

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

49/85

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

lex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

PROJET DE CONVOYEUR A VIS
POUR TRANSPORT DE CIMENT

Promoteur :

A. GREFKOWICZ

مدرسة الوطنية للعلوم الهندسية

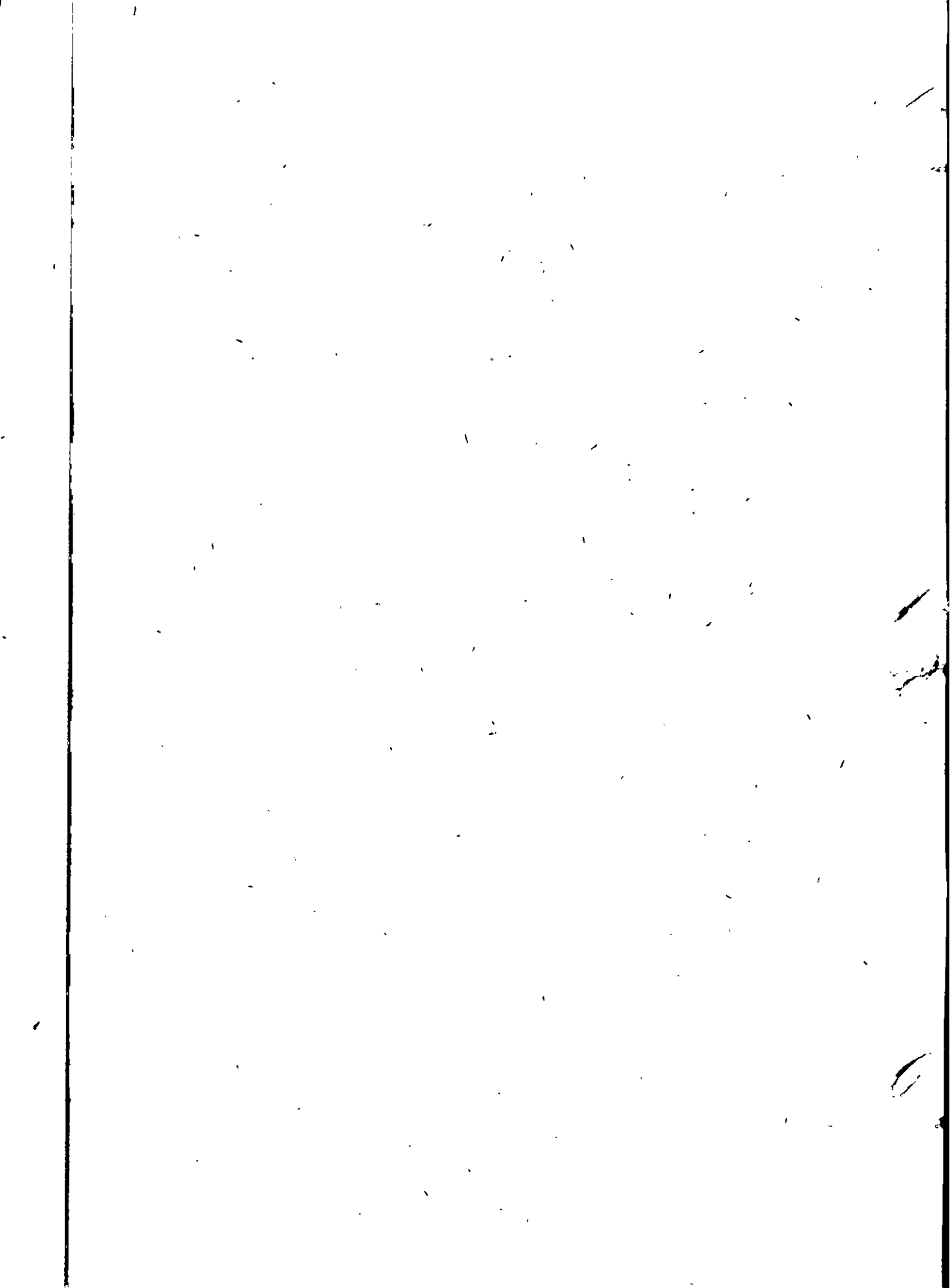
المكنة

Etudié par :

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHÈQUE L'ETALAKELAA

Promotion : Janvier 1985



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

PROJET DE CONVOYEUR A VIS
POUR TRANSPORT DE CIMENT

Promoteur :

A. GREFKOWICZ

Etudié par :

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية

الممكنة

L. TALAKELAA

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

Promotion : Janvier 1985

DEDICACES

A :

Mes parents,

Toute ma famille,

Tous mes amis,

JE DEDIE CE MEMOIRE

R E M E R C I E M E N T S

Je remercie vivement Monsieur A. GREFKOWICZ, pour son aide précieuse et son soutien constant tout au long de cette étude.

Que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce projet et à ma formation, trouvent ici, l'expression de ma profonde reconnaissance et mes plus vifs remerciements.....

Nom, Prénom : TALAKELAA Liess

Département : Mécanique

Promoteur : A. Grefkowicz

RESUME

Sujet : Ce projet consiste à l'étude d'un transporteur à vis d'Archimède utilisé pour le transport et le dosage de produits pulvérulents, exemple : le ciment.

L'utilisation de ce type de transporteurs est très répandue en Algérie, on les trouve en général dans tous les chantiers de construction.

SUMMARY

Subject : This project consist in a study of an Archimede screw conveyor used for the conveyance and the dosage of fine-powder products, example : the cement.

The utilization of this conveyors mark is very common in Algéria, we found them generaly in all building-yards.

ملخص

الموضوع : يتمثل هذا المشروع في دراسة ناقلة مجهزة بطنبور أرخميددي المستعملة في نقل ومعايرة المواد الثورية (المكونة من قطع صغيرة) ، مثال : الأسمنت. هذا النوع من الناقلات مستعمل بكثرة في الجزائر، نجدهم عامة في كل ورشات البناء.

TABLE DES MATIERES

1.- HISTORIQUE	1
2.- INTRODUCTION	1
3.- GENERALITES	2
3.1.- Constitution	2
3.1.1.- Rotor ou hélice	3
3.1.2.- Tubes porte-hélices et paliers supports intermédiaires	4
3.1.3.- Stator ou auge	4
3.1.4.- Jeu entre hélice et auge	5
3.1.5.- Paliers extérieurs	5
3.1.6.- Groupe de commande	5
3.2.- Les matériaux de construction	6
3.3.- Les divers aspects de la vis d'Archimède	6
3.3.1.- La vis organe de transport	6
3.3.2.- La vis organe doseur	7
3.3.3.- La vis organe de brassage	7
3.3.4.- La vis organe de séchage ou de refroidissement	7
3.3.5.- La vis tasseuse	7
4.- CARACTERISTIQUES DU CONVOYEUR ETUDIE	8
5.- SYMBOLES ET UNITES	9
6.- DIMENSIONNEMENT DU TRANSPORTEUR	10
6.1.- Détermination des paramètres principaux de la vis	10
6.1.1.- Calcul du diamètre D	10
6.1.2.- Calcul du pas S	12

6.1.3.- Calcul de la vitesse de rotation n	12
6.1.4.- Calcul de la vitesse d'avancement du produit V	12
6.1.5.- Calcul de la valeur réelle du débit massique	13
6.2.- Calcul des débits en fonction de l'inclinaison	13
6.3.- Calcul des puissances	14
6.3.1.- Calcul de la force axiale P agissant sur la vis	14
6.3.2.- Calcul du couple Mo sur l'arbre de la vis	15
6.3.3.- Calcul de la puissance N sur l'arbre de la vis	16
6.3.4.- Calcul de la puissance Nn de propulsion à vide de la vis	16
6.3.5.- Calcul de la puissance Ns du moteur	17
6.4.- Choix du moteur	17
6.4.1.- Caractéristiques du moteur	18
6.4.2.- Couple nominal du moteur	19
6.5.- Calculs de résistance de l'arbre de la vis	19
6.5.1.- Calcul de la flèche et des rotations provoquées par le poids propre de l'arbre	20
6.5.2.- Calcul de l'arbre de la vis à la torsion	22
6.5.3.- Calcul de l'arbre de la vis à la flexion	24
6.5.4.- Calcul de l'arbre de la vis à la traction	27
6.5.5.- Calcul de la contrainte équivalente en torsion + flexion + traction	27
6.6.- Schéma de principe du mécanisme	28
6.7.- Dimensionnement d'une spire	30
6.8.- Choix du tube enveloppe	32
6.9.- Calcul du roulement du palier extérieur	33
6.10.- Résumé des résultats	35

7.- CALCUL DU REDUCTEUR	36
7.1.- Rapport de réduction	35
7.2.- Chaine cinématique	36
7.3.- Caractéristiques cinématiques et géométriques des engrenages	37
7.3.1.- 1 ^{er} Etage	39
7.3.2.- 2 ^{ème} Etage	41
7.4.- Couples sur les arbres	43
7.5.- Vérification des dentures à la rupture	43
7.5.1.- Vérification du 1 ^{er} étage	45
7.5.2.- Vérification du 2 ^{ème} étage	47
7.6.- Vérification des dentures à la pression superficielle ..	49
7.6.1.- Vérification du 1 ^{er} étage	51
7.6.2.- Vérification du 2 ^{ème} étage	52
8.- CALCUL DYNAMIQUE DU REDUCTEUR	54
8.1.- Arbre d'entrée	54
8.1.1.- Calcul de la clavette	54
8.2.- Arbre intermédiaire	56
8.2.1.- Calcul de la clavette	60
8.3.- Arbre de sortie	61
8.3.1.- Calcul de la clavette	64
8.3.2.- Calcul de l'accouplement	66
8.4.- Calcul des roulements supportants les arbres	69
8.4.1.- Calcul des charges radiales & axiales sur les paliers	69
8.4.2.- Calcul des charges dynamiques réelles	70
9.- CONCLUSION	71
10.- BIBLIOGRAPHIE	72

1.- HISTORIQUE

Le savant grec Archimède découvrit le principe de la vis qui porte son nom au 3^e siècle avant Jésus-Christ. C'est dire que les appareils qui en dérivent ne sont pas nés d'hier. L'on pourrait presque avancer qu'ils constituent une panoplie vétuste pour le chevalier de l'industrie moderne et qu'un musée leur offrirait mieux pour cadre que les contours d'une usine futuriste.

Il n'en est pourtant rien. Si un intérêt certain continue de se manifester et même de se développer chez l'utilisateur pour cet engin à la fois simple et source d'embûches qu'est la vis d'Archimède, c'est qu'il tient sa place dans l'éventail des appareils de manutention en honneur au 20^e siècle.-

2.- INTRODUCTION

Un convoyeur est un engin de transport continu. La manutention continue concerne le mouvement de produits en vrac ou sous forme de charges isolées, entre un ou des points de chargement et un ou des points de jetée. Ce mouvement est dit continu, soit généralement interrompu pendant la durée d'une opération; il peut également être intermittent, par exemple suivant un cycle automatique.

Les appareils de manutention continue de produits en vrac, comprennent essentiellement des engins de transport à l'horizontale ou faiblement inclinés (Transporteurs), fortement inclinés ou verticaux (Elévateurs), ou suivant des tracés complexes sans transbordement (Convoyeurs).-

3 GENERALITES

3.1 Constitution

Examinons les différents éléments constitutifs ainsi que les organes composant une vis simple de transport.

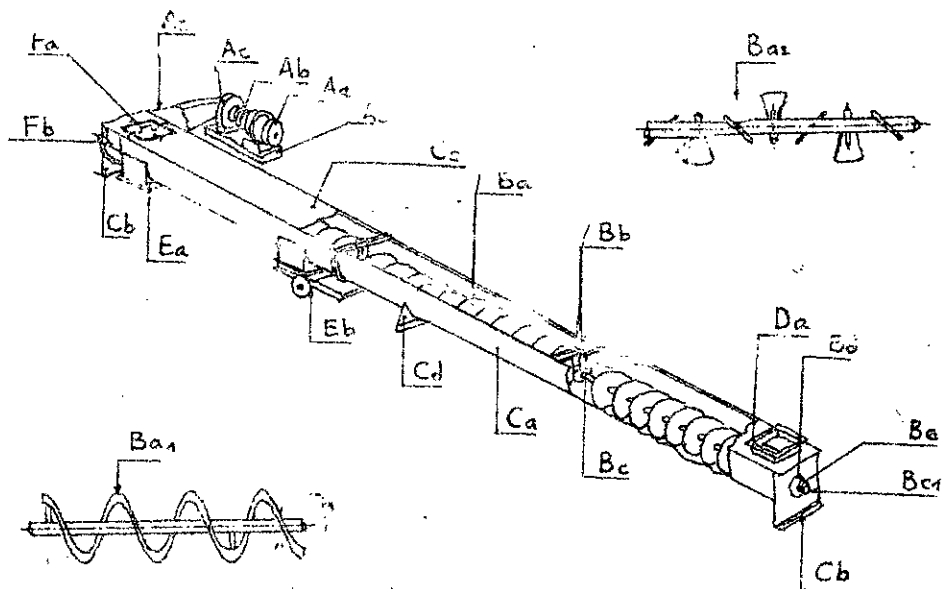


fig.1 constitution d'une vis d'Archimède

G R O U P E - A -Commande

- a. Moteur
- b. Manches d'accouplement
- c. Réducteur de vitesse
- d. Chassis du moteur
- e. Organes de transmission et carter

G R O U P E - B -Organe de transport

- a. Hélice à spires sur tubes
- b. Palier intermédiaire
- c. Tourillon intermédiaire
- c.1. Tourillon d'extrémité
- d. Plateau d'about
- e. Bague butée
- a.1. Hélice à ruban
- a.2. Hélice à palettes

G R O U P E - C -Bâti

- a. Auge
- b. About
- c. Couvercle
- d. Pied d'auge

G R O U P E - D -Alimentation

- a. Entrée d'alimentation sur couvercle

G R O U P E - E -Échappement

- a. Tubulure de sortie simple
- b. Tubulure de sortie avec trappe

G R O U P E - F -Appareillage de contrôle

- a. Tampon de visite
- b. Porte de sécurité

3.1.1.- Rotor ou hélice

Les produits sont entraînés à l'intérieur d'une auge par un élément tournant ou 'rotor', communément appelé 'hélice', sous l'action combinée de sa rotation et de la pesanteur.

Le rotor comporte des spires pleines ou évidées, assemblées entre elles par soudure et montées sur un arbre presque toujours tubulaire. Certaines machines permettent la fabrication de spirales en continu. Le rivetage ou le boulonnage avec pattes d'attache des spires ou tronçons de spires entr'eux tend à disparaître; les aspérités résultant de ce mode de jonction, constituent des points d'accrochage nuisibles au transport du produit. Pour certains d'entr'eux, il est recommandé d'avoir des soudures bien meulées.

Les hélices sont le plus souvent à simple filet. Lorsque l'entraînement du produit est malaisé, par exemple à l'alimentation d'une vis verticale ou fortement inclinée, elles sont à double filet, du moins pour les premières spires.

3.1.2.- Tubes porte-hélices et paliers supports intermédiaires.

Les tubes porte-hélices ont une portée égale en général à 3 m. Celle-ci peut-être augmentée de façon sensible jusqu'à 6 ou 7 m. dans le but de diminuer le nombre des paliers supports intermédiaires, voire de les supprimer. En effet ces derniers sont à déconseiller dans le transport des produits ayant tendance à s'agglomérer ou à foisonner. Ils entraînent, si réduits soient-ils, une discontinuité dans la progression et un amoncellement de la matière à cet endroit, d'ou bourrage et usure accélérée des parties mécaniques tournantes. La technique moderne permet de s'en dispenser totalement sur des longueurs de vis atteignant 20 m. pour les produits qui ne sauraient admettre leur présence mais dont la nature favorise le glissement sur spires et auge.

