

UNIVERSITÉ D'ALGER

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE - MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES PRÉSENTÉ PAR :

E. ALIANE

B. NECHAK

**CONVOYEUR A BANDE  
ORIENTABLE ET MOBILE**

3 PLANS

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية

— المكتبة —

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

PROPOSE ET DIRIGÉ PAR :

M<sup>r</sup> PIEROZAK

PROMOTION JUIN 1978



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ D'ALGER

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE - MÉCANIQUE

---

PROJET DE FIN D'ÉTUDES PRÉSENTÉ PAR :

E. ALIANE

B. NECHAK

**CONVOYEUR A BANDE  
ORIENTABLE ET MOBILE**

PROPOSÉ ET DIRIGÉ PAR :

M<sup>r</sup> PIEROZAK

PROMOTION JUIN 1978

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

---

UNIVERSITE D'ALGER

---

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

---

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

---

Projet de fin d'études présenté par:

- E.ALIANE
- B.NECHAK

CONVOYEUR A BANDE Orientable et Mobile
---

Proposé et dirigé par:

M<sup>r</sup> PIEROZAK

Promotion Juin 78

A mes parents

A mes amis

E. ALIANE

A la mémoire de mon père

A tous mes parents

A tous mes amis

B. NECHAK

### REMERCIEMENTS

A la veille de quitter l'école polytechnique , nous n'oublierons pas de remercier tous les professeurs qui ont contribué à notre formation d'ingénieur.

Nous tenons tout particulièrement à remercier Monsieur PIEROZAK qui a bien voulu nous diriger dans la présente étude .

.....

## TABLE DES MATIERES

Introduction

Généralités

Eléments mobiles

Réducteur

Charpente

Accessoires de commande

Conclusion

## INTRODUCTION

Le transporteur à bande ou convoyeur occupe une place assez importante dans le domaine du transport continu. Il peut transporter d'un point à un autre à l'horizontale ou avec élévation, les matériaux solides les plus divers. Il fit son apparition vers les années 1930 dans le transport de minerais, d'abord au jour puis introduit au fond des mines.

Il se distingue des autres transporteurs continus (convoyeur à raclettes, couloirs oscillants etc) par sa grande souplesse et sa capacité.

Il existe des convoyeurs pouvant débiter de 3 à 3000 tonnes par heure. Il peut servir ~~par~~ de jonction entre deux modes de transport absolument quelconques.

Les convoyeurs à bande caoutchoutée prennent une telle importance dans le domaine du transport et de la manutention qu'il n'est plus d'entreprise où leur emploi ne soit à envisager ou ne s'impose carrément. Grâce à l'amélioration considérable apportée ces dernières années aux bandes de caoutchouc, ils connaissent un développement extraordinaire.

Ils peuvent être installés à poste fixe ou bien être prévus pour de fréquents déplacements. Dans cette dernière catégorie entre le convoyeur qu'on se propose d'étudier.

Il est mobile sur roues avec élévation réglable. C'est un genre d'appareil très répandu pour des opérations comportant des élévations de produits telles que:

- Constitution de tas
- Mise en trémies
- Chargement de véhicules.



CHAPITRE: I

GENERALITES

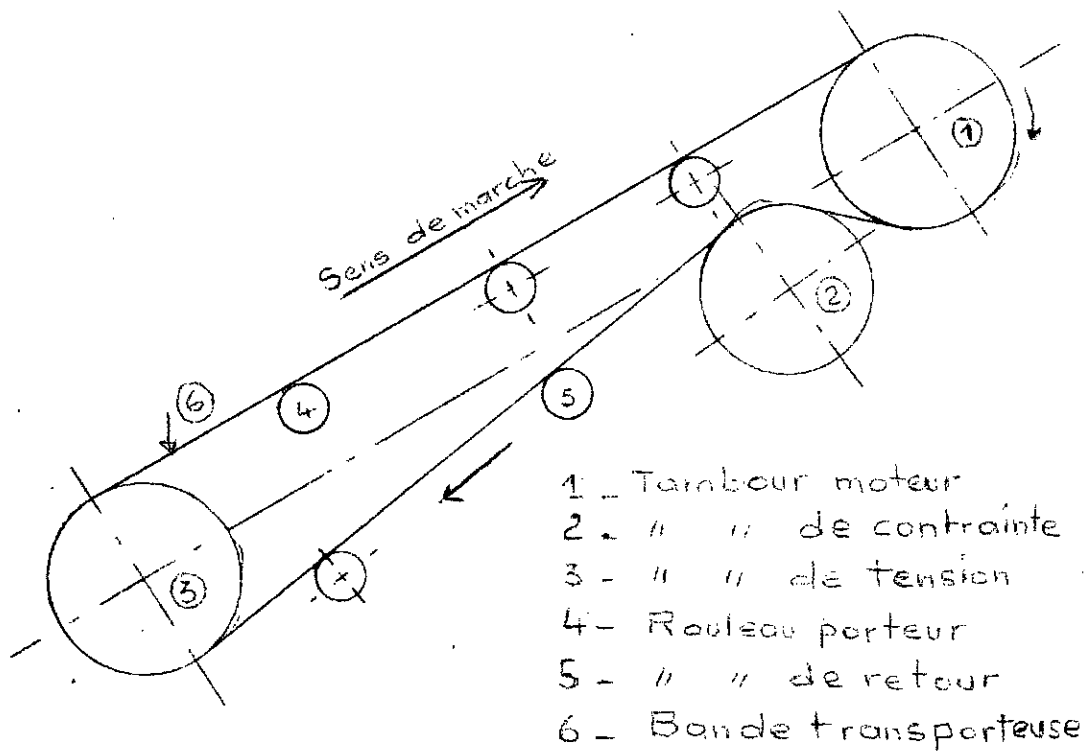
## PRINCIPE

Un convoyeur à bande est constitué essentiellement d'une courroie sans fin qui est l'organe transporteur. Cette courroie caoutchoutée est tendue entre deux tambours cylindriques aux deux extrémités du convoyeur. La matière à transporter est déposée sur la bande de façon aussi régulière que possible à l'une des extrémités et elle est rejetée à l'autre extrémité. Le brin supérieur et le brin inférieur sont supportés par des rouleaux cylindriques montés sur un châssis constitué de profiles en acier.

