Calcul de diamètre de l'axe du tambour de contrainte :

l. Calcul de la masse du tambour de contrainte :

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

$D = 250 \text{ mm}$

m. Calcul de volume du tambour

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

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

$$D_2 = 0.25 - (2 \times 0.006)$$

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

$$V = \frac{\pi}{4} (0.25^2 - 0.238^2) \times 0.95$$

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

$$m = \rho V$$

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

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

n. Calcul de la charge qui s'exerce sur l'axe du tambour de contrainte Q_T

$$Q_T = m_t + m_b + m_f$$

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

$$Q_T = 33.57 + 10.2 + 10 \quad \quad \quad Q_T = 53.77 \text{ kg}$$

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

o. Calcul de moment fléchissant M_f

$$M_f = \frac{54.9}{2} \times 0.17$$

$$M_f = 46.6 \text{ N.m}$$

p. Calcul du module de résistance W

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

$$W = \frac{46.6}{6.87} \times 10^3$$

72

$$W = 6783.2 \text{ mm}^2$$

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

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

$$D = \sqrt[3]{\frac{6783.2 \times 32}{\pi}}$$

$$D = 41.04 \text{ mm}$$

On prendre un diamètre normalisé $D = 50 \text{ mm}$.

III.16 Choix de palier et de roulement :

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

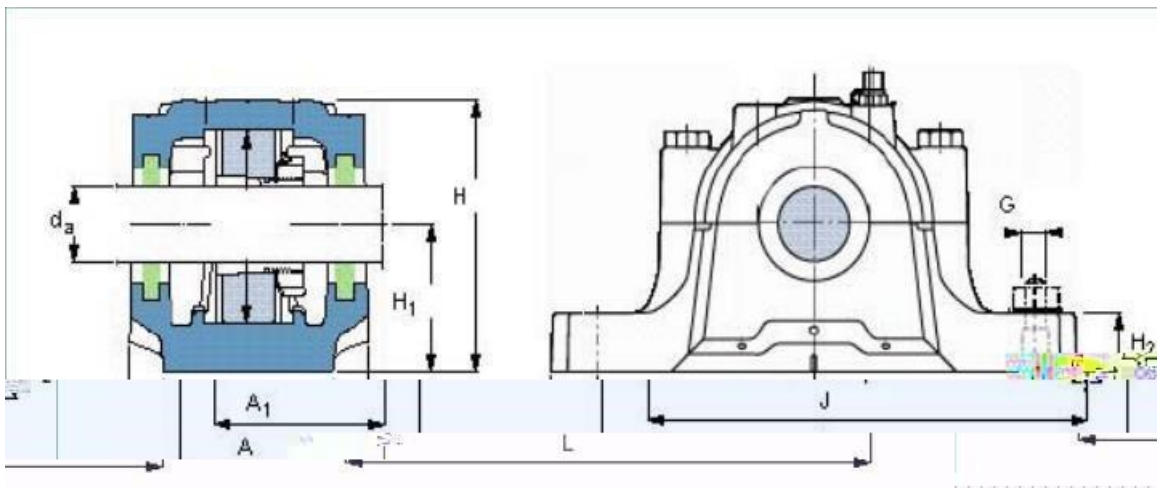


Figure III. 19 : Paliers à semelle SNH500

Tableau II. 20 : Paliers à semelle SNH500

| Ø arbre da [mm] | Taille palier | Dimensions principales | | | | | | | | | Poids [kg] |
|-----------------|---------------|------------------------|--------|---------|--------|---------|---------|--------|--------|--------|------------|
| | | Roulement | 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 |

III.17.1 Pour l'axe du tambour moteur :

On a : $D = 70 \text{ mm}$

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 **SNL516** avec un roulement **22216**.

III.17.2 Pour l'axe Tambour de contrainte :**La vitesse de rotation**

$$N = \frac{2 \times 1000 \times 60}{\pi \times 400} = 95.54 \text{ tr/mn}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

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

- La taille de palier est **SNL511** avec un roulement **22211**.

III.18 Etude de l'ossature :

Nous allons examiner la résistance de la structure ainsi que celle de la traverse qui soutient la station porteuse (UPN 140).

Le matériau utilisé est l'acier S275, qui est couramment employé dans la construction métallique, normalisé et référencé selon l'eurocode 3.

III.19 Les différents produits sidérurgiques :

Les produits sidérurgiques utilisés dans la construction métallique sont fabriqués par laminage à chaud. Leurs dimensions et caractéristiques sont normalisées et disponibles dans un catalogue.

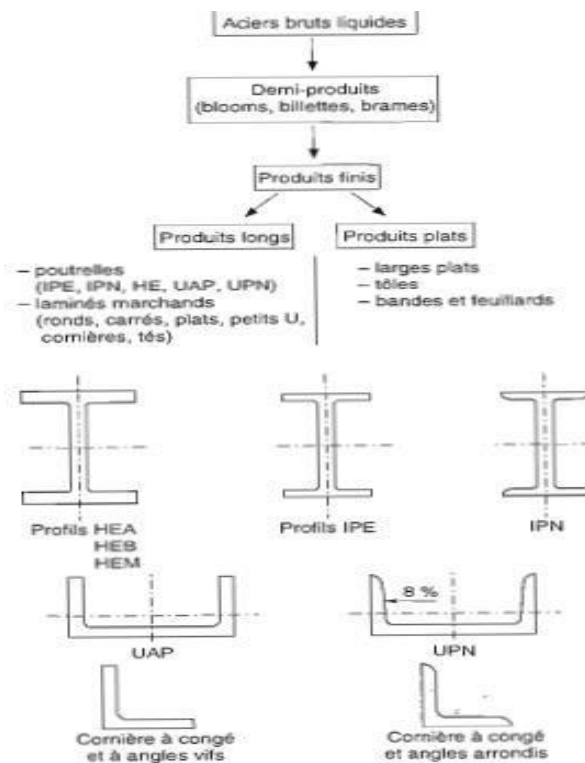


Figure III. 20 : Différents produits sidérurgiques répertoriés selon l'euro code 3

III.20 Caractéristiques des aciers normalisés :

Les différents aciers de construction sont régis par la norme EN 10025, qui a été publiée en octobre 1990 par l'AFNOR, remplaçant ainsi l'ancienne norme NF A 35.501 datant d'avril 1987.

Cette norme s'applique aux aciers non alliés, laminés à chaud, destinés à la fabrication d'éléments de construction, qu'ils soient soudés ou non, et concerne aussi bien les produits plats que les produits longs.

Nous nous limitons en construction à trois nuances principales d'acier (S235 dans la majorité des cas. S275 et S355 plus rarement. Par exemple pour les ouvrages d'art), qui correspondent aux exigences de calcul en plasticité.

En effet. Le calcul en plasticité peut être utilisé dans l'analyse globale des structures ou de leurs éléments. À la condition que l'acier satisfasse aux trois exigences suivantes :

- La contrainte à la rupture en traction f_u doit être supérieure de 20% au moins à la limite d'élasticité f_y : $f_u \geq 1,2 \times f_y$.
- L'allongement à la rupture ϵ_u doit être supérieur à 15 %.
- L'allongement à la rupture ϵ_u (correspondant à f_u) doit être supérieur à 20 fois l'allongement ϵ_y (correspondant à f_y) : $\epsilon_u \geq 20 \times \epsilon_y$

Les trois nuances d'acier figurant sur le tableau suivant satisfont à ces trois exigences.