3.1.3.- Stator ou auge

Nous trouvons ensuite une partie fixe que l'on pourrait appeler 'stator' habituellement nommée 'auge'. L'auge revêt diverses formes, chacune caractérisée par sa section qui peut être :

- en U ou forme semi-cylindrique : c'est plus courante.
- rectangulaire : si l'on veut éviter son usure rapide, notamment lors du transport de produits abrasifs ou corrosifs, lorsque le fait de laisser un lit de matière dans le fond de l'auge ne fait courir le risque ni d'une perte, ni d'un mélange indésirable, ni d'une reprise en masse des produits.

Ces deux types d'auges peuvent être ouverts (Sans couvercle) ou fermés (Avec couvercle 'posé' ou 'étanche').

- tubulaire enfin : forme obligatoire de certains appareils extracteurs ou doseurs, bien commode en tous cas pour obtenir l'étanchéité parfaite ou l'encombrement minimum.

Ces différents modèles sont à simple enveloppe, présentation la plus fréquente, ou à double enveloppe. L'espace compris entre les deux parois permet le passage d'un liquide réfrigérateur ou d'un fluide réchauffant.

L'ensemble auge + couvercle comporte une ou plusieurs entrées et une ou plusieurs sorties, ces dernières étant munies, si nécessaire, d'obturateurs coulissants ou trappes. Des prises d'aspiration sont éventuellement ménagées au voisinage des entrées. Des tampons de visite et de sécurité sont souvent indispensables.-

3.1.4.- Jeu entre hélice et auge

Entre hélice et auge, existe un jeu de quelques millimètres. Il est réduit au minimum compatible avec une construction chaudronnée, lorsque le produit est composé de morceaux pouvant se coincer entre spires et auge. Il peut être au contraire augmenté si l'on ne veut pas risquer un coincement possible et nuisible à la présentation ou au traitement ultérieur du produit, avec des morceaux de dimensions assez faibles et régulières (Cas des grains de blé).-

3.1.5.- Paliers extérieurs

L'auge est supportée par des pieds et se trouve fermée à ses deux extrémités par deux plaques nommées 'abouts' qui sont les porte-paliers des tourillons extrêmes. Ces paliers sont, soit de simples plateaux fonte boulonnés renfermant une bague d'étanchéité, soit des paliers à billes.

3.1.6.- Groupe de commande

A l'une des extrémités de la vis, parfois aux deux, lorsqu'il s'agit d'appareils importants, se trouve un groupe de commande dont le plus simple comprend :

- Un moto-réducteur avec manchon d'accouplement formant un ensemble linéaire ou d'équerre.-

3.2.- Les matériaux de construction

Nous signalerons le bois pour mémoire, son utilisation dans la construction de l'auge se faisant de plus en plus rare, en raison du danger d'incendie.

La fonte n'entre guère plus que dans la constitution des paliers intermédiaires et extrêmes. Elle présente encore quelque intérêt pour la fabrication des hélices, grâce à sa résistance à la corrosion, due à sa forte épaisseur, mais le poids qui en résulte lui a fait préférer l'acier, surtout en raison des progrès de la soudure.

Un bon acier doux ou demi-dur, d'épaisseur calculée en fonction de la matière à transporter, donne le plus souvent satisfaction. Il faut toutefois noter l'importance grandissante de toute une gamme d'aciers inoxydables.

Enfin l'emploi des matières plastiques n'est pas encore très développé.

3.3.- Les divers aspects de la vis d'Archimède

La vis d'Archimède revêt divers aspects, ce qui lui confère des fonctions variées :

3.3.1.- La vis organe de transport

L'alimentation doit être régulière et agencée de telle façon que la couche du produit dans l'auge ne soit pas supérieure au $\frac{1}{3}$ du diamètre des spires pour éviter les risques de bourrage. La vis peut être en position horizontale, inclinée (seulement pour la vis à spires pleines), verticale (domaine essentiellement de la vis à spires pleines, l'élévation du produit n'intervient qu'à partir d'un nombre de tours suffisamment élevé).-

3.3.2.- La vis organe doseur

Chargée régulièrement, on ne lui demande pas seulement d'extraire mais encore de doser.

Pour éviter le phénomène de 'filage' (intervenant notamment lors de l'éboulement d'une voûte) on installe un extracteur doseur ou un aménagement 2 vis superposées, l'une formant tampon régulateur par rapport à l'autre.

En exemple d'application, nous pouvons citer le dosage du ciment pour la production du béton.-

3.3.3.- La vis organe de brassage

L'hélice est constituée de palettes en forme de T ou de secteurs circulaires, montées le plus souvent boulonnées sur l'arbre, ce qui permet leur orientation par rapport aux plans axiaux de la vis et par là un brassage et un retournement différents de la matière dans l'auge. Ce genre d'appareil a pour fonction de remuer le produit, de l'aérer, voire de le diviser mais non de le mélanger intimement avec d'autres corps solides ou liquides.

3.3.4.- La vis organe de séchage ou de refroidissement

L'auge est à double enveloppe. A l'intérieur de cette dernière circule le fluide réchauffant ou réfrigérant; l'emploi des palettes à secteur ou en T est recommandé de façon à obtenir un meilleur échange calorifique entre auge et matière.

3.3.5.- La vis tasseuse

Elle comprime les produits; l'about d'extrémité mobile limite l'importance de la sortie en couissant le long de son axe et exerce sur le produit une pression grâce à un contrepoids de rappel.

4.- CARACTERISTIQUES DU CONVOYEUR ETUDIE

- Nature du produit à véhiculer : le ciment, produit pulvérulent (à l'état de poudre fine) légèrement abrasif, coulant bien.
- Densité apparente : $\gamma = 1,6 \text{ t/m}^3$.
- Mode d'alimentation : la vis est alimentée régulièrement.
- Débit instantané : 20 tonnes/heure.
- Longueur de transport : 4 m.
- Position du convoyeur : horizontale avec possibilité d'une ascension maximale de 30°
- Nombre d'entrées et de sorties : Une entrée et une sortie.
- Groupe de commande : Moto-réducteur assemblé à l'arbre de vis par clavetage, côté alimentation.
- Qualité de l'acier de construction : mi-dur, non allié pour traitements thermiques.
- Coefficient de remplissage : $\psi = 1/3$

5.- SYMBOLES ET UNITES

Symbole	Désignation	Unité
D	Diamètre nominal de vis	m
P	Force axiale (résistance à l'avancement du matériau).	N
M _o	Couple sur l'arbre de la vis	N.m
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
H	Hauteur d'élévation	m
Q	Débit masse	t/h
W	Débit volume	m ³ /h
L	Longueur de transport	m
n	Nombre de tours par minute de la vis	tr/mn
N	Puissance sur l'arbre de la vis (Pour avancement du matériau)	kW
N _n	Puissance de propulsion à vide de la vis	kW
N _s	Puissance du moteur	kW
S	Pas de la vis	m
v	Vitesse linéaire d'avancement du matériau	m/s
ψ_s	Coefficient de remplissage de l'auge	-
γ	Densité apparente	t/m ³
ω_0	Coefficient de résistance à l'avancement	-

6.- DIMENSIONNEMENT DU TRANSPORTEUR

6.1.- Détermination des paramètres principaux de la vis

6.1.1.- Calcul du diamètre - D -

Le débit massique, Q ($\frac{t}{h}$), du transporteur est donné par l'expression :

$$Q = W \cdot \gamma = \left(60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \psi_s \cdot k_1 \cdot k_2 \right) \cdot \gamma$$

où W : Capacité volumétrique du transporteur ($\frac{m^3}{h}$)

γ : Densité apparente de la matière transportée ($\frac{t}{m^3}$)

D : Diamètre de la vis (m)

S : Pas de la vis (m)

n : Vitesse de rotation ($\frac{tr}{mn}$)

ψ_s : Coefficient de remplissage de l'auge

k_1 : Coefficient fonction de l'inclinaison

k_2 : Coefficient qui dépend du type de vis

. La densité apparente du ciment est : $\gamma = 1,6 \text{ t/m}^3$.

Nous ferons les calculs de dimensionnement pour $\gamma = 1 \text{ t/m}^3$ car c'est le cas le plus défavorable et il donne le plus grand diamètre.

. Le ciment étant un produit coulant bien, les constructeurs recommandent un coefficient de remplissage de l'auge : $\psi_s = 1/3$.

. Nous faisons le calcul de D pour $Q = 20 \text{ t/m}$ c'est à dire pour la vis en position horizontale, soit $k_1 = 1$.

- . Nous utilisons une vis à un filet à spires pleines; soit $k_2 \neq 1$.
- . Les constructeurs recommandent : $S = D$ ou $0,8 D$; soit $S = D$.
- . La vitesse de rotation maximale de la vis est donnée par l'expression empirique :

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}} \quad (\text{tr/mn})$$

où A : coefficient qui dépend du genre de matière transportée.

Pour le ciment, matière pulvérulente légèrement abrasive et de densité supérieure à $0,6 \text{ t/m}^3$: $A = 45$.

En combinant cette expression et l'expression du débit massique Q, on obtient :

$$D = \left[\frac{4 \cdot Q}{60 \cdot \pi \cdot \psi_s \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \gamma \cdot A} \right]^{2/5}$$

$$D = \left[\frac{4 \cdot 20}{60 \cdot \pi \cdot 1/3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 45} \right]^{2/5}$$

$$D = 0,24025 \text{ m}$$

Q = 20 t/h	
$\psi_s = 1/3$	
$k_1 = 1$	
$k_2 = 1$	
$\gamma = 1 \text{ t/m}^3$	
A = 45	

Prenons pour le diamètre une valeur normalisée :

$$D = 250 \text{ mm.}$$

6.1.2.- Calcul du pas S

Nous avons posé dans le calcul précédent $S = D$, d'où :

$$S = 250 \text{ mm.}$$

Cette valeur est normalisée.

6.1.3.- Calcul de la vitesse de rotation n

$$n_{\text{max}} = \frac{A}{\sqrt{D}}$$

$$\begin{array}{l} A = 45 \\ D = 250 \text{ mm.} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \uparrow \\ \uparrow \\ \uparrow \\ \uparrow \end{array} \right\} n_{\text{max}} = \frac{45}{\sqrt{0,250}} = 90 \text{ tr/mn}$$

Nous prenons $n = n_{\text{max}}$, pour d'une part, rester en conformité avec les recommandations des constructeurs et d'autre part pour minimiser l'encombrement de la vis étant donné que le diamètre de la vis augmente avec la diminution de n.

$$\text{soit, } n = 90 \text{ tr/mn.}$$

6.1.4.- Calcul de la vitesse d'avancement du produit v

$$v = \frac{n \cdot S}{60}$$

$$\begin{array}{l} n = 90 \text{ tr/mn.} \\ S = 250 \text{ mm.} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \uparrow \\ \uparrow \\ \uparrow \\ \uparrow \end{array} \right\} v = \frac{90 \cdot 0,250}{60} = 0,375 \text{ m/s.}$$

Cette valeur concorde avec les recommandations générales :

$$v \in (0,2 \div 0,5) \text{ m/s.}$$

6.1.5.- Calcul de la valeur réelle du débit massique

$$\begin{array}{l}
 D = 250 \text{ mm.} \\
 S = 250 \text{ mm.} \\
 n = 90 \text{ tr/mn.} \\
 \Psi_s = 1/3 \\
 k_1 = 1 \\
 k_2 = 1 \\
 \gamma \text{ (t/m}^3\text{)}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 Q = \left(60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \Psi_s \cdot k_1 \cdot k_2 \right) \cdot \gamma \\
 Q = \left(60 \cdot \frac{\pi \cdot (0,25)^2}{4} \cdot 0,25 \cdot 90 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 1 \right) \cdot \gamma \\
 Q = 22,089 \cdot \gamma \text{ (t/h)}
 \end{array}$$

Conclusion : La formule du débit permet de calculer ce dernier approximativement. Le coefficient de remplissage de l'auge lui donne toute sa souplesse.

6.2.- Calcul des débits en fonction de l'inclinaison

Il est évident que le débit diminue quand l'angle d'inclinaison du transporteur augmente. Le tableau suivant donne les débits en fonction des différentes inclinaisons du transporteur; ces débits sont calculés avec l'expression :

$$\begin{array}{l}
 D = 250 \text{ mm.} \\
 S = 250 \text{ mm.} \\
 n = 90 \text{ tr/mn.} \\
 \Psi_s = 1/3 \\
 k_2 = 1 \\
 \gamma \text{ (t/m}^3\text{)}
 \end{array}
 \quad
 Q = \left(60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \Psi_s \cdot k_1(\alpha) \cdot k_2 \right) \cdot \gamma$$

α (°)	0	5	10	15	20	25	30
k_1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
$\frac{Q}{\delta}$ (m ³ /h)	22,089	19,88	17,67	15,46	13,25	11,05	8,836

6.3.- Calcul des puissances

6.3.1.- Calcul de la force axiale P agissant sur la vis

Cette force exprime la résistance de la matière à l'avancement, elle est donnée par l'expression :

$$P = q \cdot (L \cdot \omega_0 + H) \cdot g \quad (N)$$

où q : masse linéaire de la matière transportée (kg/m)

L : longueur de transport (m)

ω_0 : Coefficient de résistance à l'avancement de la matière, fonction de la granulométrie, de la nature et de la forme du produit.

Selon la norme ISO, pour le ciment $\omega_0 = 3$.

H : hauteur d'élévation du transporteur (m), elle est fonction de l'angle d'inclinaison de ce dernier.

g : accélération de la pesanteur (m/s²)

Pour la vis en position horizontale, on a :

$$q = \frac{Q}{v}$$

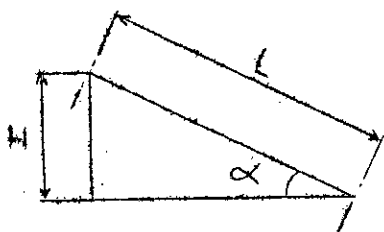
$$\begin{aligned} Q &= 20 \text{ t/h} \\ v &= 0,375 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$q = \frac{20 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,375} = 14,8 \text{ kg/m}$$

$$\begin{array}{l|l}
 q = 14,8 \text{ kg/m} & P = q \cdot (L \cdot \omega_0 + H) \cdot g \\
 L = 4 \text{ m.} & P = 14,8 (4 \cdot 3 + 0) \cdot 9,81 \\
 \omega_0 = 3 & \\
 H = 0 & P = 1742 \text{ N} \\
 g = 9,81 \text{ m/s}^2 &
 \end{array}$$

Pour la vis en position d'inclinaison maximale, on a :

$$\begin{array}{l|l}
 q_{30} = 8,836 \text{ t/h} & q = \frac{Q_{30}}{v} \\
 v = 0,375 \text{ m/s} & q = \frac{8,836 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,375} = 6,5 \text{ kg/m.}
 \end{array}$$



$$H = L \cdot \sin \alpha$$

$$L = 4 \text{ m.}$$

$$H = 4 \cdot \sin 30$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$H = 2 \text{ m.}$$

$$\begin{array}{l|l}
 q = 6,5 \text{ kg/m.} & P = q \cdot (L \cdot \omega_0 + H) \cdot g \\
 L = 4 \text{ m.} & P = 6,5 (4 \cdot 3 + 2) \cdot 9,81 \\
 \omega_0 = 3 & \\
 H = 2 \text{ m.} & P = 893 \text{ N} \\
 g = 9,81 \text{ m/s}^2 &
 \end{array}$$

Donc nous ferons les calculs des puissances pour la vis en position horizontale, car c'est la plus défavorable.

6.3.2.- Calcul du couple M_o sur l'arbre de la vis

Il est donné par l'expression :

$$M_o = P \cdot r \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (\text{Nm})$$

où r : rayon sur lequel agit P .

on suppose $r = \chi \cdot \frac{D}{2}$ avec $\chi = (0,8 + 1)$, soit : $\chi = 1$

d'où $r = 1 \cdot \frac{0,250}{2} = 0,125 \text{ m.}$

β : inclinaison de la vis sur le rayon r . Pour $D = S$: $\beta = 18^\circ$.