On distingue généralement trois types de tambours :

A la tête sont placés deux tambours, le tambour moteur et le tambour de contrainte, et à la queue le tambour de tension.

### Schema de principe



La matière est transportée généralement sur le brin supérieur, exceptionnellement sur le brin inférieur. Le retour se fait toujours sur des rouleaux cylindriques plus larges que la bande. Le brin supérieur est utilisé soit à plat en reposant sur toute sa largeur sur des rouleaux cylindriques, soit en V en auge ou incurvé; dans ces trois derniers cas les rouleaux sont fractionnés en deux, trois ou quatre parties et chaque élément est convenablement incliné pour donner à la section de la courroie la forme voulue.

La tension de la bande est généralement assurée par contre poids dans le cas de grandes installations ou par tendeur à vis ou à chaîne.

Les convoyeurs peuvent être horizontaux ou inclinés à pente ascendante ou descendante ou se composer des trois parties pour les convoyeurs de grande longueur. L'inclinaison de la bande est évidemment limitée. Elle dépend en premier lieu du coefficient de frottement entre le produit transporté et le revêtement en caoutchouc de la courroie et puis de l'angle de déboulement de la matière (frottement interne) ainsi que de sa granulométrie, dimensions des morceaux, forme, humidité. Ainsi la forme irrégulière des particules permet des inclinaisons supérieures à celles obtenues avec des particules sphériques ou sans arêtes vives.

La pente est limitée pratiquement à  $27^{\circ}$  pour une courroie avec revêtement lisse. On peut gagner quelques degrés avec des surfaces rugueuses et de 5 à 10 degrés avec des recouvrements à chevrons.

## Description et caracteristiques

### -Courroies de caoutchouc

La courroie destinée aux convoyeurs doit resister à des sollicitations diverses. Elle supporte la matiere à transporter et elle doit resister aux efforts qui resultent du poids de la matiere et de son poids propre. Elle doit surtout resister aux efforts longitudinaux necessaires à sa tenue et à son déplacement (tension).

Elle doit de plus resister à l'abrasion et à l' action physico - chimique des materiaux ,aux efforts de frottement ,aux blocs et surtout au pliage .

Elle est faite dans un materiau appelé "composite " constituée par une carcasse ou armature enrobée par du caoutchouc.

Les armatures generalement utilisées par les constructeurs sont:

### -Courroies tractrices

- Tissus de coton en n plis
- Cordes de coton en nappes
- Tissus synthétiques en n plis
- Tissus "Cord" coton et synthétique
- Cables d' acier en une seule nappe

### - Courroies porteuses

- Tissus de coton en un , deux ou trois plis maximum avec renfort transversal ( divers et lames d'acier )

L'armature donne à la courroie sa resistance mecanique , les revetements en caoutchouc sont destinés à proteger les plis de l'armature contre les coupures, l'abrasion, l'usure et l'humidite..

L'armature est caracterisée par sa resistance à la rupture en Kg/ Cm de largeur / Pli et le taux de travail admis en service

Ø en Kg / Cm /Pli

Le caoutchouc de revêtement est caractérisé par sa résistance à la rupture et son allongement ainsi que par son adhérence.

L'épaisseur des recouvrements dépend de :

- Pouvoir abrasif du produit à transporter
- Granulométrie " " " "
- Température " " " "
- Facteur  $\frac{2L}{V}$  fréquence de passage