Tableau II. 21 : Caractéristiques des aciers de construction métallique. [7]

| Caractéristiques mécanique des aciers en fonction de leur épaisseur | Nuances d'aciers | | |
|---|--------------------|--------------------|--------------------|
| | S235 | S275 | S 355 |
| Limite élastique f_y (MPa) $t \leq 16$ mm $16 < t \leq 40$ mm $40 < t \leq 63$ mm | 235 225 215 | 275 265 255 | 355 345 335 |
| Contrainte de rupture en traction f_u (MPa) $t \leq 3$ mm $3 < t \leq 100$ mm | 360/510 340/470 | 430/580 410/560 | 510/580 490/630 |
| Allongement minimal moyen ε $t \leq 3$ mm $3 < t \leq 150$ mm | 18% 23% | 15% 19% | 15% 19% |

II.21 Autre caractéristiques de l'acier S275:

Les valeurs des principales caractéristiques mécaniques de l'acier S275 sont :

- Module d'élasticité longitudinale : $E = 210\,000$ MPa.
- Module d'élasticité transversale : $G = 80\,770$ MPa.
- Coefficient de poisson : $\nu = 0.3$.
- Coefficient de dilatation linéaire : $\lambda = 11 \times 10^{-5}$.
- Masse volumique de l'acier : $\rho = 7700$ Kg/m³.
- Contrainte limite élastique de cisaillement par (critère de Von mises) : $\tau = \frac{f_y}{\sqrt{3}} = 0,58.f_y$.

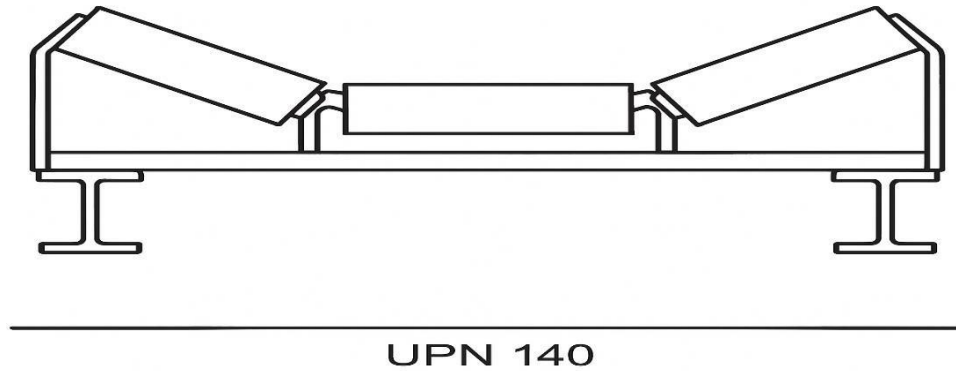
III.22 Etude de la flèche pour UPN140 (traverse de la station supérieure) :

Figure III. 21 : disposition d'une station supérieure sur la poutre longitudinale.

Détermination de la charge de la station supérieure :

L'effort exercé par le produit sur l'élément transversal de la station :

$$P_s = q_G \times a_0 \times g \quad [\text{N}]$$

P_s : L'effort exercé par le produit sur l'élément transversal de la station (N).

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

a_0 : Ecartement des stations supérieures (m).

g : Accélération de la pesanteur (m/s).

$$P_s = 27,7 \times 1,5 \times 9,81 = 407,605 \text{ N}$$

$$P_{s1} = \frac{407,605}{1,9} = 214,529 \text{ N/m}$$

P_{s1} : L'effort exercé par le produit réparti par mètre linéaire sur la poutre transversale.

L'effort exercé par les rouleaux sur l'élément transversal (P_R) :

$$P_R = p_0 \times Z \times g.$$

p_0 : Poids de rouleau de diamètre 89 mm (kg).

Z : Nombre de rouleaux par station.

g : Accélération de la pesanteur

$$P_R = 9,69 \times 3 \times 9,81 = 285,17 \text{ N}$$

$$P_{R1} = \frac{285,17}{1,9} = 150,09 \text{ N/m}$$

P_{R1} = effort exercé par les rouleaux répartis par mètre linéaire sur la poutre transversale.

L'effort total exercé sur une station (q) :

$$q = P_{s1} + P_{R1}$$

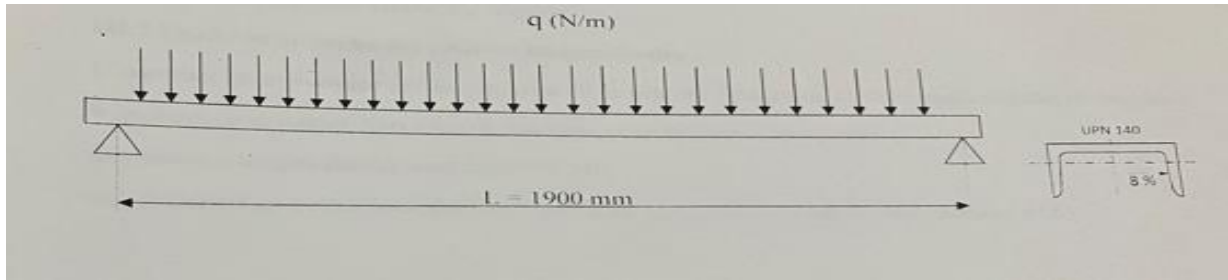
$$q = 214,52 + 150,09$$

$$q = 364,619 \text{ N/m}$$

$$q = 0,36 \text{ N/mm}$$

Calcul de la flèche maximale de l'élément transversal (UPN 140) de la station supérieure.

La traverse de la station supérieure est assimilée à une poutre sur deux appuis, sous chargement transversal uniformément réparti.



Hypothèses :

- Tant que les charges axiales sont nulles, il n'y a pas de combinaison de charges, donc on calcule la poutre uniquement à la flexion.
- La charge est supposée uniformément répartie sur la longueur de la poutre transversale.

Pour que la poutre transversale (UPN 140) de longueur ($L = 1900 \text{ m}$) résiste à l'effort de flexion sans aucune détérioration pouvant effectuer le fonctionnement de la station supérieure.

Elle doit vérifier la condition suivante : [15] :

$$f = \frac{5}{384} \times \frac{q \times L^4}{E \times I} < \frac{L}{200}$$

f : La flèche maximale admissible par la poutre (mm).

E : Module d'élasticité longitudinale de l'acier S 275 (MPa).

L : Distance entre les appuis (mm).

q : Charge linéaire (N/mm).

I : Moment d'inertie de la section de l'UPN 140.

$$\frac{L}{200} = \frac{1900}{200} = 9,5 \text{ mm}$$

$$f = \frac{5}{384} \times \frac{1,282 \times 1900^4}{2,1 \times 10^5 \times 62,7 \times 10^4}$$

$$f = 1,65 \text{ mm} < 9,5 \text{ mm}$$

Donc la condition de la flèche est vérifiée.

III.23 Etude de la flèche des poutres longitudinales :

L'ossature du convoyeur est de longueur 10 m. elle est constituée de deux parties égales de longueur 5m chacune et admet deux axes de symétrie Les poutres longitudinales sont des UPN 140. Les éléments en treillis sont des tubes carrés de section 50 x 50 mm.

Hypothèses :

- La charge totale qui s'exerce sur l'ossature du convoyeur est considérée uniformément répartie sur sa surface.
- Les éléments en treillis ne sont pas chargés et considérés comme étant des éléments assurant uniquement la stabilité. Leur poids est négligeable.
- Les charges axiales sont nulles, donc il n'y a pas de combinaison de charges.
- On se contente donc d'étudier les poutres principales en flexion uniquement.
- La charge totale est transmise vers les poutres principales telle qu'illustrées sur la figure HL,

III.23.1 Détermination de la charge s'exerçant sur une poutre longitudinale (UPN 140) de longueur L = 5 m (PT) :

P^m = Le poids propre de la poutre + la charge du produit transporté + le poids des rouleaux supérieurs (kg).

$$P_T = P_U + P_s + P_R + P_R$$

P_U : Poids propre de la poutre.