$P = 1742 \text{ N}$	$Mo = P \cdot r \cdot \text{tg } \beta$
$r = 0,125 \text{ m}$	$Mo = 1742 \cdot 0,125 \cdot \text{tg } 18$
$\beta = 18^\circ$	$Mo = 70,75 \text{ Nm}$

6.3.3.- Calcul de la puissance N sur l'arbre de la vis (ou puissance pour avancement du matériau).

Elle est donnée par l'expression :

$n = 90 \text{ tr/mn}$	$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mo}{1000 \cdot 60} \quad (\text{kW})$
$Mo = 70,75 \text{ Nm}$	$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot 90 \cdot 70,75}{1000 \cdot 60}$
	$N = 0,667 \text{ kW}$

6.3.4.- Calcul de la puissance N_n de propulsion à vide de la vis (ou de fonctionnement à vide).

La méthode ISO, considère une partie supplémentaire de propulsion de la vis à vide, elle est proportionnelle au diamètre de la vis D et à la longueur L :

$$N_n = 0,05 \cdot D \cdot L \quad (\text{kW})$$

$$D = 0,25 \text{ m.}$$

$$L = 4 \text{ m.}$$

$$N_n = 0,05 \cdot 0,25 \cdot 4$$

$$N_n = 0,05 \text{ Kw}$$

6.3.5.- Calcul de la puissance N_s du moteur (ou puissance totale)

La puissance totale sur l'arbre de la vis est donc :

$$N' = N + N_n = 0,667 + 0,05 = 0,717 \text{ kW.}$$

Si l'on considère le coefficient de rendement η du mécanisme propulseur de l'ordre de 0,9, la puissance du moteur N_s est donnée par :

$$N_s = \frac{N'}{\eta}$$

$$N_s = \frac{0,717}{0,9} = 0,797 \text{ kW.}$$

6.4.- Choix du moteur

On a calculé la puissance nécessaire que doit développer le moteur : $N_{se} = 0,797 \text{ kW.}$

On choisit un moteur de puissance supérieure pour pallier toute surcharge éventuelle (Engorgement, obturation, variation de la densité apparente...).

L'utilisation de moteur à cage est recommandée en priorité par LEROY - SOMMER, son prix étant le plus bas et l'augmentation de la puissance des réseaux de distribution permettant généralement de supporter ses appels de courant de démarrage.

Enfin, il sera demandé au constructeur d'adapter le moteur choisi à notre construction.

6.4.1.- Caractéristiques du moteur

Puissance		Type	Intensité absorbée		CD CN	C _{max} CN	Vit. à 4/4 (tr/mn)	MD ² m.kg	Masse appr. kg
kW	Ch.		IN sous 380 v (A)	ID sous 380 v (A)					
1,1	1,5	LS90S	2,85	16	2,1	2,46	1420	0,0127	14

Caractéristiques en charge								Sous 220 v.	
Rendement %				Cosinus φ				IN = 4,9 A. ID = 27,6 A.	
1/4	1/2	3/4	4/4	1/4	1/2	3/4	4/4		
60	72	75	74	0,40	0,59	0,71	0,79		

Type : LS 90 S : Moteur asynchrone triphasé, IP 44 fermé,
rotor en court-circuit, à cage de série.

90 : hauteur d'axe.

S : carcasse à nervures de refroidissement, coulée
en alliage léger.

Les moteurs de série 220/380 v. sont alimentés par du courant triphasé à 50 Hz et pour fonctionner dans une ambiance inférieure ou exceptionnellement égale à 40° C.

On choisit la présentation B 14, adaptée à notre construction, c'est à dire moteur à bride de fixation à trous taraudés et arbre horizontal.-

6.4.2.- Couple nominal du moteur

Il est donné par :

$$M_{\text{nom}} = \frac{N_{\text{mot}}}{\omega_{\text{nom}}}$$

avec $\omega_{\text{nom}} = \frac{2 \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \pi \cdot 1420}{60}$

$$\omega_{\text{nom}} = 148,7 \text{ rd/s}$$

$$N_{\text{mot}} = 1,1 \text{ kW.}$$

$$\omega_{\text{nom}} = 148,7 \text{ rd/s}$$

$$M_{\text{nom}} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{148,7}$$

$$M_{\text{nom}} = 7,397 \text{ N.m}$$

6.5.- Calculs de résistance de l'arbre de la vis

Nous ferons ces calculs pour la position la plus défavorable de fonctionnement de la vis, c'est à dire la position horizontale.

L'arbre de la vis doit être calculé comme une poutre appuyée à la distance l (distance de paliers intérieurs), poutre soumise à la torsion par le moment M_0 , tractionnée ou comprimée par la force P et flexionnée par le moment $P \cdot r$ sur la longueur l et par son poids propre.

Mais vue la faible valeur de M_0 , nous ferons ces calculs de résistance avec le couple nominal du moto-réducteur.

Nous tenons compte ainsi d'accidents éventuels : filage du ciment, engorgement de la matière, obturation accidentelle de la conduite de jetée, etc....

- Couple nominal sur l'arbre de sortie du moto-réducteur :

$$M = M_{\text{nom.mot}} \cdot i_m \cdot \eta$$

où i_m : rapport de réduction du réducteur

$$i_m = \frac{n_{\text{mot.}}}{n_{\text{vis}}} = \frac{1420}{90} = 15,78$$

$M_{\text{nom.mot.}} = 7,397 \text{ N.m}$	$M = 7,397 \cdot 15,78 \cdot 0,9$
$i_m = 15,78$	$M = 105 \text{ Nm}$
$\eta = 0,9$	

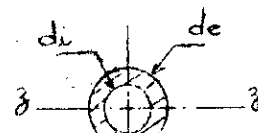
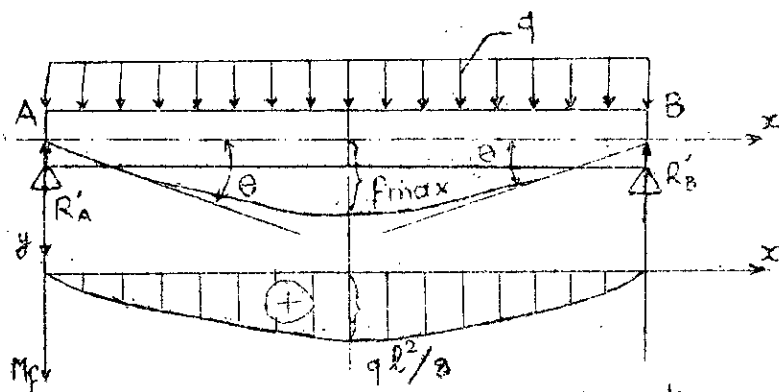
- Ce couple est provoqué par une force axiale P agissant sur la vis :

$$P = \frac{M}{r \cdot \tan \beta}$$

$M = 105 \text{ Nm}$	$P = \frac{105}{0,125 \tan 18}$
$r = 0,125 \text{ m}$	
$\beta = 18^\circ$	$P = 2585 \text{ N}$

6.5.1.- Calcul de la flèche et des rotations provoquées par le poids propre de l'arbre

On dimensionne l'arbre de vis de manière à limiter la flèche tout en étant en accord avec les recommandations des constructeurs : tubes de diamètre ext. (70+80) pour un diamètre de vis de 250. On adopte pour notre construction, un tube normalisé 76 - 3.



$$R'_A = R'_B = q \cdot \frac{l}{2}$$

q : charge par unité de longueur.

fig 2. - flèche et rotations.

La flèche maximale due au moment fléchissant apparaît au centre, soit à $x = l/2$, pour raison de symétrie. soit :

$$f_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q l^4}{E \cdot J_z}$$

où ; E : module d'élasticité longitudinal, pour l'acier $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa.

J_z : moment d'inertie de la section transversale de l'arbre. (cm^4).

$$J_z = \frac{\pi}{64} (d_e^4 - d_i^4)$$

$$\begin{aligned} d_e &= 76 \text{ mm} \\ d_i &= 70 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$J_z = \frac{\pi}{64} (7,6^4 - 7,0^4) = 45,91 \text{ cm}^4$$

- Calcul du poids propre Q de l'arbre de vis :

Il est donné par l'expression :

$$\begin{aligned} d_e &= 76 \text{ mm} \\ d_i &= 70 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$l = 4,483 \text{ m}$$

$$\gamma_{\text{acier}} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Q = q \cdot l = \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) \cdot l \cdot \gamma_a \cdot g$$

$$Q = \frac{\pi}{4} (0,076^2 - 0,070^2) \cdot 4,483 \cdot 7850 \cdot 9,81$$

$$Q = 237,5 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 Q &= 237,5 \text{ N} \\
 l &= 4,483 \text{ m} \\
 E &= 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \\
 J_y &= 45,91 \text{ cm}^4
 \end{aligned}$$

$$f_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J_y}$$

$$f_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{237,5 \cdot 4,483^3 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 45,91 \cdot 10^4}$$

$$f_{\max} = 2,89 \text{ mm.}$$

Cette flèche calculée est très pessimiste parcequ'elle ne tient pas compte du fait que la rigidité de la vis est supérieure à celle du tube (arbre).

Les rotations maximales se trouvent sous les appuis, toujours pour raison de symétrie, elles sont données par l'expression :

$$\begin{aligned}
 Q &= q \cdot l = 237,5 \text{ N} \\
 l &= 4,483 \text{ m} \\
 E &= 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \\
 J_y &= 45,91 \text{ cm}^4
 \end{aligned}$$

$$|\theta_A| = |\theta_B| = \theta = \text{tg}^{-1} \left[\frac{q \cdot l^3}{24 \cdot E \cdot J_y} \right]$$

$$\theta = \text{tg}^{-1} \left[\frac{237,5 \cdot 4,483^2 \cdot 10^6}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45,91 \cdot 10^4} \right]$$

$$\theta = \text{tg}^{-1} (2,06 \cdot 10^{-3})$$

$$\theta = 0,118^\circ$$

6.5.2.- Calcul de l'arbre de la vis à la torsion

L'arbre est torsionné par le moment M sur la longueur l :

$$M = \tau \cdot W_o$$

où τ : contrainte de cisaillement dans l'arbre

W_o : module d'inertie polaire (de la section transversale) (cm^3)

C'est le quotient du moment d'inertie polaire par la distance de l'élément de matière le plus sollicité c'est à dire le plus éloigné du pôle pour une section annulaire : $d_o/2$.

$$W_o = \frac{I_o}{d_e/2}$$

$$I_o = 2 \cdot I_z$$

$$I_z = \frac{\pi (d_e^4 - d_i^4)}{64}$$

$$W_o = \frac{\pi}{16} \frac{(d_e^4 - d_i^4)}{d_e}$$

$$M = 105 \text{ Nm}$$

$$d_e = 76 \text{ mm}$$

$$d_i = 70 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{M}{W_o} = \frac{16 M}{\pi} \frac{d_e}{(d_e^4 - d_i^4)}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 105 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{76}{(76^4 - 70^4)}$$

$$\tau = 4,34 \text{ MPa.}$$

- Calcul de l'angle de torsion :

Il est donné par la formule de déformation :

$$\theta = \frac{M}{G \cdot I_o} \cdot \frac{180}{\pi} \leq (\theta)$$

où θ : angle de torsion relatif à une longueur de 1 m.

G : module d'élasticité transversale, pour l'acier $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

I_o : moment d'inertie polaire de la section transversale de l'arbre par rapport au centre.

(θ) : angle de torsion admissible relatif à une longueur de 1 m., fonction de la destination de l'arbre et de ses dimensions, soit $(\theta) = 0,35^\circ$

$$\begin{aligned} d_e &= 76 \text{ mm} \\ d_i &= 70 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$I_o = \frac{\pi}{32} (d_e^4 - d_i^4)$$

$$I_o = \frac{\pi}{32} (7,6^4 - 7,0^4) = 91,8 \text{ cm}^4$$

$$\begin{aligned} M &= 105 \text{ Nm} \\ G &= 8 \cdot 10^4 \text{ MPa} \\ I_o &= 91,8 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

$$\theta = \frac{M}{G \cdot I_o} \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = \frac{105}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 91,8 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = 0,08 \text{ }^\circ/\text{m} ; \quad \theta < (\theta)$$

6.5.3.- Calcul de l'arbre de la vis à la flexion

Les constructeurs recommandent que l'arbre de la vis travaille en traction ; il est flexionné par le moment $P \cdot r$ sur la longueur l et par son poids propre Q .

On considère le poids propre uniformément réparti sur toute la longueur de l'arbre.

- Calcul des réactions des paliers : (voir fig.2)

$$\sum \mathcal{M}/_B = 0 \iff -P \cdot r + F_r \cdot l = 0 \iff F_r = \frac{P \cdot r}{l}$$

$$R_A = F_r + q \frac{l}{2} = \frac{P \cdot r}{l} + \frac{Q}{2}$$

$$R_B = q \cdot \frac{l}{2} - F_r = \frac{Q}{2} - \frac{P \cdot r}{l}$$

$$\begin{aligned} P &= 2585 \text{ N} \\ r &= 0,125 \text{ m} \\ l &= 4,483 \text{ m} \\ Q &= 237,5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$R_A = \frac{2585 \cdot 0,125}{4,483} + \frac{237,5}{2} = 190,8 \text{ N}$$

$$R_B = \frac{237,5}{2} - \frac{2585 \cdot 0,125}{4,483} = 46,7 \text{ N}$$

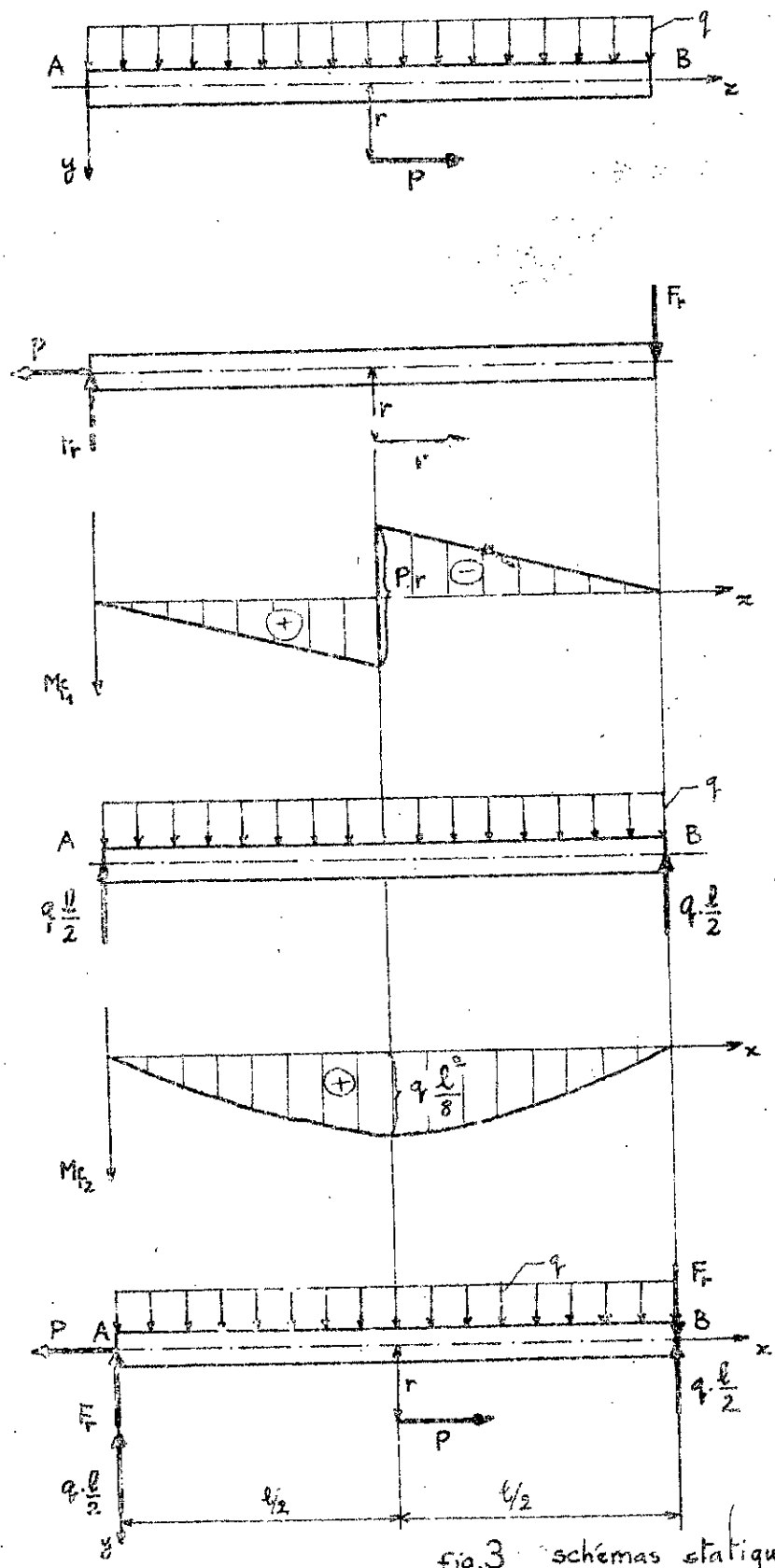


fig.3 schémas statiques de flexion.