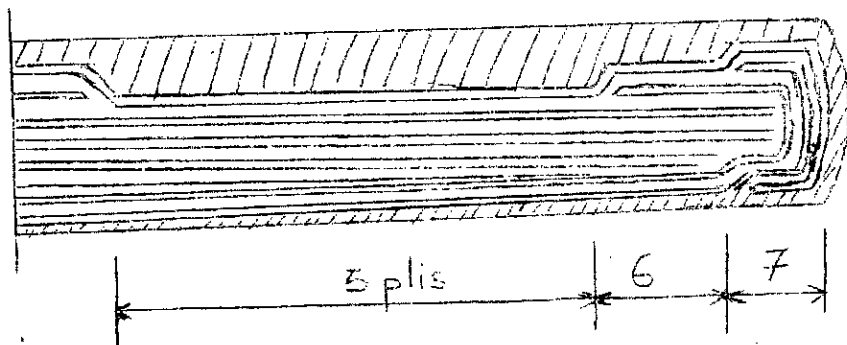
L: Longueur du convoyeur

V: Vitesse

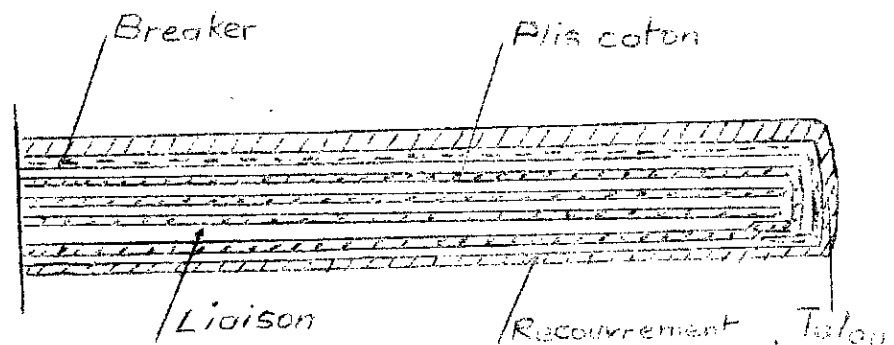
Leçons 1

Schemas de constitution de quelques courroies

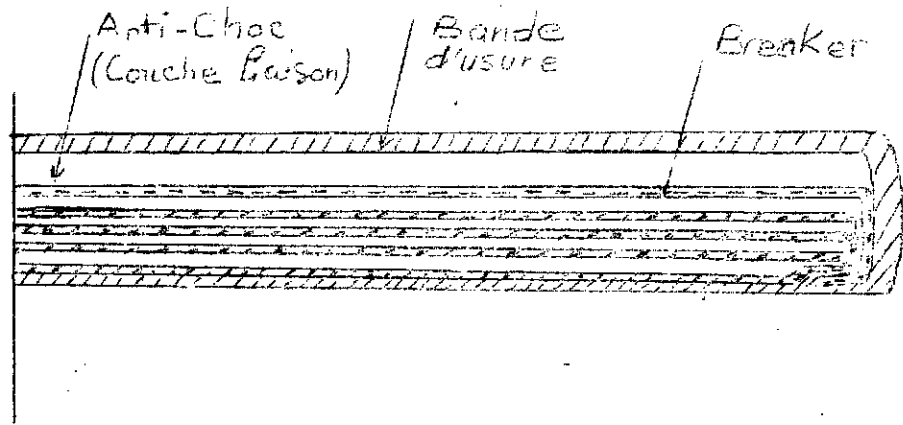
a) Plis étages



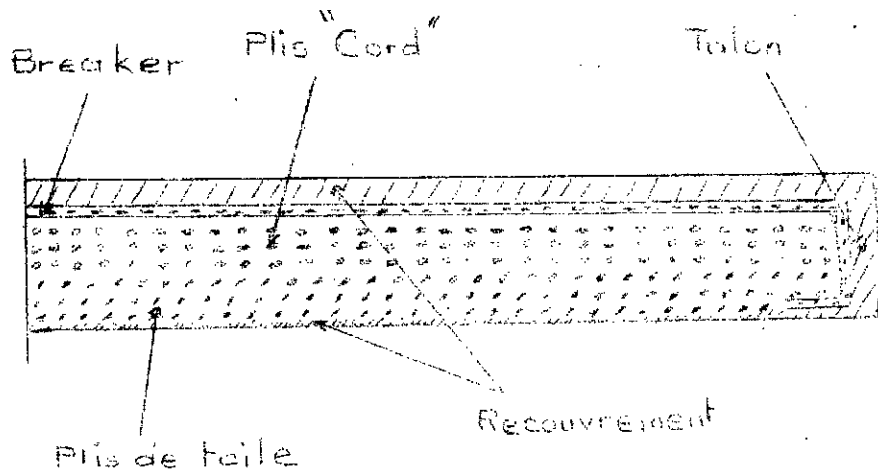
b) Plis droits - Tissu Breaker



c/ Anti-choc



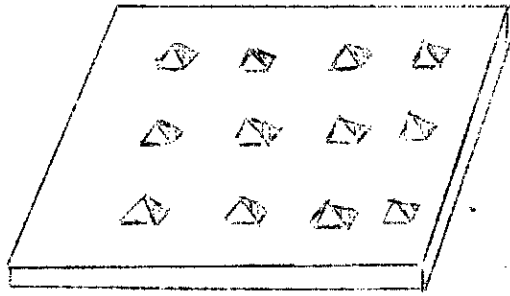
d/ Plis droits Breaker et plis Cord



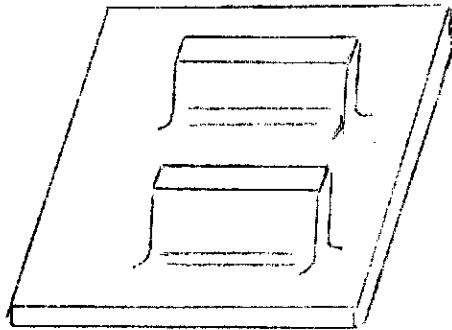
Nature des surfaces des recouvrements

- Surfaces lisses: pente limitée à 27°
- ↳ Pour augmenter l'angle d'inclinaison des courroies on emploie les revêtements à surfaces rugueuses

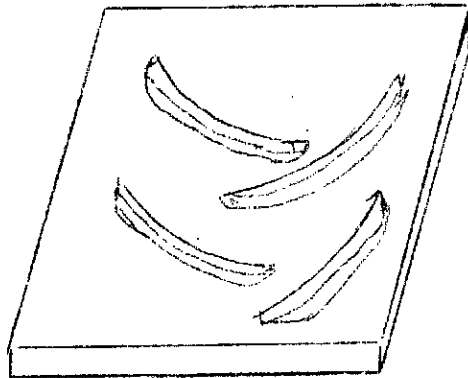
- Courroie à "picots"      Hutchinson
- Pointes de diamant      Kleber Colombe
- Courroie à chevrons
- " " " tasseaux



Pointas  
(Hutchisson)



Tasseaux  
(Kleber Colombe)



Chevrons

## Caracteristiques des courroies transporteuses

- Largeur : conditionne le debit

- Epaisseur : normalisée dans differents pays

$$E = n.a + \epsilon_1 + \epsilon_2 \quad n: \text{nb de plis}$$

a: epaisseur d'un pli

$\epsilon_1$  : revet<sup>t</sup> superieur  
 $\epsilon_2$  : " " inferieur

- Longueur

- Nombre de plis ou de nappes

- Epaisseur des revetements

- Qualite du tissu

- Poids

Resistance à la traction

- Qualite du revetement

Resistance à la traction

Allongement à la rupture

- Qualite du collage : resistance à l'arrachement

Entre plis

Entre plis et revetement

## Chassis

Pour le chassis le probleme est different selon qu'il s'agit de transporteurs installes à poste fixe ou de transporteurs deplaçables ou d'engins mobiles.