P_s : Charge du produit transporté par mètre linéaire.

P_R : Poids des rouleaux des stations supérieures.

$$P_u = 16 \times 9,81 = 156,96 \text{ N/m}$$

$$P_s = 27,7 \times 1,5 \times 9,81 = 407,605 \text{ N}$$

$$P_R = 9,69 \times 3 \times 9,81 = 285,17 \text{ N}$$

$$P_T = 156,96 + 407,605 + 285,17$$

$$P_T = 849,73 \text{ N/m}$$

P_T : est la charge linéaire s'exerçant sur les deux poutres longitudinales.

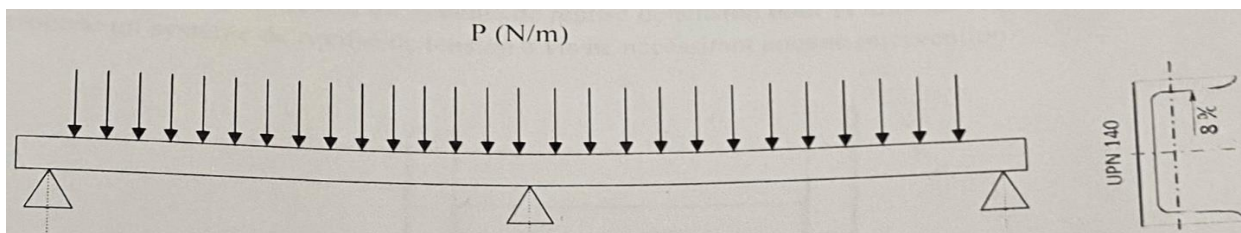
III.23.2 La charge linéaire s'exerçant sur les deux poutres est donnée par :

$$p = \frac{P_T}{2} = \frac{849,73}{2} = 424,86 \text{ N/m}$$

$$P = 424,86 \text{ N/m}$$

$$= 0,42 \text{ N/mm}$$

III.23.3 vérification à la flèche d'une poutre longitudinale $L = 5 \text{ m}$ (UPN 140) :



La condition de vérification de la flèche f_{\max} : [15]

$$f = \frac{2,05}{384} \times \frac{P \times L^4}{E \times I} < \frac{L}{200}$$

f : La flèche maximale admissible par la poutre (mm).

E : Module d'élasticité longitudinale de l'acier S275 (MPa).

L: Distance entre deux appuis (mm).

P : Charge linéaire (N/mm).

I : Moment d'inertie de la section de la poutre.

$$\frac{L}{200} = \frac{2440}{200} = 12.2 \text{ mm}$$

$$f = \frac{2,05}{384} \times \frac{0,42 \times 2440^4}{2,1 \times 10^5 \times 605 \times 10^4} = 0.00615$$

$$0,00615 \text{ mm} < 12,2$$

mm Donc la condition de la flèche est vérifiée.

III.25 : Système de remise de tension de la bande :

Pour assurer un bon fonctionnement du convoyeur et éviter le désalignement de la bande transporteuse, il faut prévoir un système de remise de tension pour la faire tendre. Pour ce faire, on propose un système de remise de tension à vis ne nécessitant aucune intervention.

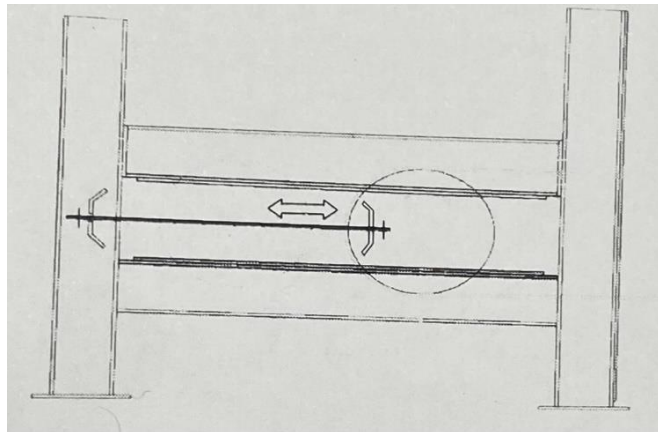


Figure III. 22 : Dispositif de remise de tension.

Le tambour de renvoi est monté sur deux paliers fixés sur une glissière. qui a un degré de translation horizontal pour permettre de tendre ou de desserrer la courroie (voire figure III.3).

La glissière est attachée à un portique avec deux vis appelées : vis de remise de tension, permettant de régler la tension de la bande.

Le portique est attaché à l'ossature du convoyeur.

Chapitre IV : Simulation par SolidWorks

Chapitre IV : Simulation par Solidwork

IV.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** ».

IV.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.

IV.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.

- **Etapes 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.

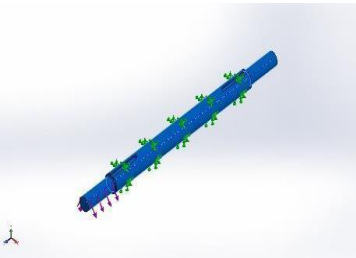
Dans ce chapitre on va faire un exemple de simulation statique sur l'axe du tambour moteur (tambour de commande), nous allons faire une simulation sur l'axe de tambour moteur pour vérifier sa résistance, on suppose que le tambour est bloqué et le moteur est en état de marche.

IV.4 Simulation d'Arbre du tambour moteur :

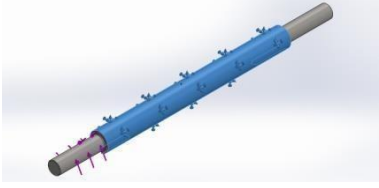
Propriétés de l'étude :

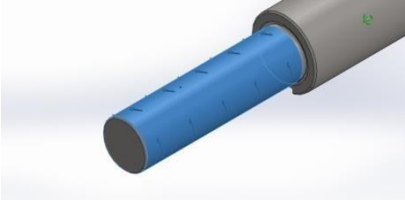
| | |
|----------------------------------|------------------------------------|
| Nom d'étude | Etude axe tambour |
| Type d'analyse | Statique |
| Type de maillage | Maillage volumique |
| Effets thermiques: | Activé(e) |
| Option thermique | Inclure des chargements thermiques |
| Température de déformation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

IV.5 Propriétés du matériau :

| Référence du modèle | Propriété | composants |
|---|--|---|
|  | Nom : 1.0501 (C35) | Corps volumique 1 (axe tambour) |
| | Type de modèle : linéaire élastique | |
| | Isotropique | |
| | Critère de ruine : contrainte de Von | |
| | Par défaut : Mise max. | |
| | Limite d'élasticité : 5.8e+0.08 N/m² | |
| | Limite de traction : 7e+0.08 N/m² | |
| | Module d'élasticité : 2.1e+011 N/m² | |
| | Coefficient de poisson : 0.28 | |
| | Masse volumique : 7700 kg/m³ | |
| | Coefficient de dilatation | |
| | Thermique : 1.1e-005/Kilven | |

IV.6 Actions extérieures :

| Nom du déplacement imposé | Image du déplacement imposé | Détails du déplacement imposé |
|---------------------------|---|--|
| Fixe-1 |  | Entités: 1 face(s) Type: Géométrie fixe |

| Nom du chargement | Image du chargement | Détails du chargement |
|-------------------|---|--|
| Couple-2 |  | Entités: 1 face(s) Type: Moment de torsion Valeur: 867N-m |