Pour la section dangereuse (à $x = l/2$), le moment de flexion est donné par :

$$M_{fmax} = P \cdot \frac{r}{2} + q \frac{l^2}{8} = P \frac{r}{2} + \frac{q \cdot l}{8}$$

$$\begin{aligned} P &= 2585 \text{ N} \\ r &= 0,125 \text{ m} \\ Q &= 237,5 \text{ N} \\ l &= 4,483 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{fmax} &= 2585 \cdot \frac{0,125}{2} + \frac{237,5 \cdot 4,483}{8} \\ &= 161,56 + 133,09 \end{aligned}$$

$$M_{fmax} = 294,65 \text{ Nm}$$

On a :

$$M_f = \sigma_f \cdot W_z$$

où σ_f : contrainte de flexion dans l'arbre.

W_z : module d'inertie de la section transversale (cm^3)

$$I_z = \frac{\pi (de^4 - di^4)}{64}$$

$$W_z = \frac{I_z}{de/2}$$

$$W_z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(de^4 - di^4)}{de}$$

$$M_f = 294,65 \text{ Nm}$$

$$de = 76 \text{ mm}$$

$$di = 70 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_z} = \frac{32 M_f}{\pi} \cdot \frac{de}{(de^4 - di^4)}$$

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot 294,65 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{76}{(76^4 - 70^4)}$$

$$\sigma_f = 24,39 \text{ MPa.}$$

6.5.4.- Calcul de l'arbre de la vis à la traction

Cet arbre est tractionné par la force P. La contrainte de traction σ_t dans l'arbre est donnée par :

$$\sigma_t = \frac{P}{A}$$

où A : section transversale de l'arbre de la vis.

$$A = \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} (76^2 - 70^2) = 688 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_t = \frac{2585}{688} = 3,76 \text{ MPa.}$$

6.5.5.- Calcul de la contrainte équivalente en torsion + flexion + traction

La contrainte équivalente dans un arbre subissant une sollicitation composée de torsion, flexion et traction est donnée par l'expression :

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_t)^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_f = 24,39 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_t = 3,76 \text{ MPa.}$$

$$\tau = 4,34 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(24,39 + 3,76)^2 + 4(4,34)^2}$$

$$\sigma_e = 29,46 \text{ MPa.}$$

- Conclusion : L'acier le plus faible et le plus bon marché à une résistance élastique de 210 MPa, d'où un coefficient de sécurité de 7.-

L'arbre de vis n'étant soumis qu'à de faibles sollicitations, ce sont : la flèche, l'usure du matériau et la nature du produit transporté qui déterminent le dimensionnement et le choix du matériau de cet arbre et des autres éléments du transporteur.

On adopte l'arbre en acier XC 38 f avec $R_{\text{emin}} = 330 \text{ MPa}$.

6.6.- Schéma de principe du mécanisme

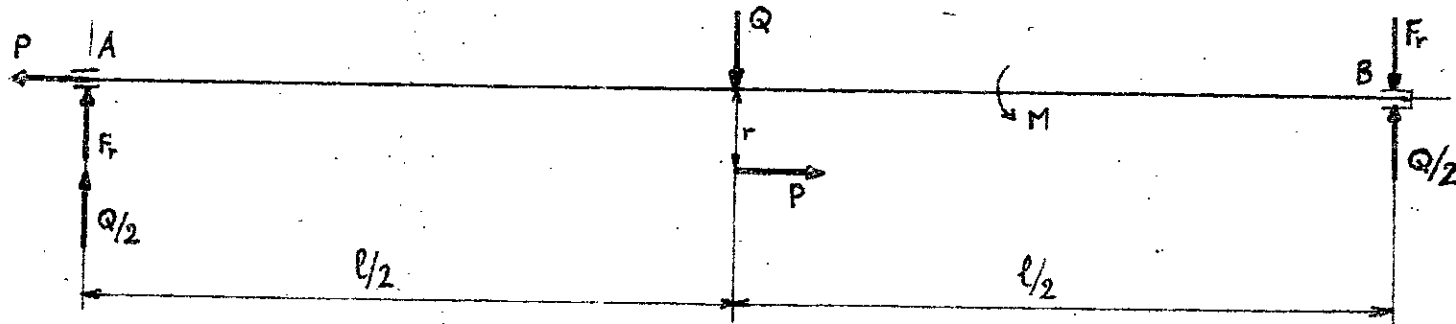
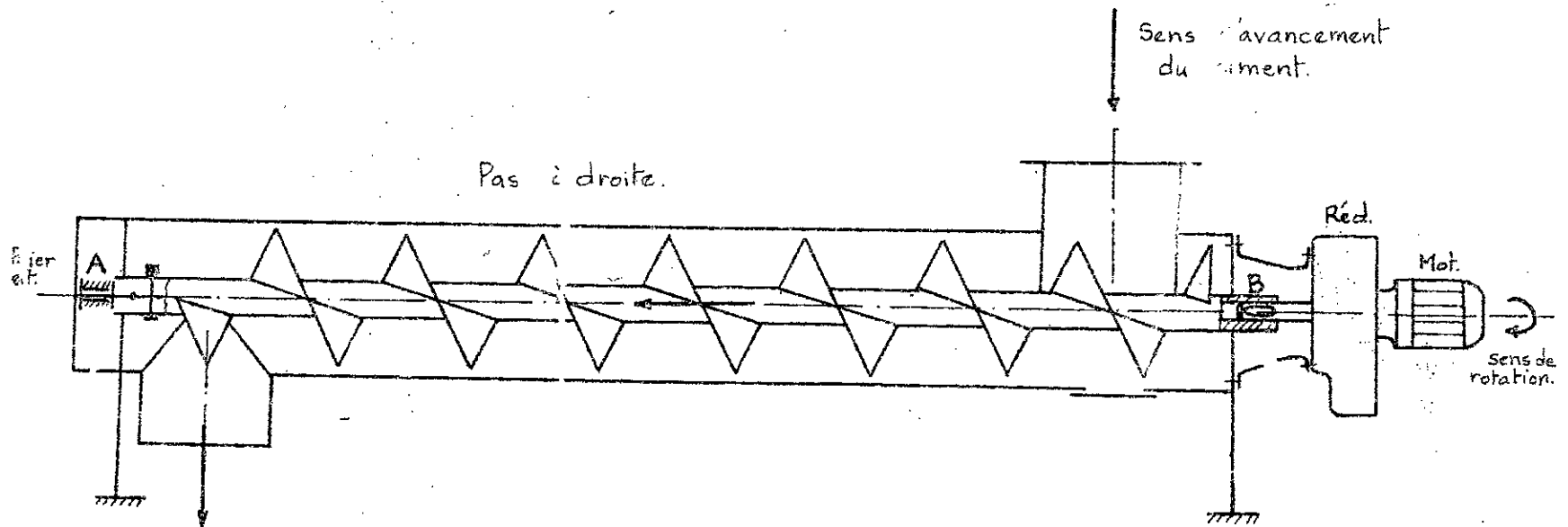
Les constructeurs recommandent que la vis travaille en traction.

La force P est la résistance de la matière à l'avancement, elle s'applique perpendiculairement aux surfaces des spires donc à deux composantes axiale et radiale.

Cette dernière est négligeable.

Le palier extérieur A devant supporter une charge axiale P dans les deux sens et une charge radiale F_r , la meilleure solution serait que les deux bagues du roulement de ce palier soient bloquées axialement.

fig 4 schéma : principe du mécanisme.



6.7.- Dimensionnement d'une spire

Les spires sont des tôles d'épaisseur $1,5 \pm 8$ mm (fonction du produit à transporter).

Soit pour notre convoyeur à ciment des spires en acier mi-dur XC 38 f ($R_{emin} = 330$ MPa., $R_{min} = 580$ MPa.) d'épaisseur 4 mm.

La forme d'une spire avant son emboutissage sur matrice est la suivante :

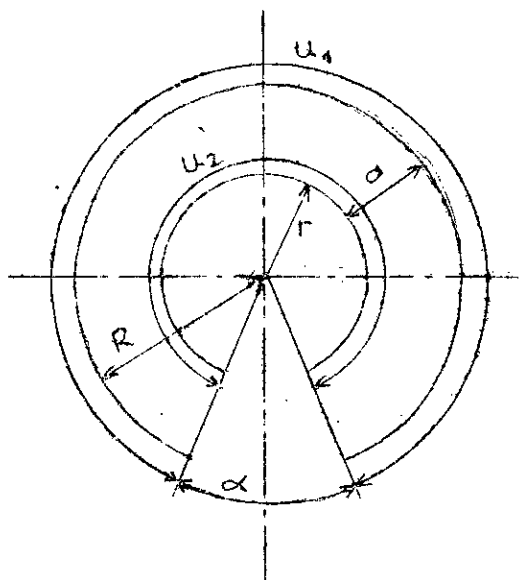


Fig. 5 - Développement d'une spire.

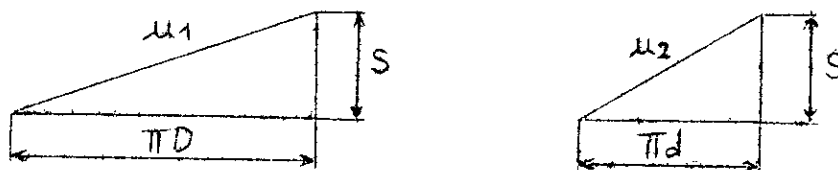
Il est évident qu'on peut écrire :

$$a = \frac{D - d}{2} \quad (\text{mm})$$

où D : diamètre nominale de la vis

d : diamètre extérieur de l'arbre de vis

Le développement de la vis sur D et d donne :



d'après Pythagore on peut écrire :

$$u_1 = \sqrt{\pi^2 D^2 + S^2} \quad \text{et} \quad u_2 = \sqrt{\pi^2 d^2 + S^2}$$

En considérant la proportionnalité des périmètres on peut écrire :

$$\begin{array}{l|l} 360^\circ \longrightarrow 2\pi(a+r) & \\ 360^\circ - \alpha \longrightarrow u_1 & u_1 = 2\pi(a+r) \cdot \frac{360 - \alpha}{360} \\ \hline 360^\circ \longrightarrow 2\pi r & \\ 360^\circ - \alpha \longrightarrow u_2 & u_2 = 2\pi r \cdot \frac{360 - \alpha}{360} \end{array}$$

En faisant le rapport de u_1 et u_2 , on écrit :

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{a+r}{r} \quad \text{d'où} \quad r = \frac{a u_2}{u_1 - u_2}$$

et on sait que $R = a + r$

de l'expression donnant u_1 , on tire la valeur de α :

$$\alpha = 360 - \frac{360 u_1}{2\pi(a+r)} = 360 - 57,3 \cdot \frac{u_1}{R} \quad (^\circ)$$

finalement :

$$a = \frac{D - d}{2} = \frac{250 - 76}{2} = 87 \text{ mm.}$$

$$u_1 = \sqrt{\pi^2 D^2 + s^2} = \sqrt{\pi^2 \cdot 0,25^2 + 0,25^2} = 0,824 \text{ m}$$

$$u_2 = \sqrt{\pi^2 d^2 + s^2} = \sqrt{\pi^2 \cdot 0,076^2 + 0,25^2} = 0,346 \text{ m}$$

$$r = \frac{a u_2}{u_1 - u_2} = \frac{87 \cdot 346}{(824 - 346)} = 62,97 \text{ mm}$$

$$R = a + r = 87 + 62,97 = 149,97 \text{ mm}$$

$$\alpha = 360 - 57,3 \cdot \frac{u_1}{R} = 360 - 57,3 \cdot \frac{824}{149,97} = 45,17^\circ$$

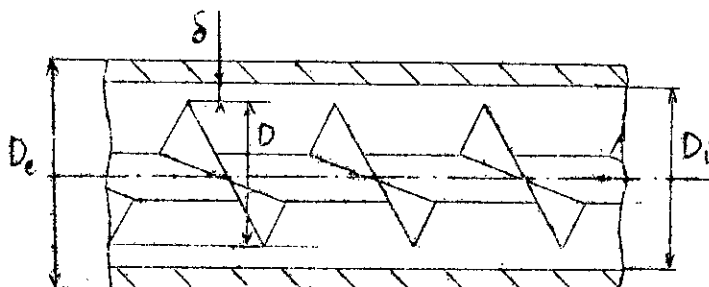
6.8.- Choix du tube enveloppe

On choisit le tube enveloppe selon les normes polonaises, en se basant sur les recommandations des constructeurs et les résultats de l'étude " Study of the screw conveyor " qui consistent à diminuer le plus possible l'espace libre entre les spires et le tube enveloppe ; on tient compte aussi du fait que la flèche max. de l'arbre de vis est de l'ordre de 3 mm.

Soit un tube de diamètre extérieur : $D_e = 273 \text{ mm.}$, d'épaisseur : $e = 8 \text{ mm}$, donc de diamètre intérieur : $D_i = 257 \text{ mm.}$

Ce tube a une masse par unité de longueur :

$$M_l = 52,28 \text{ kg/m.}$$



d'où un espace libre δ :

$$\delta = \frac{D_i - D}{2} = \frac{257 - 250}{2} = 3,5 \text{ mm}$$

Comme matériau on peut utiliser, un acier soudable utilisé sous forme de tôles et de tubes, 25 CD 4 S avec $Re \geq 400$ MPa. ou encore l'acier le plus faible et le plus bon marché XC 10 f avec $Re \geq 220$ MPa.

Pour notre construction, nous adoptons un acier mi-dur XC 38 f avec : $R_{min} = 580$ MPa. et $R_{emin} = 330$ MPa.

6.9.- Calcul du roulement du palier extérieur

Ce roulement transmet la force axiale.

Nous évitons l'utilisation d'un roulement rigide vue la longueur importante de l'arbre.

Nous adoptons un roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux qui a un chemin de roulement sphérique dans la bague extérieure, ce qui lui confère l'aptitude à s'aligner automatiquement et supporter ainsi les petits défauts d'alignement de l'arbre par rapport au palier dûe à une flexion de l'arbre.

Ce roulement supporte bien des charges axiales et radiales combinées.

Soit le roulement 50 SC 02 XE, supportant une charge radiale $F_r = R_A = 19,08$ daN et une charge axiale $F_a = P = 258,5$ daN, animé d'une vitesse de 90 tr/mn.

Pour ce roulement, nous avons du tableau 40 - 76 (Chevalier) :
 $C_0 = 5\ 400$ daN ; $C = 6\ 950$ daN et $n_{max} = 4\ 000$ tr/mn.

avec C_0 : Charge statique de base.

C : charge dynamique de base.

n_{max} : vitesse de rotation max. que peut supporter le roulement.