On doit toujours veiller à:

- Reduire le poids et l'encombrement

- Avoir un montage facile

Ils sont generalement en profilés d'acier

- U à faces paralleles

- Tubes

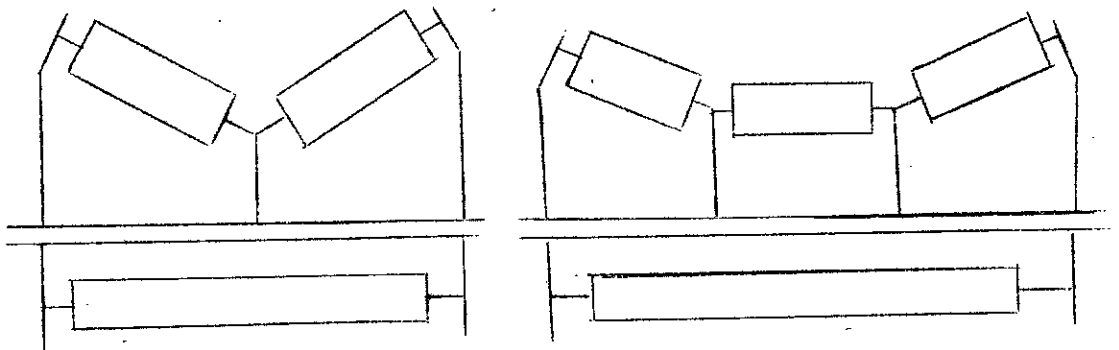
- Cornieres



## Rouleaux

On fait une distinction entre les rouleaux porteurs qui supportent le brin charge et les rouleaux de retour de la bande.

Les rouleaux de retour sont généralement des cylindres droits et lisses. Les rouleaux porteurs sont soit droits ou en auge, en V ou incurvé, pour cela ils sont fractionnés.



Les rouleaux inclinés accroissent sensiblement la capacité des bandes mais les font travailler dans des conditions plus dures. Pour les systèmes en V à deux rouleaux, le poids de la charge provoque souvent une cassure des armatures au milieu de la bande. Le dispositif le plus classique est celui à auge, inclinaison à  $20^\circ$ . L'expérience a montré que dépasser  $20^\circ$  était préjudiciable à la bonne tenue de la courroie. Cependant on peut aller jusqu'à  $30^\circ$  avec les bandes en tissu Cord ou en fils très souple. Pour les raisons que nous venons de citer, certains constructeurs ont tendance pour les grandes largeurs à multiplier le nombre de rouleaux :

On trouve :

- Trains à quatre rouleaux en deux variantes

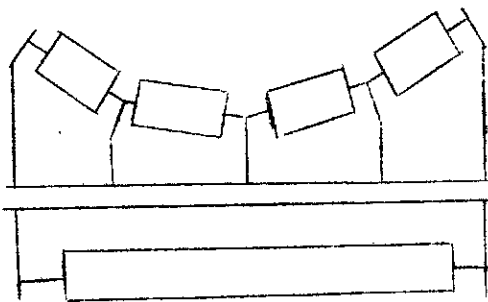
-  $20^\circ - 0^\circ - 0^\circ - 20^\circ$

-  $30^\circ - 10^\circ - 10^\circ - 30^\circ$

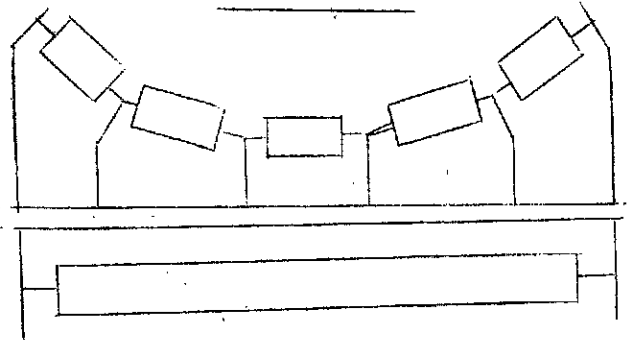
- Trains à cinq rouleaux

-  $40^\circ - 20^\circ - 0^\circ - 20^\circ - 40^\circ$

4 rouleaux



5 rouleaux



Ces derniers systèmes permettent de grandes capacités tout en menageant la courroie.

Signalons aussi l'existence de rouleaux auto-centreurs et des rouleaux d'impact. Les rouleaux d'impact sont en caoutchouc ou en pneumatique ; ils sont placés au point de chargement pour éviter d'abimer la bande par les chocs produits par la matière chargée.

Les rouleaux doivent tourner aisement et offrir une faible résistance au roulement de façon à réduire la force motrice nécessaire et l'usure des courroies. Pour cela sont montés sur roulements à billes ou à rouleaux. Ils comportent une étanchéité par labyrinthes ou par lèvres élastiques pour éviter la pénétration des poussières et de l'eau et les fuites de graisse.

Les rouleaux sont normalisés et construits par des maisons spécialisées. En France les diamètres sont de 89 ou 133 mm débités dans tubes étirés sans soudure en acier doux

Le diamètre des rouleaux porteurs doit être aussi grand que possible pour diminuer leur vitesse de rotation et augmenter leur capacité de charge portante. Mais on est limité par l'encombrement et on doit limiter le poids, cause de consommation d'énergie. Au USA le diamètre minimum est de quatre pouces ( 100 mm)

Les diamètres normalisés sont:

4,5 pouces et 5 , 6 , 7 pouces

#### Dispositifs de sécurité

Parmi les dispositifs mécaniques on trouve des freins à bande et des systèmes de retenue. Les freins à bande sont utilisés dans les cas de convoyeurs horizontaux ou à charge descendante.

Les systèmes de retenues sont utilisés dans le cas de convoyeurs à charge montante pour empêcher la bande après l'arrêt de repartir en sens inverse. Ils sont du type:

- Butée à rouleaux pour les grandes vitesses
- Rochet et cliquet pour les vitesses faibles

Du côté électrique il faut prévoir:

- Une commande à distance
- La possibilité de commande en séquences permettant une synchronisation avec d'autres convoyeurs et systèmes d'alimentation
- Il existe aussi des systèmes permettant l'arrêt du moteur en cas de rupture de bande.