IV.7 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 | 13.3604 mm |
| Tolérance | 0.668018 mm |
| Qualité de maillage | Haute |
| Nombre total de noeuds | 59312 |
| Nombre total d'éléments | 38930 |

IV.8 Résultats de l'étude :

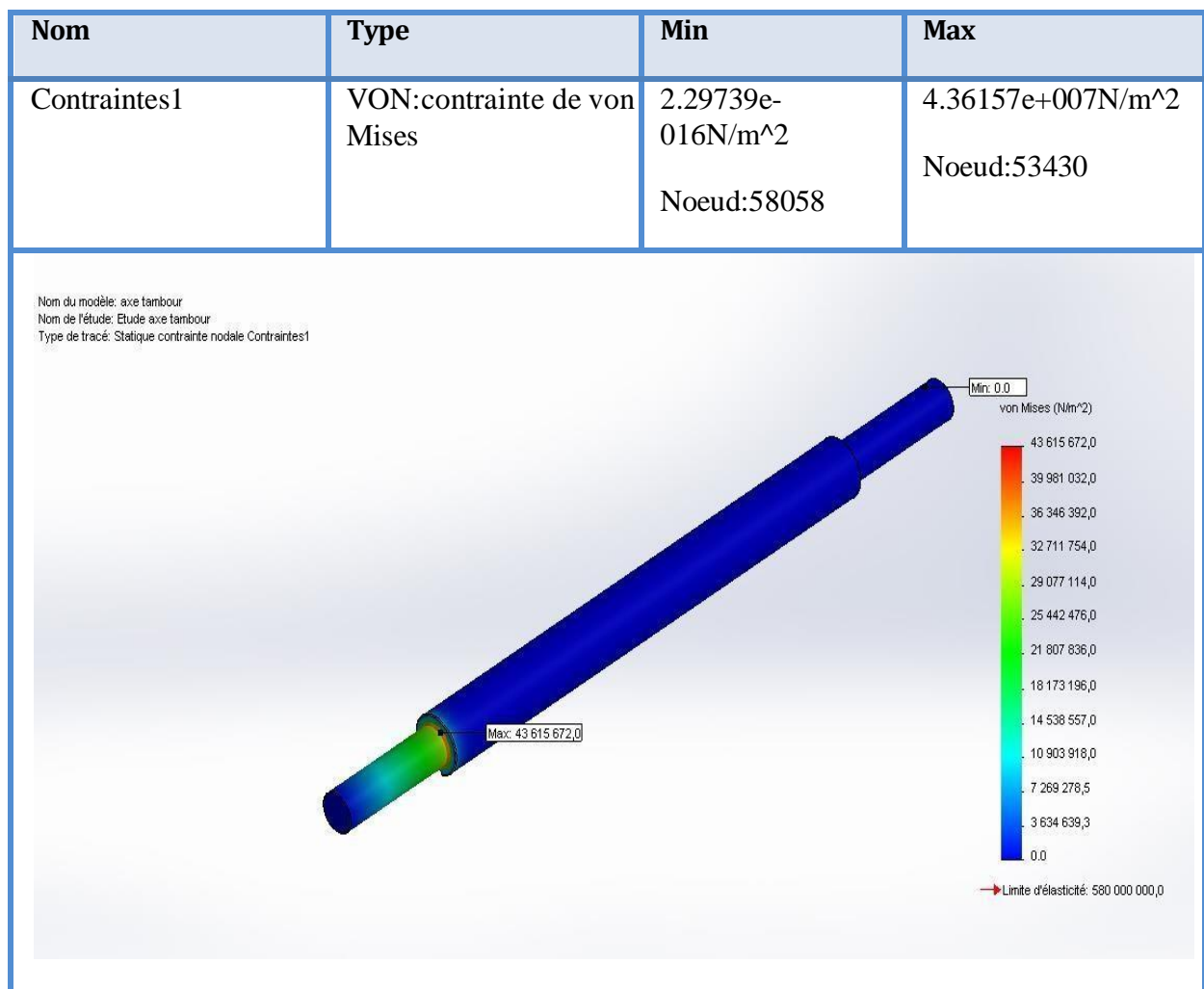


Figure IV. 1 : Contrainte de von mises sur l'axe du tambour de contrainte.

IV.8.1 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 :

$43.61 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, 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 :

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

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

$$43.61 \times 10^6 \leq 145 \times 10^6$$

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

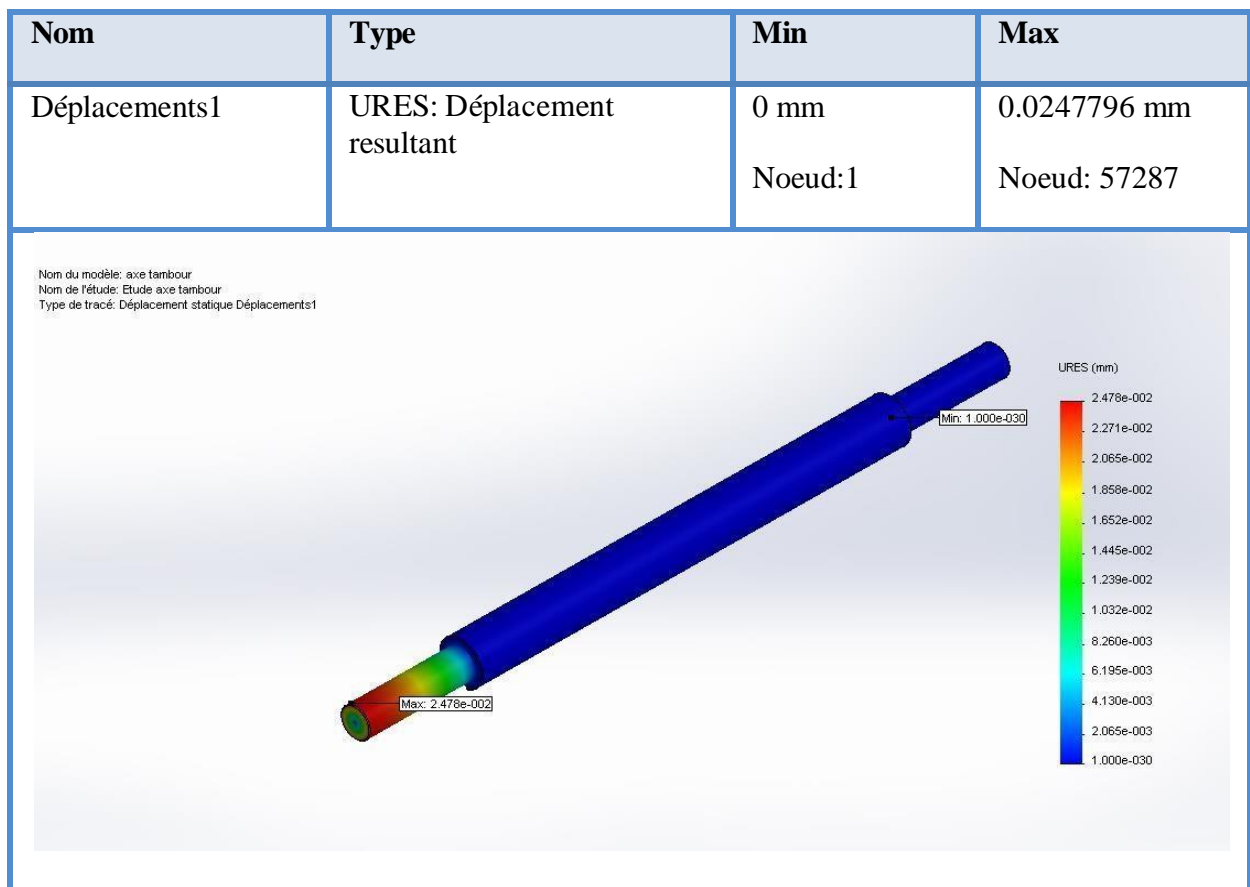


Figure IV. 2 : Déplacement maximal dû au chargement sur le tambour de contrainte.