- Détermination de la charge dynamique équivalente :

Elle est donnée par la relation :

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

où V : facteur de rotation.

$V = 1$ (bague intérieure tournante par rapport à la charge).

X : facteur radial.

Y : facteur axial.

du catalogue S K F , nous avons :

$$e = 0,2$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{258,5}{19,08} = 13,5 > e \longrightarrow X = 0,67 \text{ et } Y = 5$$

finalement :

$$P = 0,67 \cdot 1 \cdot 19,08 + 5 \cdot 258,5 = 1305 \text{ daN}$$

La durée de vie nominale en heures du roulement est donnée par :

$$L_h = \frac{16\,666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^k$$

$$n = 90 \text{ tr/mn}$$

$$C = 6950 \text{ daN}$$

$$P = 1305 \text{ daN}$$

$$k = 10/3 \text{ (roulement à rouleaux)}$$

$$L_h = \frac{16\,666}{90} \left(\frac{6950}{1305} \right)^{10/3}$$

$$L_h = 48\,847 \text{ heures.}$$

Conclusion :

Le roulement est convenablement choisi.

6.10.- Résumé des résultats

Soit on a : pour la manutention de ciment, capacité 20 t/h, longueur totale 4950 environ, construction en acier mi-dur.

- 1 vis sous tube horizontale \varnothing 250, avec une ascension maximale de 30°, longueur totale 4800 environ.
- tube enveloppe, épaisseur 8 mm., \varnothing ext. 273
- 1 entrée 273 x 273 (ext.) épaisseur 8 avec cadre et 1 sortie \varnothing ext. 273, épaisseur 8 (entr'axe 4000).
- Spires pleines \varnothing 250, épaisseur 4 mm, pas 250.
- tube porte spires \varnothing ext. 76, épaisseur 3.
- Soudure des spires sur le tube en discontinu.
- 1 axe d'extrémité ajusté à force et boulonné dans le tube.
- 1 Palier d'extrémité \varnothing 50 appliqué côté sortie.

7.- CALCUL DU REDUCTEUR

Nous adoptons des engrenages à dentures hélicoïdales qui assurent une douceur d'entraînement et un fonctionnement silencieux, conséquences de l'inclinaison de la denture. L'incurvation des dents en hélice a pour effet de réduire le glissement, d'assurer un contact progressif, d'augmenter la longueur de conduite des flancs conjugués.

7.1.- Rapport de réduction

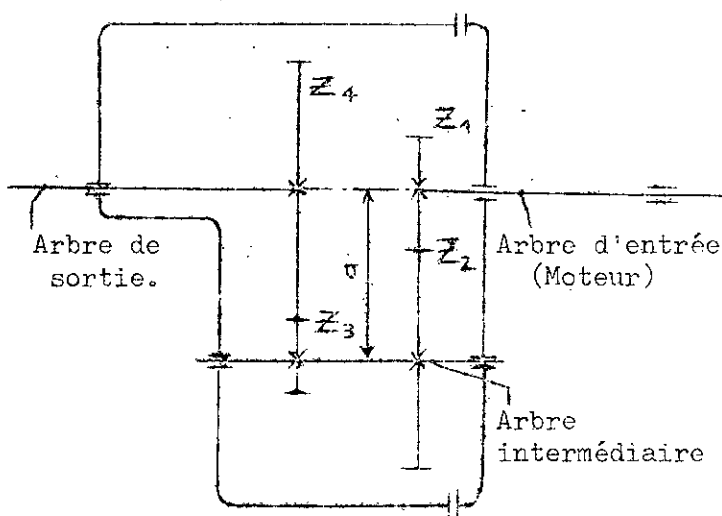
Il est donné par :

$$i_m = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{vis}}} = \frac{1420}{90} = 15,78$$

donc le réducteur se compose de 2 étages cylindriques à dentures hélicoïdales.

7.2.- Chaîne cinématique

- 1.- Pignon 1
- 2.- Roue dentée 2
- 3.- Pignon 3
- 4.- Roue dentée 4



7.3.- Caractéristiques cinématiques et géométriques des engrenages

Soient i_I et i_{II} , les rapports de réduction respectifs des étages I et II, généralement on a : $i_I > i_{II}$

$$\text{Soit } i_I = 4,5$$

$$\text{donc } i_{II} = \frac{i_m}{i_I} = \frac{15,78}{4,5} = 3,5 \quad \left| \quad i'_m = 4,5 \times 3,5 = 15,75 \right.$$

$$\frac{\Delta i_m}{i_m} = \frac{i_m - i'_m}{i_m} = \frac{15,78 - 15,75}{15,78} = 0,2 \%$$

Les deux étages ont le même entraxe, il en découle la condition suivante :

$$a = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) = \frac{1}{2} (d_3 + d_4)$$

$$\Leftrightarrow a = \frac{m t I}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{m t II}{2} (Z_3 + Z_4)$$

$$\Leftrightarrow 2a = \frac{m_{nI}}{\cos \beta I} (Z_1 + Z_2) = \frac{m_{nII}}{\cos \beta II} (Z_3 + Z_4)$$

Le second étage transmet un couple plus grand donc nous devons avoir $m_{nII} > m_{nI}$

on a donc pour le 1er étage :

$$Z_1 = 20 \text{ dents} ; Z_2 = 90 \text{ dents} ; i_I = 4,5$$

$$m_{nI} = 2,5 \text{ mm.} ; a = 150 \text{ mm.}$$

donc :

$$\beta_I = \cos^{-1} \left(\frac{m_{nI} (Z_1 + Z_2)}{2a} \right)$$

$$\beta_I = \cos^{-1} \left(\frac{2,5 \cdot (20 + 90)}{2.150} \right) = \cos^{-1} (0,9167)$$

$$\beta_I = 23^\circ,5565$$

d'où :

$$d_1 = \frac{m_{nI}}{\cos \beta_I} \cdot Z_1 = \frac{2,5}{0,9167} \cdot 20 = 54,545 \text{ mm.}$$

Et pour le 2 ème étage, on a :

$$\text{condition : } \frac{m_{nII}}{\cos \beta_{II}} (Z_3 + Z_4) = 2a = 2.150 = 300 \text{ mm.}$$

soient : $m_{nII} = 3 \text{ mm.}$; $Z_3 = 20 \text{ dents}$; $Z_4 = 70 \text{ dents}$; $i_{II} = 3,5$

$$\text{donc : } \beta_{II} = \cos^{-1} \left(\frac{m_{nII} (Z_3 + Z_4)}{2a} \right)$$

$$\beta_{II} = \cos^{-1} \left(\frac{3 \cdot (20 + 70)}{2.150} \right) = \cos^{-1} (0,9)$$

$$\beta_{II} = 25^\circ,8419$$

$$\text{d'où : } d_3 = \frac{m_{nII}}{\cos \beta_{II}} \cdot Z_3 = \frac{3}{0,9} \cdot 20 = 66,667 \text{ mm.}$$

Les caractéristiques des deux étages sont résumées dans les tableaux suivants :

7.3.1.- 1er Etage

Symbole	Dénomination	Calcul
m_n	module réel	$m_n = 2,5 \text{ mm.}$
β	angle d'hélice	$\beta = 23^\circ,5565$
P_n	Pas réel	$P_n = m_n \cdot \pi = 2,5 \cdot \pi = 7,854 \text{ mm.}$
P_t	Pas apparent	$P_t = P_n / \cos \beta = 7,854 / \cos 23,5565 = 8,568 \text{ mm}$
m_t	Module apparent	$m_t = m_n / \cos \beta = 2,5 / \cos 23,5565 = 2,727 \text{ mm}$
Z	nombre de dents	$Z_1 = 20 ; Z_2 = 90$
d	diamètre primitif	$d_1 = Z_1 \cdot m_t = 20 \cdot 2,727 = 54,545 \text{ mm}$ $d_2 = Z_2 \cdot m_t = 90 \cdot 2,727 = 245,454 \text{ mm}$
h_a	saillie	$h_a = m_n = 2,5 \text{ mm}$
h_f	creux	$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$
h	hauteur de dent	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2,5 = 5,625 \text{ mm}$
d_a	diamètre de tête	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 54,545 + 2(2,5) = 59,545 \text{ mm}$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = 245,454 + 2(2,5) = 250,454 \text{ mm}$
d_f	diamètre de pied	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 54,545 - 2(3,125) = 48,295 \text{ mm}$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = 245,454 - 2(3,125) = 239,204 \text{ mm}$
b	largeur de denture	$b \geq \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = \frac{2,5}{\sin 23,5565} = 19,65 \text{ mm}$ soit : $b = 25 \text{ mm.}$
α_n	angle de pression réel	$\alpha_n = 20^\circ$
α_t	angle de pression apparent	$\alpha_t = \text{tg}^{-1} \left[\frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} \right] = \text{tg}^{-1} \left[\frac{\text{tg } 20}{\cos 23,5565} \right]$ $\alpha_t = \text{tg}^{-1} (0,3971) = 21^\circ,6560$

ϵ_β	rapport de recouvrement	$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m_t} = \frac{25 \cdot \operatorname{tg} 23,5565}{\pi \cdot 2,727} = 1,272$
a	entraxe	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{54,545 + 245,454}{2} = 150 \text{ mm}$
i	rapport de réduction	$i = Z_2 / Z_1 = 90 / 20 = 4,5$
n	vitesse de rotation	$n_1 = 1420 \text{ tr/mn}$ $n_2 = n_1 / i = 1420 / 4,5 = 315,6 \text{ tr/mn}$
v	vitesse périphérique sur le \varnothing primitif	$v_1 = \frac{2\pi n_1}{60} \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{2\pi \cdot 1420}{60} \cdot \frac{54,545 \cdot 10^{-3}}{2}$ $v_1 = 4,055 \text{ m/s}$
Y	saillie réduite	$Y_1 = Y_2 = \frac{h_a}{m_n} = 1$
β_b	angle d'inclinaison de base	$\beta_b = \operatorname{tg}^{-1} (\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t)$ $= \operatorname{tg}^{-1} (\operatorname{tg} 23,5565 \cdot \cos 21^\circ,6560)$ $= \operatorname{tg}^{-1} (0,4052)$ $= 22^\circ,0584$

7.3.2.- 2 ème Etage

Symbole	Dénomination	Calcul
m_n	Module réel	$m_n = 3 \text{ mm.}$
β	angle d'hélice	$\beta = 25^\circ,8419$
P_n	Pas réel	$P_n = m_n \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,425 \text{ mm}$
P_t	Pas apparent	$P_t = P_n / \cos \beta = 9,425 / \cos 25,8419 = 10,472 \text{ mm}$
m_t	module apparent	$m_t = m_n / \cos \beta = 3 / \cos 25,8419 = 3,333 \text{ mm.}$
Z	nombre de dents	$Z_3 = 20 ; Z_4 = 70$
d	diamètre primitif	$d_3 = Z_3 \cdot m_t = 20 \cdot 3,333 = 66,667 \text{ mm.}$ $d_4 = Z_4 \cdot m_t = 70 \cdot 3,333 = 233,333 \text{ mm.}$
h_a	saillie	$h_a = m_n = 3 \text{ mm.}$
h_f	creux	$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm.}$
h	hauteur de dent	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ mm}$
d_a	diamètre de tête	$d_{a3} = d_3 + 2h_a = 66,667 + 2(3) = 72,667 \text{ mm}$ $d_{a4} = d_4 + 2h_a = 233,333 + 2(3) = 239,333 \text{ mm}$
d_f	diamètre de pied	$d_{f3} = d_3 - 2h_f = 66,667 - 2(3,75) = 59,167 \text{ mm.}$ $d_{f4} = d_4 - 2h_f = 233,333 - 2(3,75) = 225,833 \text{ mm.}$
b	largeur de denture	$b \geq \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} = \frac{\pi \cdot 3}{\sin 25,8419} = 21,62 \text{ mm}$ soit : $b = 30 \text{ mm.}$
α_n	angle de pression réel.	$\alpha_n = 20^\circ$
α_t	angle de pression apparent.	$\alpha_t = \text{tg}^{-1} \left[\frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right] = \text{tg}^{-1} \left[\frac{\text{tg} 20}{\cos 25,8419} \right]$ $\alpha_t = \text{tg}^{-1} (0,4044) = 22^\circ,0189$

ϵ_β	rapport de recouvrement.	$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m_t} = \frac{30 \cdot \operatorname{tg} 25,8419}{\pi \cdot 3,333} = 1,388$
a	entraxe	$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{66,667 + 233,333}{2} = 150 \text{ mm.}$
i	rapport de réduction	$i = z_4 / z_3 = 70/20 = 3,5$
n	vitesse de rotation	$n_2 = 315,6 \text{ tr/mn}$
		$n_3 = n_2 / i = 315,6 / 3,5 = 90 \text{ tr/mn}$
v	vitesse périphérique sur le \varnothing primitif	$v_3 = \frac{2\pi n_3}{60} \cdot \frac{d_3}{2} = \frac{2\pi \cdot 90}{60} \cdot \frac{66,667 \cdot 10^{-3}}{2}$
		$v_3 = 1,101 \text{ m/s}$
Y	saillie réduite	$Y_3 = Y_4 = \frac{h_a}{m_n} = 1 \text{ .-}$
β_b	angle d'inclinaison de base	$\begin{aligned} \beta_b &= \operatorname{tg}^{-1} (\operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t) \\ &= \operatorname{tg}^{-1} (\operatorname{tg} 25,8419 \cos 22,0189) \\ &= \operatorname{tg}^{-1} (0,4490) \\ &= 24^\circ,1798 \end{aligned}$

7.4.- Couples sur les arbres

Ce calcul des couples sur les arbres du réducteur est fait avec la supposition : le rendement des engrenages $\eta = 1$.

- Couple sur l'arbre d'entrée :

$$M_1 = M_{\text{nom.mot}} = 7,397 \text{ Nm}$$

- Couple sur l'arbre intermédiaire :

$$M_2 = M_1 \cdot i_I = 7,397 \cdot 4,5 = 33,286 \text{ Nm}$$

- Couple sur l'arbre de sortie :

$$M_3 = M_1 \cdot i_I \cdot i_{II} = 7,397 \cdot 4,5 \cdot 3,5 = 116,503 \text{ Nm}$$

7.5.- Vérification des dentures à la rupture

Nous ferons ce calcul d'après la méthode proposée par G. HENRIOT dans son ouvrage " Traité théorique et pratique des engrenages " Tome 1, 5ème édition.

La force tangentielle admissible c'est à dire la force tangentielle que la dent du pignon ou de la roue peut supporter en toute sécurité est donnée par l'expression :

$$F_{t.adm} = \sqrt{b.lim} \cdot b \cdot m_o \cdot \frac{K_v \cdot K_{bL} \begin{matrix} (1) \\ (2) \end{matrix} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_F \begin{matrix} (1) \\ (2) \end{matrix} \cdot Y_\beta}$$

1 : indice du pignon de l'étage considéré.

2 : indice de la roue de l'étage considéré.

où σ_{blim} : valeur limite de base de la contrainte de rupture σ_b ,
elle est fonction du matériau et de sa charge de rupture
à coeur. (hbar)

b : largeur de denture. (mm)

m_o : module de l'étage considéré.

K_v : facteur de vitesse; c'est un facteur dynamique qui fait
intervenir les surcharges dues à l'effet combiné des
erreures de denture, et de la vitesse, compte tenu des
inerties de la transmission.

K_{bl} : facteur de durée; il est fonction de la longévité et de
la vitesse de rotation de l'élément.

K_M : facteur de portée; donné en fonction du rapport b/d_1

K_A : facteur de service; il est introduit pour tenir compte
de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur.

Y_ε : facteur de conduite.

Y_F : facteur de forme; il dépend du nombre de dents et de la
correction.

Y_β : facteur d'inclinaison; il dépend de l'angle d'inclinaison β .