### Dispositifs de tension

Une tension de pose est nécessaire pour l'entraînement de la bande. De plus elle subira des variations de longueur assez appréciables en début de service puis moins ensuite tout au long de sa vie.

Pour ces raisons un système de tension s'impose pour tout convoyeur.

Les systèmes utilisés sont de deux types:

- Tendeur à vis , à chaîne ou crémaillère
- Tendeur à gravité ( Voir plus loin)

### Systèmes de nettoyage

Un dispositif de nettoyage est une nécessité pour tous les convoyeurs. En effet il existe toujours sur la surface porteuse des particules du matériau transporté qui, au passage sur les rouleaux et tambour de de contrainte , usent la bande par abrasion.

On trouve les systèmes suivants:

- Raclloires à lames de caoutchouc fixées sur une plaque d'acier
- Nettoyeurs rotatifs à brosses

Ces systèmes conviennent pour des bandes à faces lisses. Pour les bandes rugueuses ces systèmes vont vite abîmer les rugosités .

Dans ce cas on nettoye par jet d'eau ou par brosses très souples.

CHAPITRE II

DETERMINATION DES ELEMENTS MOBILES

## DETERMINATION DE LA COURROIE.

La largeur de la courroie dépend de:

- La nature du produit à transporter
- Du débit à assurer
- La vitesse de la courroie

### VITESSE:

Elle est limitée:

-Inférieurement par:

- La condition de décollement de la matière à transporter
- L'usure de la courroie lors du déchargement

-Supérieurement par:

- Les chocs au chargement
- La friabilité du produit transporté

On a donc intérêt à l'augmenter afin de:

- Réduire la largeur de la courroie, donc son prix
- Gagner sur le rapport de réduction, donc sur le prix du réducteur
- Réduire la charge linéaire, donc gagner sur les diamètres des rouleaux.

Compte tenu de ces différents facteurs, on adopte une vitesse  $V = 2$  mètres par seconde.

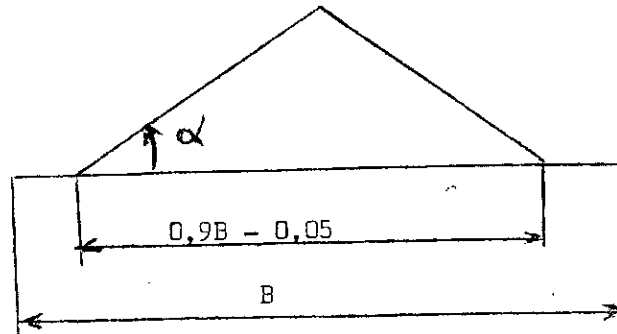
### DEBIT:

Il est donné par:  $Q = V S \cdot 36$

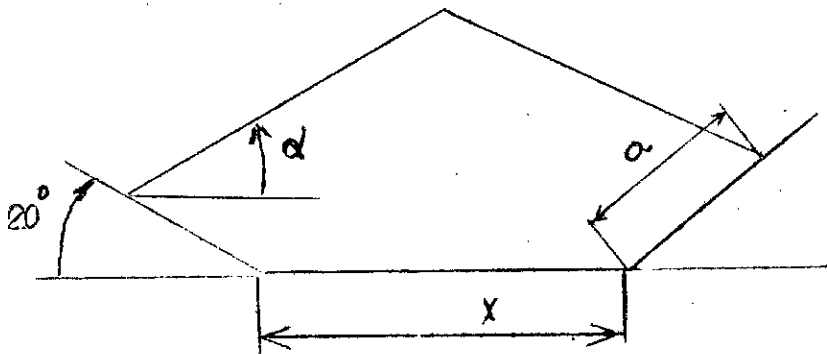
$$Q: M^3/H$$

$$V: M / S$$

$$S: \text{Section du tas en } DM^2$$

CAPACITE SECTIONNELLE1° BANDE PLATE

$\alpha$  : Angle d'éboulement (  $30^\circ$  )

2° BANDE EN AUGE A  $20^\circ$ 

$20^\circ$  : Inclinaison des rouleaux releveurs

La largeur du tas est mesurée suivant la ligne brisée de la bande.

Elle vaut donc  $X + 2 a$

$$Q = 100 \text{ M}^3 / \text{H}$$

$$d = 2 \text{ KG} / \text{DM}^3$$

Le debit massique est:  $Q_m = d \cdot Q = 2 \cdot 100 = 200 \text{ Tonnes/heure.}$

Le debit pour une inclinaison de  $30^\circ$  est:

$$Q(30) = 36 \cdot V \cdot S \cdot K$$

K = Coefficient de reduction de debit

$\alpha$	$3^\circ$	$4^\circ$	$8^\circ$	$12^\circ$	$16^\circ$	$20^\circ$	$22^\circ$	$24^\circ$	$26^\circ$	$28^\circ$	$30^\circ$
K	1	0,99	0,97	0,93	0,89	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56

Pour une inclinaison de  $30^\circ$  on a  $K = 0,56$

### SECTION DU TAS:

Pour les bandes plates la section est donnée par:

$$S = \frac{(0,9 B - 0,05)^2}{15}$$

B étant la largeur de la bande.

Pour les bandes en auges on a:

$$S = \frac{(0,9 B - 0,05)^2}{8,2}$$

Pour la même largeur la section en auge est plus avantageuse.

On l'adoptera avec des rouleaux releveurs inclinés à  $20^\circ$ .