IV.8.2 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 :

$2.47 \times 10^{-2} mm$, et cette valeur est très petite et négligeable.

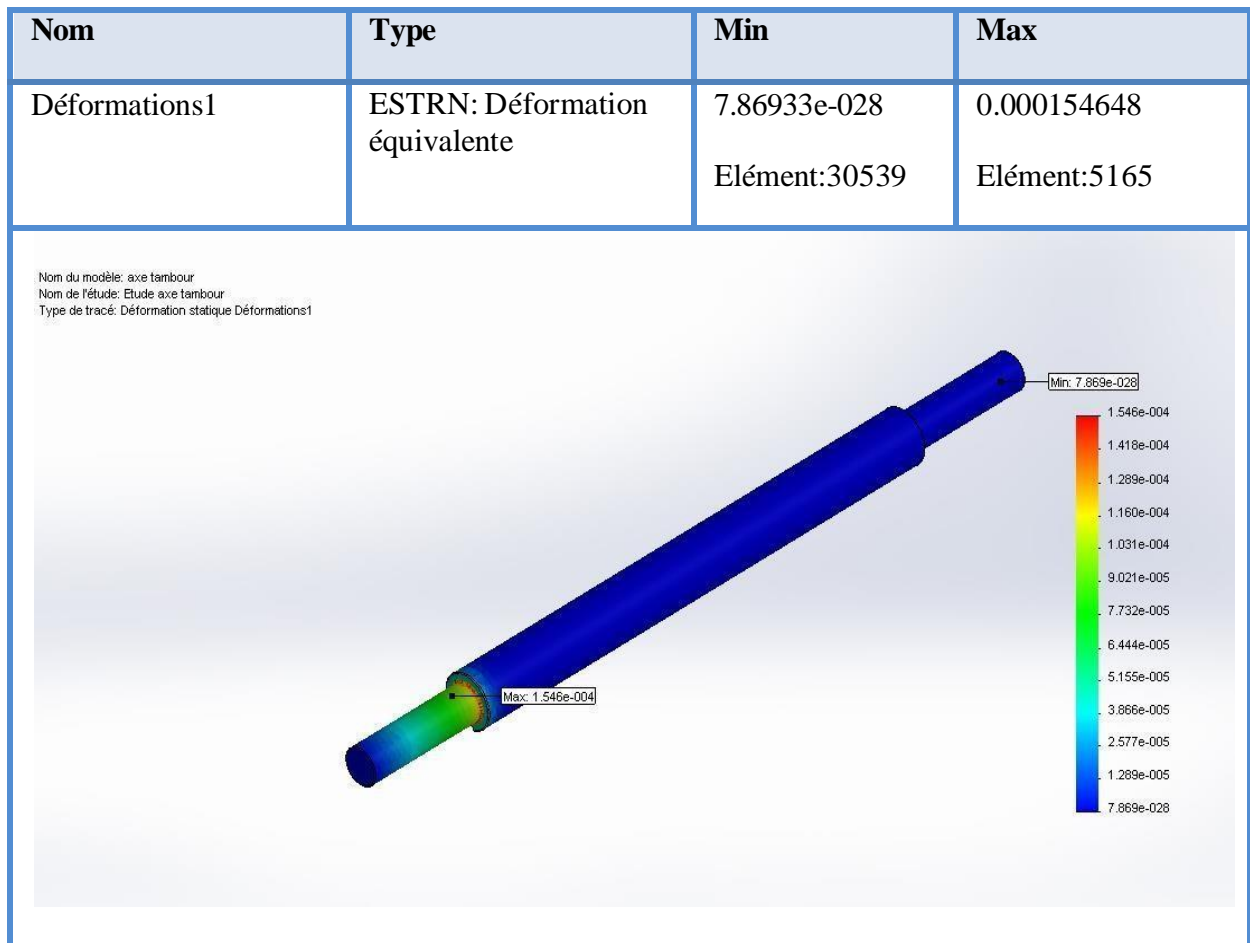


Figure IV. 3 : Tracé de la déformation statique sur l'axe du tambour de contrainte.

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 1.546×10^{-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.

IV.9 Conclusion générale

À travers ce mémoire, nous avons mené une étude approfondie sur la conception d'un transporteur élévateur mobile, en mettant particulièrement l'accent sur un **convoyeur à bande**, outil incontournable dans les systèmes modernes de manutention industrielle. Ce type de convoyeur permet de transporter des matériaux en vrac sur de grandes distances et avec un débit important, tout en réduisant les efforts humains et en améliorant les conditions de sécurité au travail.

Dans un premier temps, nous avons présenté les **généralités sur les transporteurs élévateurs mobiles** et les **convoyeurs à bande**, en mettant en évidence leur fonctionnement, leurs types, leurs avantages et inconvénients ainsi que leurs domaines d'application. Ces appareils jouent un rôle crucial dans l'optimisation des processus logistiques et industriels.

La phase de conception a constitué le cœur de notre travail. Nous avons procédé au **dimensionnement des principaux organes** du convoyeur : bande, tambours, rouleaux, stations-soutiens, ossature et système de tension. Ce dimensionnement a été réalisé en tenant compte des caractéristiques du produit transporté (charbon de bois), des conditions d'utilisation et des normes en vigueur. Nous avons calculé la largeur de la bande, la puissance d'entraînement nécessaire, les efforts sur les rouleaux, les tensions dans la bande et les diamètres des tambours. L'ensemble des choix techniques a été guidé par des impératifs de fiabilité, de sécurité et de performance.

Enfin, nous avons utilisé le **logiciel SOLIDWORKS** pour effectuer une simulation par éléments finis sur l'un des composants critiques : l'axe du tambour moteur. Cette simulation a permis de vérifier la résistance de l'axe soumis aux contraintes et de s'assurer de la conformité des dimensions retenues avec les critères de sécurité mécanique.

Ce projet nous a permis de mettre en pratique nos connaissances théoriques en génie mécanique, de renforcer notre maîtrise des outils de conception assistée par ordinateur, et de mieux appréhender les défis techniques liés à la réalisation d'équipements industriels de manutention. Le **transporteur élévateur mobile conçu** répond aux besoins identifiés : il est robuste, sécurisé, fonctionnel et adapté aux conditions de travail envisagées. Il offre une solution fiable et économique pour le transport de matériaux en vrac dans un environnement industriel.

| Fiche technique du convoyeur | |
|--|------------------------------|
| Type : convoyeur à bande | incliné varie entre 0° à 20° |
| Alimentation électrique : 400V/ triphasé | |
| Longueur entre axe : 10 m | |
| Largueur de la bande : 800 mm | |
| Charge de rupture : 400 N/mm ² | |
| Tambour de commande : Ø 400 mm | Arbre : Ø 70 |
| Palier SNL516 avec roulement référence : 22216 | |
| Tambour de contrainte : Ø 250 mmArbre : | Arbre : Ø 50 |
| Palier SNL511 avec roulement référence : 22211 | |
| Rouleaux des stations supérieures : Ø 89 mm longueur 315 mm | |
| Rouleaux des stations inférieures : Ø 89 mm longueur 950 mm | |
| Rouleaux pour stations porteuses PSV/1 roulements 6204 | |

Références Bibliographiques

[1] Manutention des matériaux et transport sur place.