Pour égaliser les capacités de charge du pignon et de la roue, il

faudrait :

$$\frac{\sigma_{b_1 \text{ lim}}}{\sigma_{b_2 \text{ lim}}} = \frac{Y_{F_1} \cdot K_{bl_2}}{Y_{F_2} \cdot K_{bl_1}}$$

7.5.1. Vérification du 1^{er} Etage

a) facteur $\sqrt{b_{lim}}$

Soit le pignon 1 en acier allié forgé (trempé et revenu) avec

$$\sqrt{b_1} = 80 \text{ hbar} \xrightarrow{\text{Fig. VII - 17}} \sqrt{b_{1lim}} = 15 \text{ hbar} = 15 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2,$$

et la roue 2 en acier au carbone avec : $\sqrt{b_2} = 48 \text{ hbar} \rightarrow \sqrt{b_{2lim}} = 12,8 \text{ hbar}$

b) largeur de denture : $b = 25 \text{ mm}$.

c) module : $m_n = 2,5 \text{ mm}$.

d) facteur de vitesse K_v : nous adoptons la classe III c'est à dire dentures de bonne qualité commerciale, obtenues avec des machines à tailler récentes en bon état et avec un certain soin de l'opérateur, la vitesse tangentielle peut atteindre éventuellement 20 m/s.

$$\text{Classe III} \xrightarrow{\text{VII 19}} K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{vt_1}} = \frac{6}{6 + \sqrt{4,055}} = 0,749$$

e) facteur de durée K_{bl} :

- H = 12500 h (longévité)		$K_{bl1} = 0,65$
- $n_1 = 1420 \text{ tr/mn}$		
		$\xrightarrow{\text{VII 21}}$
- $n_2 = 315,6 \text{ tr/mn}$		$K_{bl2} = 0,75$

f) facteur de portée K_M :

$$b/d_1 = 25/54,545 = 0,46 < 1 \xrightarrow{\text{VII 23}} K_M = 1$$

g) facteur de service K_A :

- organe moteur : moteur électrique
- degré de choc de l'organe récepteur : II
c.à.d. fonctionnement avec chocs modérés.
- service : jusqu'à 12 h/jour.

Page 340 $K_A = 0,8$

h) facteur de conduite Y_ε :

page 326 $\rightarrow Y_\varepsilon = 1$

i) facteur de forme Y_F :

$$\beta = 23^\circ,5565$$

$$\alpha = 0$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 20 / \cos^3 23,5565 = 25,96$$

$$\beta = 23^\circ,5565$$

$$\alpha = 0$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 90 / \cos^3 23,5565 = 116,84$$

VII 17 $\rightarrow Y_{F1} = 2,5$

$\rightarrow Y_{F2} = 2,18$

j) facteur d'inclinaison Y_β :

$$\beta = 23^\circ,5565 \xrightarrow{\text{VII 11}} Y_\beta = 0,77$$

- calcul des efforts tangentiels $F_{t1 \text{ adm}}$ et $F_{t2 \text{ adm}}$:

$$F_{t1 \text{ adm}} = \sigma_{b1 \text{ lim}} \cdot B \cdot m_o \cdot \frac{K_V \cdot K_{b11} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}$$

$$F_{t1 \text{ adm}} = 15 \cdot 10^7 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,749 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,5 \cdot 0,77}$$

$$F_{t1 \text{ adm}} = 1\,897 \text{ N.}$$

$$F_{t2 \text{ adm}} = \sigma_{b2 \text{ lim}} \cdot b \cdot m_o \cdot \frac{K_v \cdot K_{b12} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta}$$

$$F_{t2 \text{ adm}} = 12,8 \cdot 10^7 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,749 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,18 \cdot 0,77}$$

$$F_{t2 \text{ adm}} = 2 \ 142 \text{ N.}$$

- Effort tangentiel réel F_t agissant sur le 1^{er} étage :

$$F_t = \frac{M_1}{d_1/2} = \frac{7,397}{54,545 \cdot 10^{-3}/2} = 271,2 \text{ N}$$

on a : $F_{t1 \text{ adm}} > F_t$ et $F_{t2 \text{ adm}} > F_t \Rightarrow$ le pignon 1 et la roue 2 sont vérifiés à la rupture.

7.5.2.- Vérification du 2^{ème} étage

a) facteur $\sigma_{b \text{ lim}}$:

soit le pignon 3 en acier au carbone très dur avec une trempe superficielle, avec $\sigma_{b3} = 68 \text{ hbar} \xrightarrow{\text{VII 17}} \sigma_{b3 \text{ lim}} = 17 \text{ hbar}$,

et la roue 4 en acier au carbone avec un traitement de normalisation, avec $\sigma_{b4} = 66 \text{ hbar} \longrightarrow \sigma_{b4 \text{ lim}} = 17 \text{ hbar}$.

b) largeur de denture : $b = 30 \text{ mm}$.

c) module : $m_n = 3 \text{ mm}$.

d) facteur de vitesse K_v :

$$\text{classe III} \xrightarrow{\text{VII 19}} K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{vt3}} = \frac{6}{6 + \sqrt{1,101}} = 0,851$$

e) facteur de durée K_{bl} :

$$- H = 12 \ 500 \text{ h}$$

$$- n_3 = 315,6 \text{ tr/mn}$$

$$- n_4 = 90 \text{ tr/mn}$$

$$\longrightarrow K_{bl3} = 0,75$$

$$\longrightarrow K_{bl4} = 0,84$$

f) facteur de portée K_M :

$$b/d_3 = 30/66,667 = 0,45 < 1 \longrightarrow K_M = 1$$

g) facteur de service : $K_A = 0,8$

h) facteur de conduite : $Y_\varepsilon = 1$

i) facteur de forme Y_F :

$$\beta = 25^\circ,8419$$

$$\alpha = 0$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$Z_{v3} = 20 / \cos^3 25,8419 = 27,4$$

$$Z_{v4} = 70 / \cos^3 25,8419 = 96,02$$

$$Y_{F3} = 2,55$$

$$Y_{F4} = 2,2$$

j) facteur d'inclinaison Y_β :

$$\beta = 25,8419 \longrightarrow Y_\beta = 0,75$$

- calcul des efforts tangentiels admissibles : $F_{t3 \text{ adm}}$ et $F_{t4 \text{ adm}}$.

$$F_{t(3/4) \text{ adm}} = \sigma_{b(3/4) \text{ lim}} \cdot b \cdot m_o \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl(3/4)} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_{F(3/4)} \cdot Y_\beta}$$

$$F_{t3 \text{ adm}} = 17 \cdot 10^7 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,851 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,55 \cdot 0,75}$$

$$F_{t3 \text{ adm}} = 4\,085 \text{ N.}$$

$$F_{t4 \text{ adm}} = 17 \cdot 10^7 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,851 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 0,8}{1 \cdot 2,2 \cdot 0,75}$$

$$F_{t4 \text{ adm}} = 5\,303 \text{ N.}$$

- Calcul de l'effort tangentiel réel F_t agissant sur le 2^{ème} étage :

$$F_t = \frac{M_2}{d_3/2} = \frac{33,286}{66,667 \cdot 10^{-3}/2} = 998,6 \text{ N}$$

on a : $F_t < F_{t3 \text{ adm}}$ et $F_t < F_{t4 \text{ adm}} \Rightarrow$ le pignon 3
et la roue 4 sont vérifiés à la rupture.

7.6.- Vérification des dentures à la pression superficielle.

L'effort tangentiel admissible à la pression superficielle est donné par la relation :

$$F_{t(2) \text{ adm}} = \sigma_{H(2) \text{ lim}}^2 \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot \frac{K_V \cdot K_{HL(2)} \cdot K_M \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2}$$

où : $\sigma_{H \text{ lim}}$: Pression superficielle limite de base; c'est la charge limite de base de la pression superficielle de Hertz σ_H ; elle est fonction du matériau et de sa dureté Brinell superficielle.

b : largeur de denture.

m : module de l'étage considéré.

d_1 : diamètre du pignon de l'étage considéré.

C_r : facteur de rapport ; $i = Z_{\text{roue}} / Z_{\text{pignon}}$.

$$C_r = \begin{cases} i/i + 1 & \text{engrènement extérieur.} \\ i/i - 1 & \text{engrènement intérieur.} \end{cases}$$

- K_v : facteur de vitesse.
 K_{HL} : facteur de durée.
 K_M : facteur de portée.
 K_A : facteur de service.
 Z_E : facteur de matériau.
 Z_β : facteur de longueur de contact.
 Z_C : facteur géométrique.

Pour $\alpha_n = 20^\circ$, on a la formule simplifiée :

$$F_{\text{tadm.}} = \Omega_o \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A \cdot$$

où : C_β : facteur d'inclinaison.

Ω_o : facteur de correction remplaçant $\sqrt{V_H \text{ lim}}$ dans la formule simplifiée :

$$\Omega_o = \frac{\sqrt{V_H \text{ lim}}^2}{7700 \cdot 2,35}$$

Pour égaliser les capacités de charge du pignon et de la roue, il faudrait :

$$\frac{\sqrt{V_{H1} \text{ lim}}^2}{\sqrt{V_{H2} \text{ lim}}^2} = \frac{\Omega_{o1}}{\Omega_{o2}} = \frac{K_{HL2}}{K_{HL1}}$$

7.6.1.- Vérification du 1er étage.

Le pignon 1 est en acier forgé avec HB = 500 $\xrightarrow{\text{VII - 37}}$ $\Omega_{o1} = 0,9$

la roue 2 est en acier au carbone dont HB = 200 \longrightarrow $\Omega_{o2} = 0,32$

- Détermination de l'organe le plus faible :

$$\frac{\Omega_{o1}}{\Omega_{o2}} = 2,8$$

$$i_I = Z_2 / Z_1 = 90/20 = 4,5$$

l'organe le plus faible serait la roue. $\xrightarrow{\text{VII - 38}}$

Donc la résistance de l'étage à la pression superficielle est déterminée par la vérification de la roue.

- Détermination des facteurs de correction :

a) $\Omega_{o2} = 0,32$

b) $b = 25 \text{ mm.}$

c) $d_1 = 54,545 \text{ mm}$

d) $C_r = i_I / i_I + 1 = 4,5 / 4,5 + 1 = 0,818$

e) $\beta_I = 23,5565 \xrightarrow{\text{VII - 36}} C_\beta = 1,31$

f) $K_v = 0,749$

g) $H = 12\,500 \text{ heures}$
 $n_2 = 315,6 \text{ tr/mn}$ \longrightarrow $K_{HL2} = 0,65$

h) $K_M = 1$

i) $K_A = 0,8$

- Calcul de la force tangentielle admissible agissant sur la

roue 2, $F_{t2 \text{ adm}}$:

$$F_{t2 \text{ adm}} = \Omega_{02} \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{HL2} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$F_{t2 \text{ adm}} = (0,32 \cdot 25 \cdot 54,545 \cdot 0,818 \cdot 1,31 \cdot 0,749 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,8) \cdot 10$$

$$F_{t2 \text{ adm}} = 1\,821 \text{ N.}$$

- La force tangentielle réelle F_t agissant sur le 1er étage a été calculée précédemment, $F_t = 271,2 \text{ N}$

on a : $F_{t2 \text{ adm}} > F_t \Rightarrow$ le 1er étage est vérifié à la pression superficielle.

7.6.2.- Vérification du 2ème étage

Le pignon 3 est en acier au carbure très dur avec HB = 500

→ $\Omega_{03} = 0,9$; la roue 4 est en acier au carbone avec HB = 275

→ $\Omega_{04} = 0,45$

- Détermination de l'organe le plus faible :

$$\frac{\Omega_{03}}{\Omega_{04}} = \frac{0,9}{0,45} = 2 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{l'organe le plus faible} \\ \text{serait la roue.} \end{array} \right.$$

$i_{II} = 3,5$

On vérifiera donc la roue à la pression superficielle, ce qui déterminera la résistance de l'étage.

- Détermination des facteurs de correction :

a) $\Omega_{04} = 0,45$

b) $b = 30 \text{ mm.}$

c) $d_3 = 66,667 \text{ mm}$

d) $C_r = i_{II} / i_{II} + 1 = 3,5 / 3,5 + 1 = 0,778$

$$e) \quad \beta = 25^{\circ},8419 \quad \longrightarrow \quad C_{\beta} = 1,325$$

$$f) \quad K_V = 0,851$$

$$g) \quad \begin{array}{l} H = 12\,500 \text{ heures} \\ n_4 = 90 \text{ tr/mn.} \end{array} \quad \longrightarrow \quad K_{HL4} = 0,76$$

$$h) \quad K_M = 1$$

$$i) \quad K_A = 0,8$$

- Calcul de la force tangentielle admissible agissant sur la roue 4 ;

$$F_{t4 \text{ adm}} = \Omega_{O_4} \cdot b \cdot d_3 \cdot C_r \cdot C_{\beta} \cdot K_V \cdot K_{HL4} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$F_{t4 \text{ adm}} = (0,45 \cdot 30 \cdot 66,667 \cdot 0,778 \cdot 1,325 \cdot 0,851 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot 0,8) \cdot 10$$

$$F_{t4 \text{ adm}} = 4\,800 \text{ N.}$$

- La force tangentielle réelle F_t agissant sur le 2^{ème} étage a été calculée précédemment, $F_t = 998,6 \text{ N.}$

On a $F_{t4 \text{ adm}} > F_t \implies$ le 2^{ème} étage est vérifié à la pression superficielle.

8.- CALCUL DYNAMIQUE DU REDUCTEUR

8.1.- Arbre d'entrée (moteur).

Le diamètre adopté est $d = 24$ mm, imposé par le choix du moteur.

Les dents de la roue motrice (Pignon 1) subissent une action de contact de la roue réceptrice (Roue 2), ayant pour composantes :

$$\text{- Tangentielle : } T_1 = \frac{N}{v_1} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{4,055} = 271 \text{ N}$$

$$\text{- Radiale : } R_1 = T_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nI} / \cos \beta I$$

$$R_1 = 271 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 23,5565 = 108 \text{ N}$$

$$\text{- Axiale : } A_1 = T_1 \cdot \operatorname{tg} \beta I$$

$$A_1 = 271 \cdot \operatorname{tg} 23,5565 = 118 \text{ N}$$

8.1.1.- Calcul de la clavette.

Pour plus de détails sur le calcul des clavettes, voir page 66 .

- L'assemblage entre l'arbre d'entrée et le pignon 1 est rigide, en acier avec une allure de charge douce; dans ce cas la contrainte admissible à la compression est $R_{com} = 150$ MPa.

- La contrainte réelle à la compression est donnée par :

$$\sigma_{com} = \frac{2 \cdot Mt}{d \cdot k \cdot l_p}$$

où M_t : couple transmis par la clavette

d : diamètre de l'arbre

$k = h / 2$ avec h : hauteur de la clavette

l_p : longueur pratique de la clavette

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot k \cdot l_p}$$

$$M_t = M_1 = 7,397 \text{ Nm}$$

$$d = 24 \text{ mm}$$

$$k = 3,5 \text{ mm}$$

$$l_p = 16 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{2 \cdot 7,397 \cdot 10^3}{24 \cdot 3,5 \cdot 16}$$

$$\sigma_{\text{com}} = 11 \text{ MPa.}$$

On a : $\sigma_{\text{com}} < R_{\text{com}} \Rightarrow$ cet assemblage est vérifié.