La section sera alors:

$$S = \frac{Q(30)}{36VK} = \frac{100}{36 \cdot 2 \cdot 0,56} = 2,48 \text{ DM}^2$$

La deuxième expression de la section donne la largeur de la bande:

$$B = \frac{(8,2 S)^{\frac{1}{2}} + 0,05}{0,9} = \frac{(8,2 \cdot 0,0248)^{\frac{1}{2}} + 0,05}{0,9} = 0,557 \text{ m}$$

On prendra une largeur normalisée  $B = 0,55 \text{ m}$



Le débit pour une inclinaison de  $0^\circ$  est:

$$Q(0) = \frac{Q(30)}{K} = \frac{100}{0,56} = \underline{178,57 \text{ m}^3/\text{h}}$$

### CALCUL DE LA PUISSANCE

Elle est obtenue par la relation:

$$P = F.V./75$$

F : Force tangentielle transmise à la courroie en Kg

V : Vitesse linéaire de la courroie en m/s

La force F se décompose en trois composantes:

1° Force d'entraînement à vide:  $F_{ev}$

Elle devra vaincre l'inertie du système mobile et frottements

$$F_{ev} = q \cdot L \cdot f + K$$

q : poids linéique du système mobile dépendant de la largeur de la courroie en Kg/m = 33

L : longueur entre axes des tambours = 12,5 m

f : coefficient de frottement des rouleaux sur leurs axes = 0,035

K : force tenant compte des frottements non proportionnels à la longueur du convoyeur. Les constructeurs tiennent compte de ces frottements en majorant la longueur du convoyeur par une longueur fictive. HUTCHINSON ajoute 50 m à la longueur d'un convoyeur de 500 m, soit une majoration de 10% .

D'autre part les frottements sont d'autant plus importants que la longueur du transporteur est faible.

On adoptera 20%, soit  $K = 20\% q.L.f$

Tableau donnant le facteur q :

B mm	300	356	400	406	457	500	508	610	650	762	800	1000
q kg/m	20	21	25	26	29	32	32	34	38	50	60	73

Donc la force d'entraînement à vide s'écrit :

$$F_{ev} = 1,2 qL = 1,2 \cdot 33 \cdot 12,5 \cdot 0,035 = \underline{12,38 \text{ kg}}$$

2° Transport horizontale de la charge :

$$F_h = 1,2 q' \cdot f \cdot L \cdot \cos 30^\circ$$

$q'$  : charge linéique sur la courroie

$$q' = \frac{Q(30)}{3,6 \text{ V}} = \frac{100 \cdot 2}{3,6 \cdot 2} = \underline{27,8 \text{ kg/m}}$$

$$F_h = 1,2 \cdot 27,8 \cdot 0,035 \cdot 12,5 \cdot \cos 30^\circ = \underline{12,63 \text{ kg}}$$

3° FORCE verticale :

$$F_v = \frac{Q(30) \cdot h}{3,6 \cdot V} = \frac{Q(30) \cdot L \cdot \sin 30^\circ}{3,6 \cdot V} =$$

Or:

$$\frac{Q(30)}{3,6 \cdot V} = q'$$

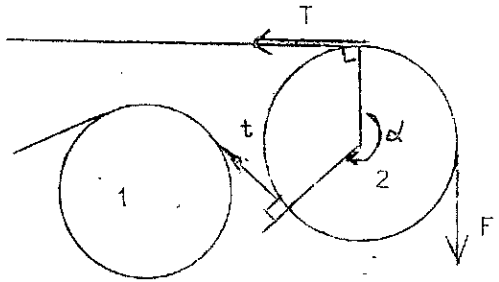
$$F_v = 27,8 \cdot 12,5 \cdot \sin 30^\circ = \underline{173,75 \text{ kg}}$$

La puissance s'écrit donc :

$$P = \frac{F \cdot V}{75} = \left( \frac{F_{ev} + F_h + F_v}{75} \right) \cdot V$$

$$= (12,38 + 12,63 + 173,75) \cdot \frac{2}{75} = \underline{5,3 \text{ CV}}$$

$$F_{ev} + F_h + F_v = 198,76 \text{ soit } \underline{F = 199 \text{ kg}}$$

CALCUL DE LA COURROIE :

1 : Poulie de contrainte

2 : Tambour d'entraînement

$\alpha$  : Angle d'enroulement de la courroie

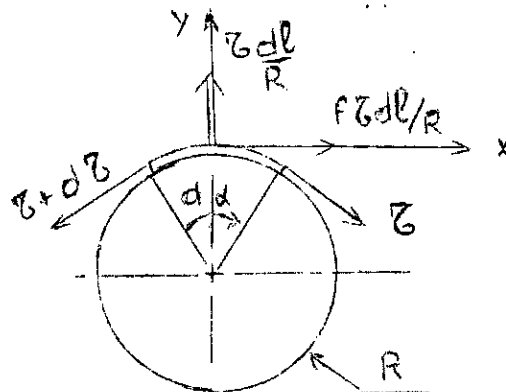
T : Tension à l'entrée du tambour

t : Tension à la sortie du tambour

F : Force d'entraînement fournie par le tambour

1° Condition d'entraînement :

Pour qu'il y ait entraînement il faut que la force de frottement due à la tension soit supérieure à l'effort tangentiel sur la courroie.



$dl$  : Element de longueur de courroie appliqué sur le tambour

$T$  : Tension de l'element à la sortie du tambour

$T + dT$  : " " " " à l'entrée " "

La résultante tangentielle  $d\vec{G}$  est équilibrée par l'élément de

force  $dF$  du tambour si :

$$d\vec{G} < f\vec{T} \frac{d\ell}{R} \quad \text{ou} \quad d\vec{G} < f\vec{T} d\alpha$$

À la limite du glissement :  $d\vec{G} = f\vec{T} d\alpha$

En négligeant la force centrifuge on a :

$$\sum \text{Proj}/x = -(\vec{T} + d\vec{T}) \cos \frac{d\alpha}{2} + \vec{T} \cos \frac{d\alpha}{2} + f \vec{T} \frac{d\ell}{R} = 0 \quad (1)$$

$$\sum \text{Proj}/y = \vec{T} d\alpha - 2\vec{T} \sin \frac{d\alpha}{2} - f \vec{T} \sin \frac{d\alpha}{2} = 0 = (2)$$

$$\left. \begin{array}{l} \cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1 \\ d\vec{T} \sin \frac{d\alpha}{2} \neq 0 \\ \sin \frac{d\alpha}{2} \neq \frac{d\alpha}{2} \end{array} \right\} \Rightarrow \sum \text{Proj}/y = \vec{T} d\alpha - \vec{T} d\alpha = 0$$