[2] : Catalogue général de Rulmeca, Rouleaux et composants pour la manutention des produits en vrac.

[3] : Historique de l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers.

B. V. FADDEEV. Revue d'histoire des sciences Année 1971 Volume 24 Numéro 1 pp. 61–66

[4] : http://www.tecnitude.com/dn_historique-convoyeur-bande-transporteuse/

[5] : https://fr.wikipedia.org/wiki/Bande_transporteuse

[6] : ETUDE INFORMATISEE D'UN CONVOYEUR A BANDE, 1994.

[7] : Catalogue : Rouleaux et composants pour la manutention des produits en vrac. RULMECA: COMPANY WITH QUALITY SYSTEM CERTIFIED BY DNV ISO 9001. COPYRIGHT JUIN 2002.

[8] : M^r. EL HADJ MIMOUN MORAD, M^r. GHOMRI MOHAMED, 1997. ETUDE D'UN CONVOYEUR A BANDE

[9] : Catalogue de bande transporteuse TRELLEX à carcasse textile.

[10] : <http://www.directindustry.fr/prod/sempertrans/product-61752-477357.html>

[11] : <http://www.beIttechnologies.fr/produits/convoyeurs/>

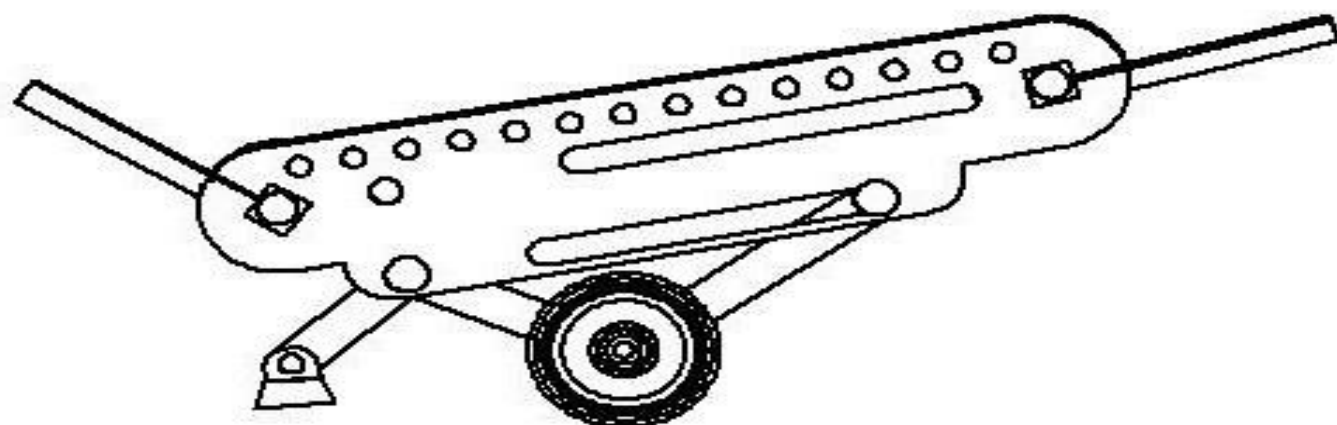
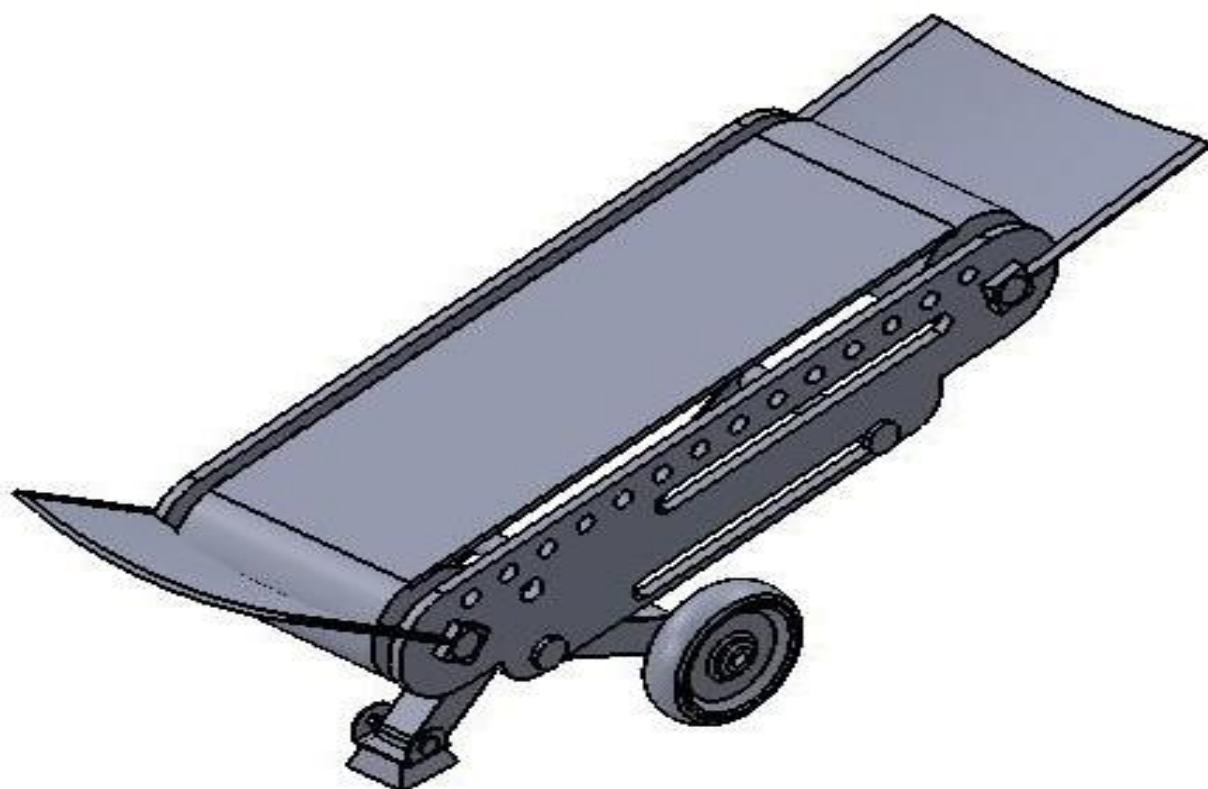
[12] : TECHNITUDE ». Le spécialiste de la manutention continue.

[13] : 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.