8.2 Arbre intermédiaire

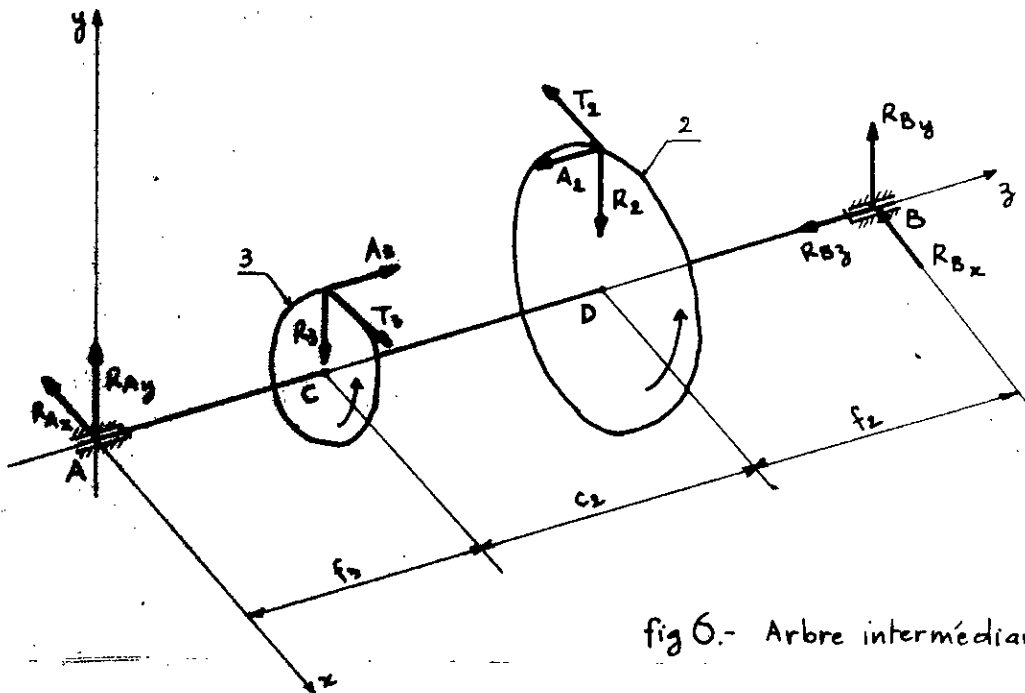


fig 6.- Arbre intermédiaire.

$$c_2 = 55 \text{ mm}$$

$$f_2 = 22,5 \text{ mm}$$

$$f_3 = 30 \text{ mm}$$

$$d_2 = 245,454 \text{ mm}$$

$$d_3 = 66,667 \text{ mm}$$

$$A_2 = A_1 = 118 \text{ N}$$

$$R_2 = R_1 = 108 \text{ N}$$

$$T_2 = T_1 = 271 \text{ N}$$

$$T_3 = N / v_3 = 1,1 \cdot 10^3 / 1,101 = 999 \text{ N}$$

$$A_3 = T_3 \cdot \tan \beta_{II} = 999 \cdot \tan 25,8419 = 484 \text{ N}$$

$$R_3 = T_3 \cdot \tan \alpha_{nII} / \cos \beta_{II} = 999 \cdot \tan 20 / \cos 25,8419 = 404 \text{ N}$$

Détermination des réactions, du moment fléchissant et du moment de torsion

— Plan xAz

— Réactions :

$$\sum F_x = 0 \iff R_{Ax} = T_3 - T_2 - R_{Bx}$$

$$\sum M_A = 0 \iff R_{Bx} = \frac{T_3 \cdot f_3 - T_2 (f_3 + C_2)}{(f_2 + f_3 + C_2)}$$

$$R_{Bx} = \frac{999 \cdot 30 - 271 \cdot (30 + 55)}{(22,5 + 30 + 55)} = 64,5 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = 999 - 271 - 64,5 = 663,5 \text{ N}$$

— Moment fléchissant :

• au point A : $M_{fAx} = 0$

• au point C : $M_{fCx} = R_{Ax} \cdot f_3 = 663,5 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 19,91 \text{ N.m.}$

• au point D : $M_{fDx} = R_{Ax} (f_3 + C_2) - T_3 \cdot C_2$
 $= 663,5 (30+55) \cdot 10^{-3} - 999 \cdot 55 \cdot 10^{-3} = 1,45 \text{ Nm}$

• au point B : $M_{fBx} = 0$

— Moment de torsion :

$$M_t = T_2 \cdot \frac{d^2}{2} = 271 \cdot \frac{245,454 \cdot 10^{-3}}{2} = 33,26 \text{ Nm.}$$

— Plan yAz :

— Réactions :

$$\sum F_y = 0 \iff R_{Ay} = R_3 + R_2 - R_{By}$$

$$\sum F_z = 0 \iff R_{Bz} = A_3 - A_2$$

$$\sum M_A = 0 \iff R_{By} = \frac{R_2 (C_2 + f_3) + R_3 \cdot f_3 - A_2 \cdot \frac{d_2}{2} + A_3 \cdot \frac{d_3}{2}}{(f_3 + C_2 + f_2)}$$

$$R_{Bz} = 484 - 118 = 366 \text{ N}$$

$$R_{By} = \left[108 (55 + 30) + 404 \cdot 30 - 118 \frac{245,454}{2} + 484 \cdot \frac{66,667}{2} \right] / (30 + 55 + 22,5)$$

$$R_{By} = 213,5 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 404 + 108 - 213,5 = 298,5 \text{ N}$$

— Moment fléchissant :

• au point A : $M_{fAy} = 0$

• au point C : $M_{fCy} = R_{Ay} \cdot f_3 = 298,5 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 8,96 \text{ Nm}$

• au point D ; - avant D :

$$\begin{aligned} M_{fD-y} &= R_{Ay} (f_3 + C_2) + A_3 \cdot \frac{d_3}{2} - R_3 \cdot C_2 \\ &= 298,5 (30 + 55) \cdot 10^{-3} + 484 \cdot 66,667 \cdot 10^{-3} / 2 - 404 \cdot 55 \cdot 10^{-3} \\ &= 19,30 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- après D :

$$\begin{aligned} M_{fD+y} &= M_{fD-y} - A_2 \cdot \frac{d_2}{2} \\ &= 19,30 - 118 \cdot 245,454 \cdot 10^{-3} / 2 \\ &= 4,8 \text{ Nm} \end{aligned}$$

• au point B : $M_{fBy} = 0$

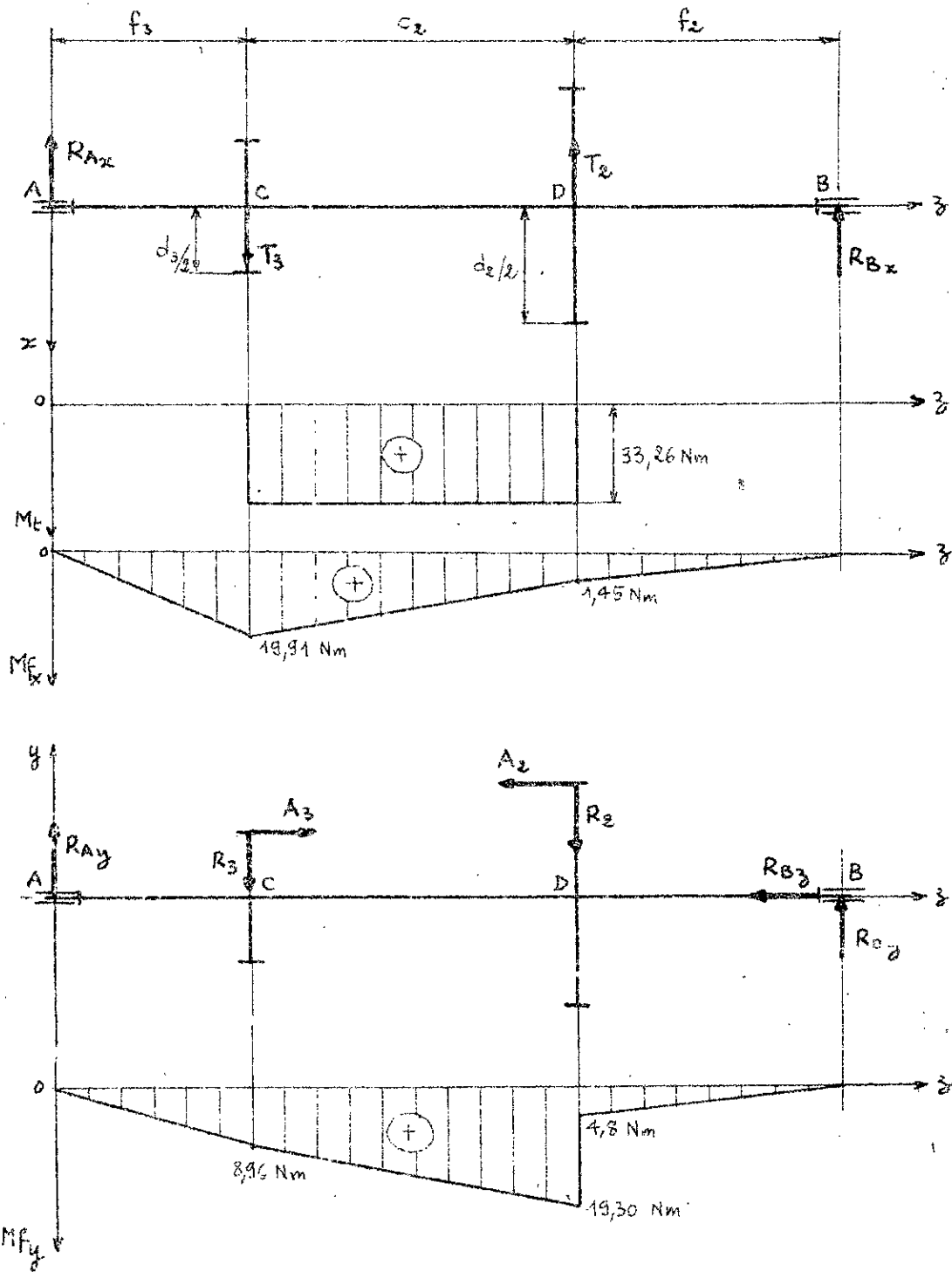


fig 7.- Schémas statiques de l'arbre intermédiaire

Détermination du diamètre de l'arbre :

$$W_x = \frac{M_i}{\sigma_{adm}} = 0,1 d^3 ; \sigma_{adm} = \frac{Z_f}{X} \sigma_{adm} = 60 + 80 \text{ MPa.}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{adm}}}$$

où : Z_f : limite d'endurance à la fatigue.

X : Coefficient de sécurité.

M_i : moment idéal au niveau de la section considérée.

$$M_i = \sqrt{M_{f,x}^2 + M_{f,y}^2 + M_t^2}$$

On dimensionne notre arbre pour M_i max. ;

$$M_{f,xc} = 19,91 \text{ Nm}$$

$$M_{f,yc} = 8,96 \text{ Nm}$$

$$M_t = 33,26 \text{ Nm}$$

$$M_i \text{ max.} = \sqrt{M_{f,xc}^2 + M_{f,yc}^2 + M_t^2}$$

$$M_i \text{ max.} = \sqrt{(19,91)^2 + (8,96)^2 + (33,26)^2} = 39,78 \text{ Nm}$$

$$M_i = 39,78 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{adm} = 70 \text{ MPa.}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 39,78 \cdot 10^{-3}}{70}} = 17,8 \text{ mm}$$

Le diamètre adopté est $d = 30 \text{ mm}$ pour des raisons de construction.

8.2.1.- Calcul de la clavette

L'assemblage est rigide, en acier avec une allure de charge douce : $R_{com} = 150 \text{ MPa.}$

$$M_t = 33,286 \text{ Nm} = M_2$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$k = 4 \text{ mm}$$

$$l_p = 20 \text{ mm}$$

$$\sigma_{com} = \frac{2M_t}{d \cdot k \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 33,286}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 20} = 27,7 \text{ MPa.}$$

- On a : $\sigma_{com} < R_{com} \Rightarrow$ cet assemblage est vérifié.

8.3 Arbre de sortie

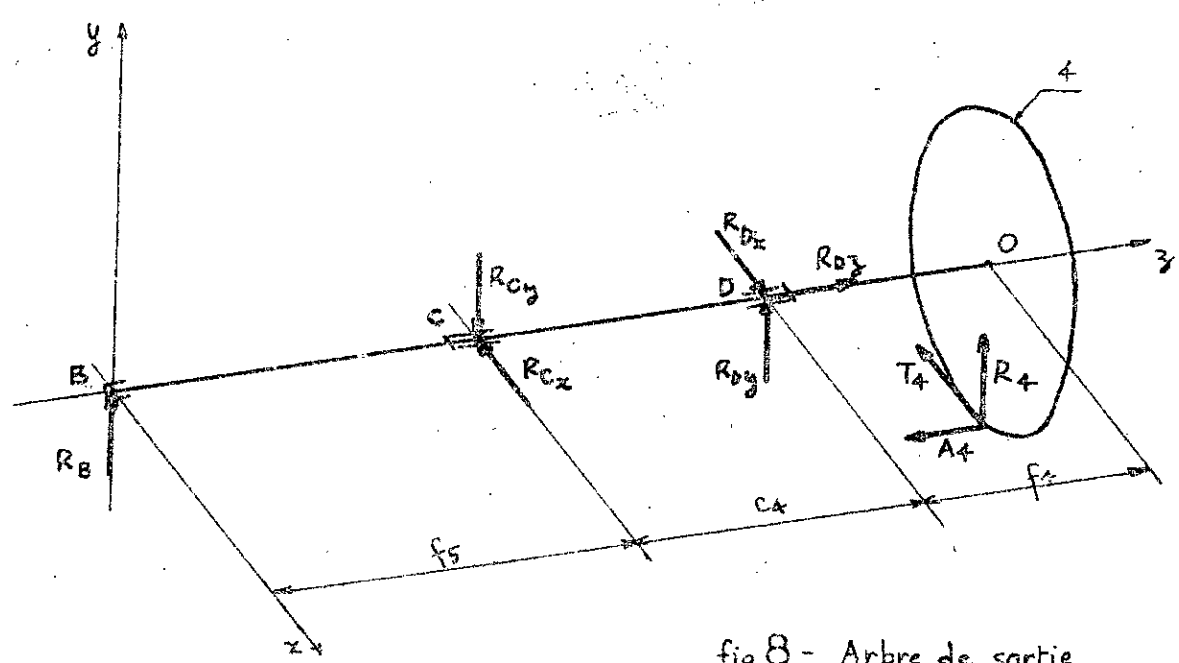


fig 8.- Arbre de sortie

$$f_4 = 25 \text{ mm}$$

$$c_4 = 52 \text{ mm}$$

$$f_5 = 58 \text{ mm}$$

$$d_4 = 233,333 \text{ mm}$$

$$T_4 = T_3 = 999 \text{ N}$$

$$R_4 = R_3 = 404 \text{ N}$$

$$A_4 = A_3 = 484 \text{ N}$$

$$R_B = 46,7 \text{ N} \quad (\text{Voir page 26})$$

Détermination des réactions, du moment fléchissant et du moment de torsion

— Plan xBz

— Réactions :

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow -R_{cx} + R_{Dx} - T_4 = 0 \Leftrightarrow R_{Dx} = R_{cx} + T_4$$

$$\sum M_{y/D} = 0 \Leftrightarrow R_{cx} \cdot C_4 - T_4 \cdot f_4 = 0 \Leftrightarrow R_{cx} = T_4 \cdot \frac{f_4}{C_4}$$

$$R_{cx} = 999 \cdot \frac{25}{52} = 480 \text{ N}$$

$$R_{Dx} = 480 + 999 = 1\,479 \text{ N.}$$

— Moment fléchissant :

• au point O : $M_{fox} = 0$

• au point D : $M_{fDx} = R_{cx} \cdot C_4 = 480 \cdot 52 \cdot 10^{-3} = 24,96 \text{ Nm}$

• au point C : $M_{fcx} = 0$

• au point E : $M_{fBx} = 0$

— Moment de torsion :

$$M_t = T_4 \cdot \frac{d_4}{2} = 999 \cdot \frac{233,333 \cdot 10^{-3}}{2} = 116,55 \text{ Nm.}$$

— Plan yBz

— Réactions :