Il reste donc :

$$\sum \text{Proj}/x = (1) = -d\vec{T} \cos \frac{d\alpha}{2} + f \vec{T} d\alpha = 0$$

$$\cos \frac{d\alpha}{2} \neq 1 \Rightarrow d\vec{T} = f \vec{T} d\alpha$$

Intégrons sur l'arc d'enroulement :

$$\frac{d\vec{T}}{\vec{T}} = f d\alpha \quad \text{d'où} \quad \log \vec{T} = f\alpha + cte$$

$$\alpha=0 \quad \vec{T}=t \quad \log t = cte$$

$$\alpha=\alpha_0 \quad \vec{T}=T \quad \log T = f\alpha_0 + \log t$$

$$\log T - \log t = f\alpha_0$$

$$\log \frac{T}{t} = f\alpha_0$$

$$\text{ou bien} \quad \frac{T}{t} = e^{f\alpha_0}$$

Or la condition d'embrèvement est :

$$d\vec{T} < f\vec{T} d\alpha \quad \text{Donc on doit avoir :}$$

$$\boxed{\frac{T}{t} < e^{f\alpha_0}}$$

On a :  $F = T - t$  ( Equilibre des moments )

$$T < t e^{f\alpha}$$

$$\frac{T}{t} - 1 < e^{f\alpha} - 1 \text{ d'où}$$

$$\frac{T - t}{t} < e^{f\alpha} - 1 \quad \left. \vphantom{\frac{T - t}{t}} \right\} \quad \frac{F}{t} < e^{f\alpha} - 1$$

$$T - t = F$$

ou:  $t > \frac{F}{e^{f\alpha} - 1}$

$$T = F + t$$

$$t > \frac{F}{e^{f\alpha} - 1} \quad \left. \vphantom{t} \right\} \quad T > F + \frac{F}{e^{f\alpha} - 1}$$

ou bien  $T > F \left( 1 + \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$

$$T > \frac{F \cdot e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

Posons  $K = \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$

On obtient :  $t > F \cdot K$

$$T > F ( K + 1 )$$

### Interpretation:

Si  $t = 0$   $F = 0$  aucun effort n'est transmis à la courroie .

Si  $T \gg t e^{f\alpha}$  l'entraînement est possible mais il y a glissement.

Si  $T < t e^{f\alpha}$  l'entraînement se fait sans glissement.

### Comment augmenter la capacité de charge:

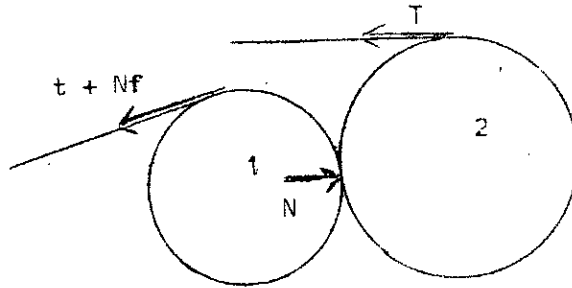
La force  $F$  est limitée. Elle est donnée par la condition d'entraînement:  $F < t ( e^{f\alpha} - 1 )$

L'accroissement de  $t$  donne une augmentation de  $T$  de la valeur

$$dT = dt e^{f\alpha}$$

Cela implique une résistance plus élevée de la courroie donc augmentation de son prix de revient.

1° Considérons la disposition suivante:



1 : Tambour de contrainte

2 : " " moteur

N : Effort normal de pincement

f : Coefficient de frottement courroie-tambour de contrainte

L'équation d'équilibre des moments par rapport au centre du tambour

moteur s'écrit:  $T - (t + N \cdot f) = F$

On a donc diminué l'effort à fournir, donc amélioré le rendement.

L'angle d'enroulement est augmenté, ce qui assure une meilleure

adhérence de la courroie sur le tambour moteur.

2° Augmentation du coefficient de frottement:

Il suffit d'utiliser un tambour caoutchouté.

#### DETERMINATION DU NOMBRE DE PLS DE LA COURROIE.

Les constructeurs donnent pour chaque courroie la tension admissible

par unité de <sup>long</sup> longueur et par pli. Il nous faut donc la tension maximale de la courroie.

On a :

$$T = F + t = F(K + 1)$$

Or on a obtenu:  $F = 200 \text{ kg}$

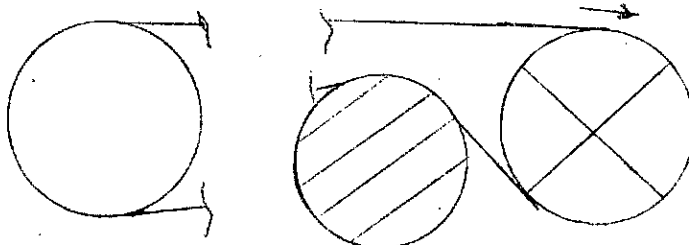
$$K = \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

Il faut donc à disposition de la courroie utilisée.

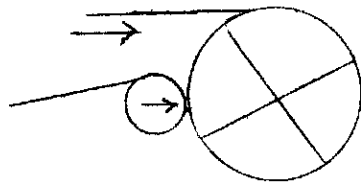
Le facteur K dépend de la commande utilisée.

Trois types de commande sont généralement utilisés:

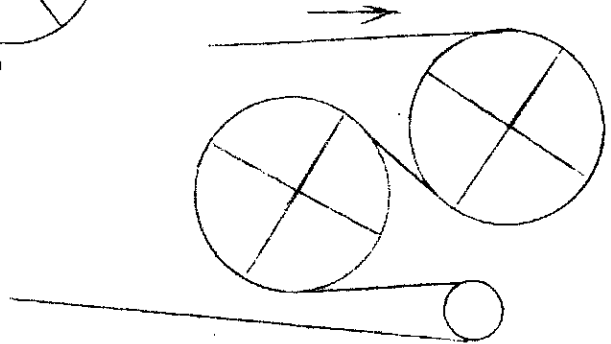
- Commande simple avec ou sans tambour de contrainte



- Commande avec pincement de la courroie



- Commande "TANDEM"



Le deuxième et troisième type sont adoptés respectivement dans le cas de moyenne et grande puissance.