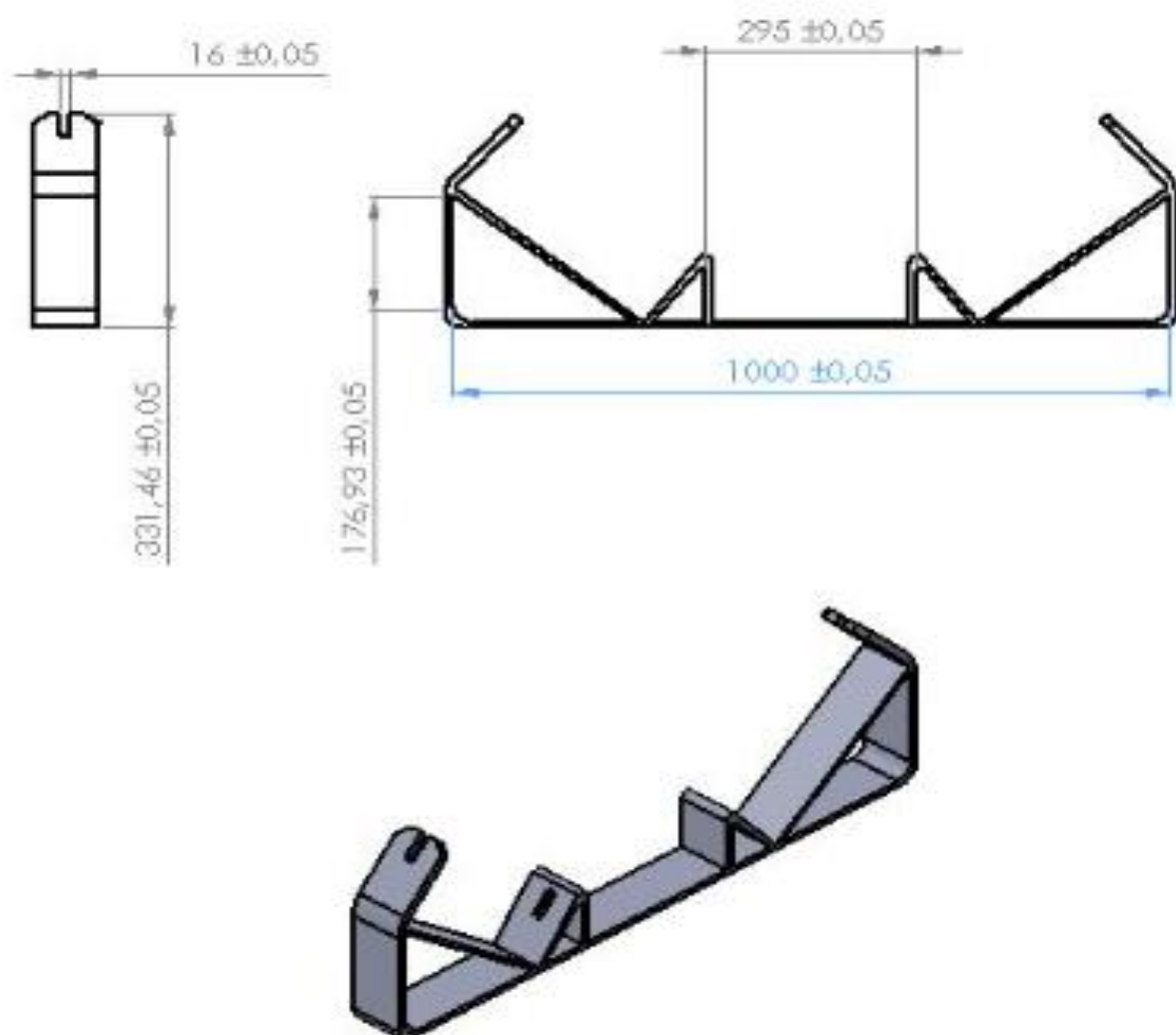
[14] : ULMA convoyer components : Constructeur de convoyeurs. B° Zelaieta s/n 48210 OTXANDIO
(Bizkaia) SPAIN

[15] : jean morel : Calcule des structures méthalique selon l'euro code

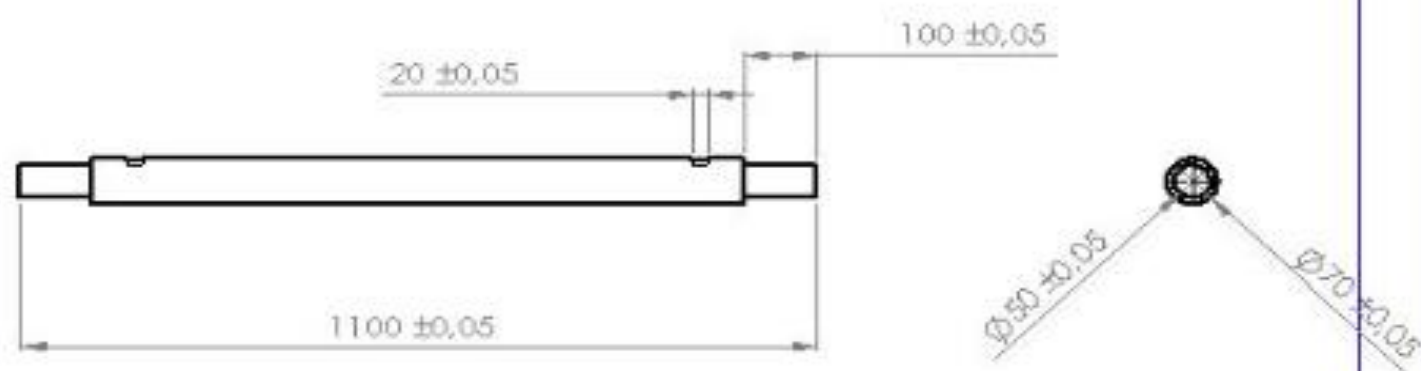
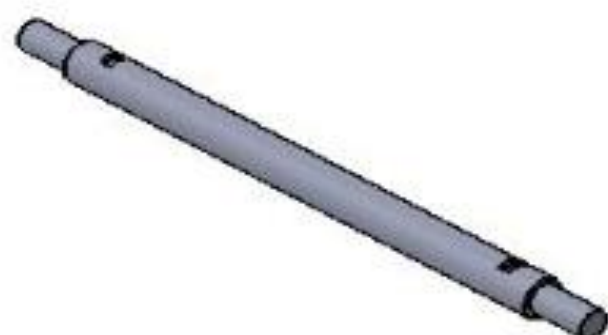
Annexes :



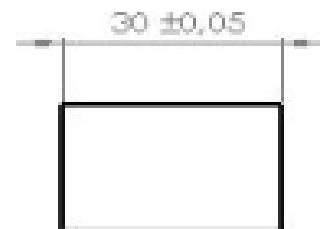
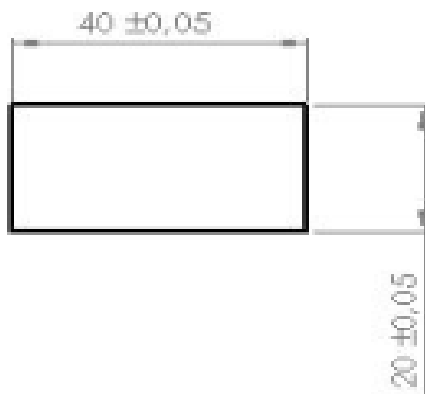
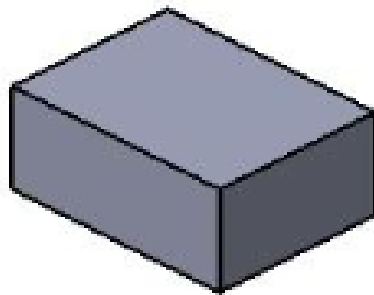
| | | |
|--|--|----------------------|
| Echelle 1:1 | UNIVERSITE ABDE RAHMANE MIRA BEJAIA | convoyeur a bande |
|  | assemblage de tout les élément du convoyeur à bande | 2024/2025 |
| A 4 | Dahes Ramzi Saidane Bilal | MASTER 2 |