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_B - R_{cy} + R_{Dy} + R_4 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{cy} = R_B + R_{Dy} + R_4$$

$$\sum F_z = 0 \Leftrightarrow R_{Dz} = A_4$$

$$\sum M/C = 0 \Leftrightarrow R_B \cdot f_5 - R_{Dy} \cdot C_4 + A_4 \cdot \frac{d_4}{2} - R_4 (f_4 + C_4) = 0$$

$$R_B = 46,7 \text{ N}$$

$$f_5 = 58 \text{ mm}$$

$$A_4 = 484 \text{ N}$$

$$d_4 = 233,333 \text{ mm}$$

$$R_4 = 404 \text{ N}$$

$$f_4 = 25 \text{ mm}$$

$$C_4 = 52 \text{ mm}$$

$$\Leftrightarrow R_{Dy} = \frac{R_B \cdot f_5 + A_4 \cdot d_4/2 - R_4 (f_4 + C_4)}{C_4}$$

$$R_{Dy} = \frac{46,7 \cdot 58 + 484 \cdot 233,333/2 - 404 (25+52)}{52}$$

$$R_{Dy} = 539,7 \text{ N}$$

$$R_{cy} = R_B + R_{Dy} + R_4 = 46,7 + 539,7 + 404 = 990 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = A_4 = 484 \text{ N.}$$

--- Moment fléchissant :

• au point O : $M_{foy} = 0$

• au point D : $M_{fDy} = R_B (f_5 + C_4) - R_{cy} \cdot C_4$

$$= 46,7 (58 + 52) \cdot 10^{-3} - 990 \cdot 52 \cdot 10^{-3}$$

$$= -46,4 \text{ Nm}$$

• au point C : $M_{fCy} = R_B \cdot f_5$

$$= 46,7 \cdot 58 \cdot 10^{-3} = 2,7 \text{ Nm}$$

• au point B : $M_{fBy} = 0$

Détermination du diamètre de l'arbre :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

avec $\sigma_{adm} = 60 \div 80 \text{ MPa.}$

On dimensionne notre arbre pour M_i max.;

$$M_i \text{ max.} = \sqrt{M_{fDx}^2 + M_{fDy}^2 + M_t^2}$$

$$M_{fDx} = 24,96 \text{ Nm}$$

$$M_{fDy} = -46,4 \text{ Nm}$$

$$M_t = 116,5 \text{ Nm}$$

$$M_i \text{ max.} = \sqrt{(24,96)^2 + (-46,4)^2 + (116,55)^2}$$

$$M_i \text{ max.} = 127,9 \text{ Nm}$$

$$M_i = 127,9 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{adm} = 70 \text{ MPa.}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{\sigma_{adm}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 127,9 \cdot 10^3}{70}} = 26,3 \text{ mm}$$

Le diamètre adopté est $d = 30 \text{ mm}$.

8.3.1.- Calcul de la clavette

L'assemblage est rigide, en acier avec une allure de charge douce : $R_{com} = 1500 \text{ daN/cm}^2 = 150 \text{ MPa}$.

$$M_t = M_3 = 116,503 \text{ Nm} \quad \sigma_{com} = \frac{2 M_t}{d \cdot k \cdot l_p}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$k = 3,5 \text{ mm}$$

$$l_p = 25 \text{ mm}$$

$$\sigma_{com} = \frac{2 \cdot 116,503}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 25} = 88,7 \text{ MPa.}$$

$$\text{On a : } \sigma_{com} < R_{com}$$

Donc : Cet assemblage est vérifié.

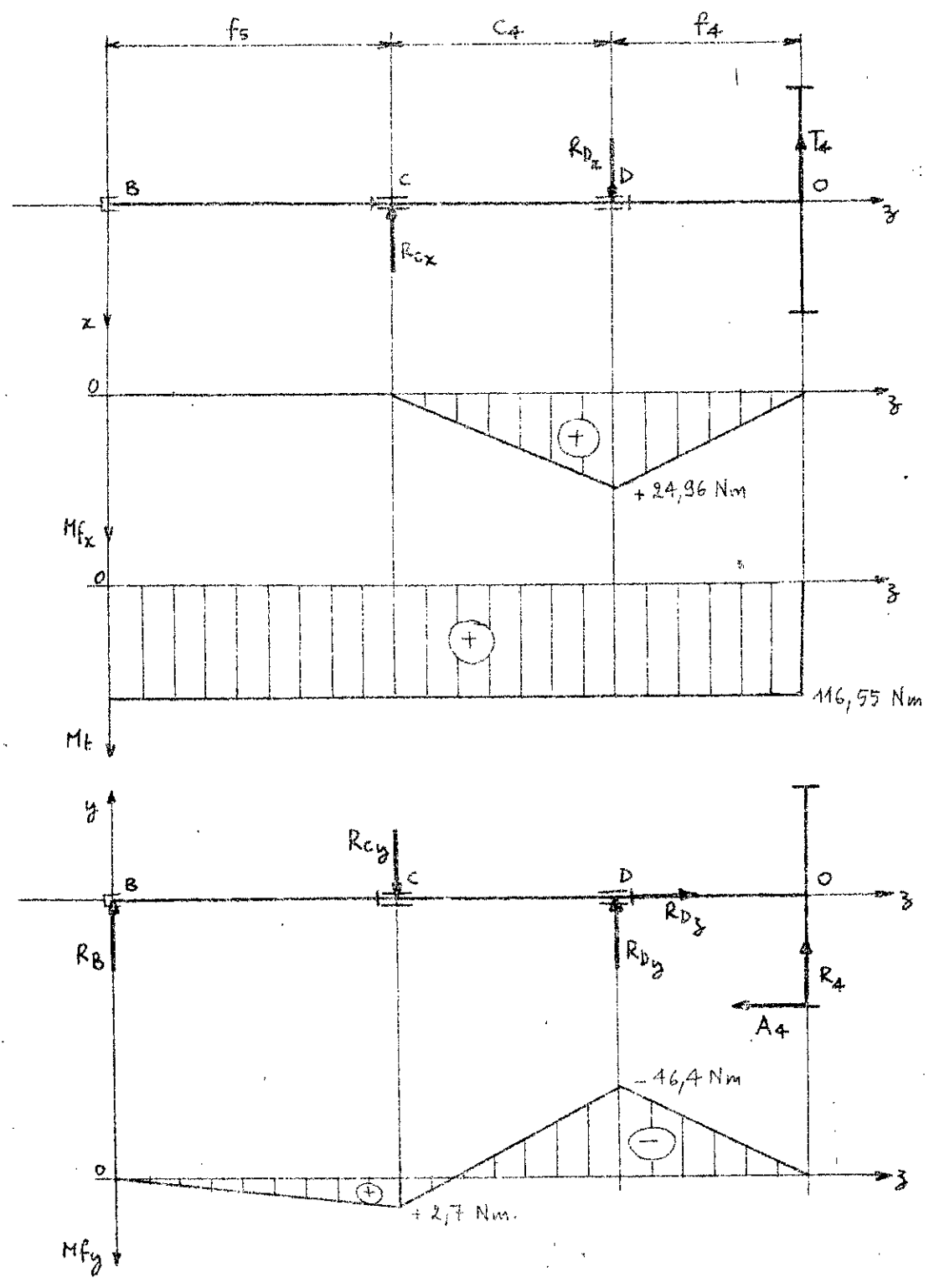


fig 9.- Schémas statiques de l'arbre de sortie.

8.3.2.- Calcul de l'accouplement

L'arbre de sortie du réducteur et l'arbre de la vis sont accouplés par clavetage libre, parallèle.

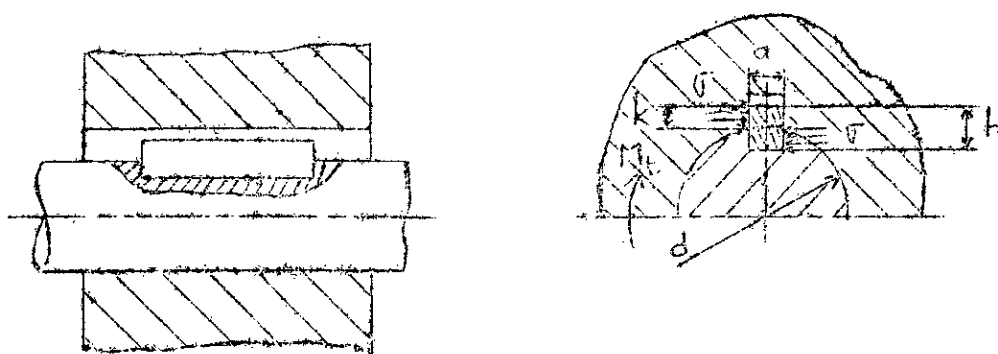


Fig. 10.- Assemblage par clavetage libre.

La force périphérique agissant sur l'arbre est donnée par :

$$N = \frac{2 Mt}{d}$$

Elle provoque la contrainte de compression sur la surface active et la contrainte au cisaillement dans la section longitudinale.

. Condition de résistance à la compression :

$$\sigma_{\text{com}} = \frac{2 Mt}{d \cdot k \cdot lp.} \leq R_{\text{com}}$$

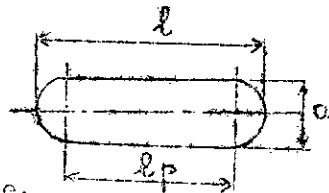
. Condition de résistance au cisaillement :

$$\tau = \frac{2 Mt}{d \cdot a \cdot lp.} \leq R'$$

avec l_p : longueur pratique de la clavette.

$$l_p = l - a$$

$k = h/2$; où h : hauteur de la clavette.



L'analyse des sollicitations d'une clavette parallèle permet d'établir que la contrainte dangereuse est celle à la compression, ce pourquoi on ne vérifie que, d'habitude, des assemblages par clavettes à la compression seule.

-- Tableau des contraintes admissibles à la compression :

type d'assemblage	matériau	Allure de la charge			R_{com} (daN/cm ²)
		douce	à coups faibles	dynamique	
Rigide	Acier	1500	1000	500	
	Fonte	500	530	270	
Mobile	Acier	500	400	300	

Pour notre cas, l'assemblage est mobile avec une allure de charge douce :

$$R_{comp.} = 500 \text{ daN/cm}^2 = 50 \text{ MPa.}$$

$$\begin{array}{l}
 M_t = M_3 = 116,503 \text{ Nm} \\
 d = 30 \text{ mm.}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 N = \frac{2 M_t}{d} \\
 N = \frac{2 \cdot 116,503}{30 \cdot 10^{-3}} \\
 N = 7\,767 \text{ N}
 \end{array}$$

N. étant la force périphérique agissant sur l'arbre de sortie du réducteur.

La contrainte de compression réelle est donnée par :

$$\begin{array}{l}
 M_t = M_3 = 116,503 \text{ Nm} \\
 d = 30 \text{ mm.} \\
 k = 4 \text{ mm.} \\
 l_p = 40 \text{ mm}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \sigma_{\text{com}} = \frac{2 M_t}{d \cdot k \cdot l_p} \\
 \sigma_{\text{com}} = \frac{2 \cdot 116,503}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 40} \\
 \sigma_{\text{com}} = 48,5 \text{ MPa.}
 \end{array}$$

On a : $\sigma_{\text{com}} < R_{\text{com}}$.

L'assemblage entre l'arbre de sortie du réducteur et l'arbre de la vis est vérifié.

8.4.- Calcul des roulements supportants les arbres

8.4.1.- Calcul des charges radiales et axiales sur les paliers

Arbre	Palier	Charge axiale : Fa (N)	Charge radiale : Fr (N)
intermédiaire	A	0	$\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{663,5^2 + 298,5^2} = 727,5$
	B	R _{Bz} = 366	$\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{64,5^2 + 213,5^2} = 223$
sortie	C	0	$\sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cx}^2} = \sqrt{990^2 + 480^2} = 1100$
	D	R _{Dz} = 484	$\sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{1479^2 + 539,7^2} = 1574$

Les roulements choisis, lors de la conception du réducteur ont les caractéristiques suivantes :

Arbre	Palier	C ₀ : Charge sta- tique de base (N)	C : Charge dyna- mique de base (N)	Nombre de tours/ minute max.
intermédiaire	A	9800	15 000	13 000
	B	9800	15 000	13 000
sortie	C	9800	15 000	13 000
	D	9800	15 000	13 000

8.4.2.- Calcul des charges dynamiques réelles

Elles sont données par la relation :

$$C' = P \sqrt[3]{\frac{Lh \cdot n}{16\ 666}}$$

où Lh : durée nominale en heures de fonctionnement du roulement.

Soit Lh = 10 000 heures.

Du tableau 40 - 63 (Chevalier), on a :

Arbre	Palier	Fa/Co	Fa/Fr	X	Y	P = X.Fr + Y.Fa (N)
intermédiaire	A	0	0	1	0	1. 727,5 + 0.0 = 727,5
	B	$\frac{366}{9800}$ =0,04	$\frac{336}{223}$ = 1,6	0,56	1,8	0,56.223+1,8.366 = 783,68
sortie	C	0	0	1	0	1. 1100 + 0.0 = 1100
	D	$\frac{484}{9800}$ =0,05	$\frac{484}{1574}$ =0,3	0,56	1,8	0,56.1574+1,8.484 = 1752,64

Les valeurs des charges dynamiques réelles sont :

Arbre	Palier	n (tr/mn)	$C' = P \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot n}{16666}}$ (N)	C (N)	Comparaison de C' et C
intermédiaire	A	315,6	$727,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 315,6}{16666}} = 4178$	15000	$C' < C$
	B		$783,68 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 315,6}{16666}} = 4500$	15000	$C' < C$
sortie	C	90	$1100 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 90}{16666}} = 4158$	15000	$C' < C$
	D		$1752,64 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 90}{16666}} = 6625$	15000	$C' < C$

Conclusion : les roulements sont convenablement choisis.

9.- CONCLUSION

La vis n'étant soumise qu'à de faibles efforts, ce sont la nature du produit à transporter, son degré d'abrasivité et l'usure des matériaux qui déterminent le dimensionnement et le choix des matériaux de la vis.

Bien que dite " sans fin ", la vis d'Archimède connaît des limites, dans sa longueur, dans son débit, dans la nature de produits qu'elle transporte (ni collants, ni colmatants).

Cependant, l'étanchéité aux poussières, voire à l'eau - l'encombrement relativement réduit, la réversibilité de marche très commode, l'emploi possible à des températures assez élevées, l'entretien minime (graissage des paliers intermédiaires et des paliers d'extrémités, pièces d'usure peu coûteuses : spires, coussinets ou roulements à billes) - le montage assez simple, font que le transporteur à vis et les appareils qui en dérivent tiennent une place, dans le domaine de la manutention des produits en vrac, que l'industrie moderne ne déconsidère pas.

Enfin, ce projet est aussi un complément appréciable à ma formation.

10.- BIBLIOGRAPHIE

- 1.- M. GOZDZIECKI, H. SWIATKIEWICZ ; Transporteurs (Przenośniki)
Wydawnictwa Naukowo - Techniczne. Warszawa 1979.
- 2.- Règles pour le calcul des transporteurs à vis pour produits
en vrac.
Projet de norme internationale ISO / DIS 7119 réf. ISO 2148,
Engins de manutention continue - Nomenclature.
- 3.- G. HENRIOT, Traité théorique et pratique des engrenages.
Tome 1 - 5 ème Edition.
- 4.- C. ELOY, Calculs en construction mécanique. Editions Dunod.
- 5.- A. CHEVALIER, Guide du dessinateur industriel. Classiques Hachette/
- 6.- Catalogue LEROY -- SOMER, Moteurs asynchrones triphasés, de
0,09 à 450 kw.
- 7.- Catalogue ELBA - Vis à ciment.
- 8.- V. DOBROVOLSKI, K. ZABLONSKI, Eléments de machines.
Editions MIR - MOSCOU.-
- 9.- G. LEMASSON, L. BLAIN, Matériaux de construction mécanique
et électrique. 4ème Edition - Editions DUNOD.
- 10.- C. ELOY, Conception en construction mécanique. Editions Dunod.
- 11.- Catalogue S K F N° 2080, roulements, butées, Paliers.-