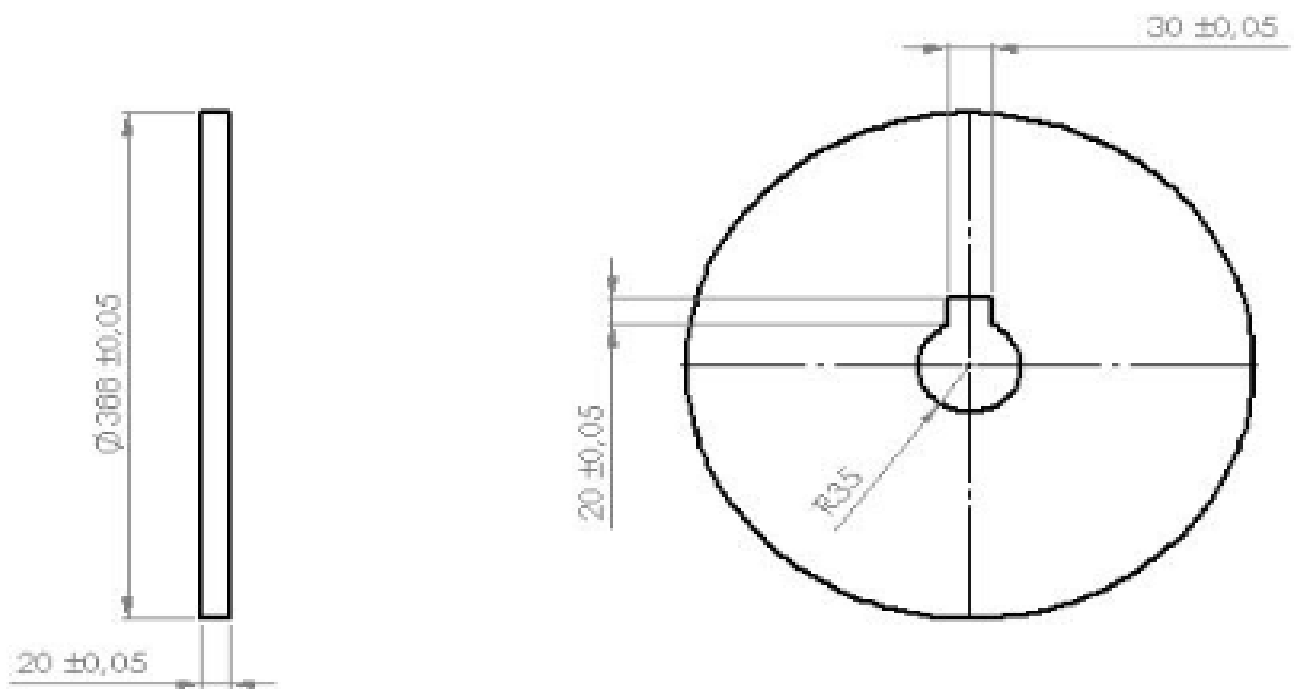
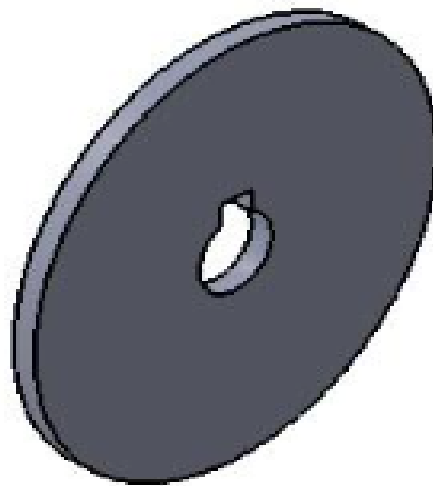
| | | |
|---|---------------------------------------|------------------------|
| Echelle 1:10 | UNIVERSITE ABDELAHMANE MIRA BEJAIA | convoyeur a bande |
|  | Station support | tolérance : 0.05 mm |
| A 4 | Dahes Ramzi Saidane Bilal | MASTER 2 |



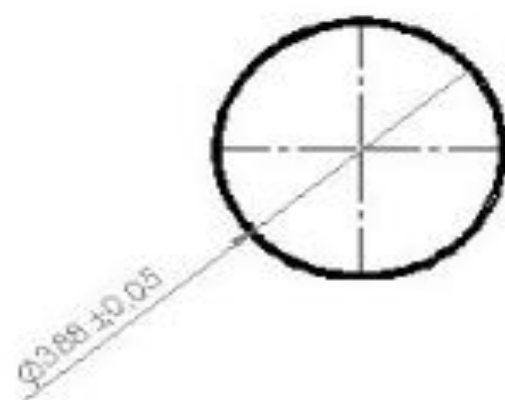
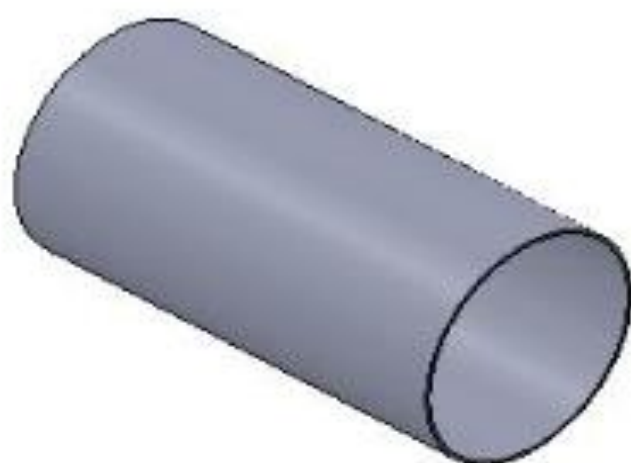
| | | |
|---|--|------------------------|
| Echelle 1:10 | UNIVERSITE ABDE RAHMANE MIRA BEJAIA | Convoyeur à bande |
|  | L'axe de tambour moteur | tolérance : 0.05 mm |
| A 4 | Dahes Ramzi Saidane Bilal | MASTER 2 |



| | | |
|---|--|------------------------|
| Echelle 1:1 | UNIVERSITE ABDE RAHMANE MIRA BEJAIA | Convoyeur a bande |
|  | clavette | tolérance : 0.05 mm |
| A 4 | Dahes Ramzi Saidane Bilal | MASTER 2 |



| | | |
|---|---------------------------------------|------------------------|
| Echelle 1:5 | UNIVERSITE ABDERAHMANE MIRA BEJAIA | Convoyeur à bande |
|  | Flasque de tambour moteur | Tolérance : 0.05 mm |
| A 4 | Dahes Ramzi Saidane Bilal | MASTER 2 |



| | | |
|---|---------------------------------------|------------------------|
| Echelle 1:1 | UNIVERSITE ABDELAHMANE MIRA BEJAIA | convoyeur a bande |
|  | La virole de tambour moteur | tolérance : 0.05 mm |
| A 4 | Dahes Ramzi Saidane Bilal | MASTER 2 |

Résumé

Ce mémoire présente l'étude et la conception d'un transporteur élévateur mobile destiné au transport de matériaux, notamment du charbon de bois. Après avoir décrit les différents types de transporteurs et convoyeurs (à rouleaux, à chaîne, à vis, à godets, à bande...), l'accent est mis sur le convoyeur à bande pour ses avantages en termes de débit, fiabilité et économie. Le dimensionnement complet est réalisé : choix de la bande, des tambours, des rouleaux, des moteurs et de l'ossature, en tenant compte des caractéristiques du produit et des conditions d'utilisation. Enfin, des simulations sous SolidWorks ont permis de vérifier la résistance des composants principaux et de valider la conception d'un système robuste, sécurisé et adapté aux besoins industriels.

Abstract

This thesis presents the study and design of a mobile elevator carrier intended for the transport of materials, particularly charcoal. After having described the different types of conveyors and conveyors (roller, chain, screw, bucket, belt...), the focus is on the belt conveyor for its advantages in terms of throughput, reliability and economy. The complete sizing is carried out: choice of the belt, drums, rollers, motors and frame, taking into account the characteristics of the product and the conditions of use. Finally, simulations under SolidWorks allowed to check the resistance of the main components and to validate the design of a robust, secure system adapted to industrial needs.

Mots clés: conception ; simulation; transporteur à bande.