Pour notre on utilisera une commande simple avec tambour de contrainte. Dans ce cas l'angle d'enroulement varie entre  $180^\circ$  et  $270^\circ$ . On adoptera un angle moyen de  $240^\circ$ .

Le coefficient de frottement courroie-tambour étant de:  $f = 0,35$ , on aura donc:

$$K = \frac{1}{e^{f\alpha}} = \frac{1}{e^{0,35 \cdot 4,18}} = 0,3$$

$$T = F ( K + 1 ) = 200 ( 0,3 + 1 ) = \underline{260 \text{ kg}}$$

T ne tient pas compte de la tension due au poids de la courroie, que l'on devait ajouter pour avoir la tension maximale.

Néanmoins, cette tension permet de choisir correctement la bande.

1° Taux de fatigue de la courroie:

On l'obtient par l'expression:  $\theta = \frac{T}{B \cdot N}$

T : tension de la courroie en kg

B : largeur de la courroie en cm

N : nombre de plis

$\theta$  : taux de fatigue en kg/ cm / pli

Le tableau suivant donne les valeurs de  $\theta$  et du nombre de plis correspondant (Courroie HUTCHINSON).

Type	700	800	950	100	120
$\theta$	5,1	6,2	6,9	9,6	11,5
Bli	3	3	3	3	3
$\theta$ -	4,5	5	4,9	6,3	7,5
Pli	5	6	8	9	9

$$\text{On a : } \frac{T}{B} = \frac{260}{55} = \underline{4,73 \text{ kg/cm}}$$

Calcul de la tension maximale:

$$T_{\max} = T + p \cdot (L \cdot \sin 30^\circ)$$

p : masse linéique de la courroie

L : longueur entre axes des tambours = 12,5 m

Tableau donnant les masses surfaciques de quelques courroies:

Type	700	800	950	100	120
kg/m <sup>2</sup>	9,1	9,7	10,2	10,6	11,1



La masse surfacique dépend naturellement du nombre de plis.

Ce tableau correspond à des courroie de 3 plis.

$$\text{D'où : } p = M / l$$

M : masse de la bande choisie donnée par le tableau précédent.

l : longueur de la bande ayant 1 m<sup>2</sup> De surface. Dans notre cas

$$l = 1,82 \text{ m}$$

Essayons la courroie HUTCHINSON type 700 :

$$M = 9,1 \text{ kg/m}^2 \quad \text{donc} \quad p = \frac{9,1}{1,82} = \underline{5 \text{ kg / m}}$$

La tension due à la masse de la courroie est :

$$T' = p.L.\sin 30^\circ = 5 \cdot 12,5 \cdot \sin 30^\circ = 31,25 \text{ kg} \text{ soit } \underline{32 \text{ kg}}$$

LA tension maximale est alors :

$$T_{\max} = 260 + 32 = \underline{292 \text{ kg}}$$

Vérifions le taux de fatigue pour cette bande :

$$\theta = \frac{T_{\max}}{B \cdot N} = \frac{292}{55 \cdot 3} = 1,77 \text{ kg / cm / pli}$$

soit 5,31 KG / cm ?

Or  $\theta_{\text{admissible}} = 5,1$  donc le type 700 ne convient pas.

Essayons la suivante pour laquelle  $\theta_{\text{admissible}} = 6,2 \text{ kg / cm}$

$$p = \frac{9,7}{1,82} = 5,33 \text{ kg / m}$$

$$T_{\max} = 260 + 5,33 \cdot \sin 30^\circ = 293,31 \text{ kg}$$

$$\theta = \frac{293,31}{55 \cdot 3} = 1,78 \text{ kg / cm / pli} \text{ soit } 5,34 \text{ pour 3 plis}$$

Donc on retient la bande HUTCHINSON TYPE 800 (800).

### 2° Recouvrement de la courroie:

LA bande est soumise aux chocs et à l'abrasion du produit transporté.

Le recouvrement dépend de plusieurs facteurs parmi lesquels:

- La longueur du transporteur (L)
- La vitesse linéaire de la bande (V)

Il est donné en fonction du paramètre  $\frac{2.L}{V}$  qui représente la fréquence de passage d'un point fixe de la bande sur un même tambour .

L'usure de la courroie est d'autant plus grande que ce paramètre a une valeur élevée .

Tableau donnant l'épaisseur du recouvrement en fonction de:

- L'abrasivité du matériau
- La fréquence de passage
- La dimension des morceaux

Matériaux	Dimension des morceaux	Fréquence de passage( $2L/V$ )								
		0.2	0.4	0.6	0.8	1	1.5	2	3	4 et +
Peu abrasif	- 6	3.2	3.2	3.2	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6
	10-40	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
	50-130	6.3	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
	150 +	7.9	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8
Abrasivité moyenne	- 6	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
	10-40	6.3	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
	50-130	9.5	6.3	4.8	4	4	4	4	4	4
	150+	-	6.3	6.3	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8
Très abrasif	- 6	5.6	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
	10-40	9.5	6.3	4	3.2	4.8	3.2	3.2	3.2	3.2
	50-130	9.5	9.5	6.3	5.6	4.8	4.8	4	4	4
	150+	9.5	9.5	9.5	9.5	6.3	5.6	5.6	4.8	4.8

Tableau des épaisseurs normalisées des recouvrements:

Face porteuse	1.5 2 2.5 3 3.5 4 5 6 7 ( mm )	Normes françaises
Envers	1 1.5 2 ( mm )	

Face porteuse	1.6 3.2 4 4.8 5.6 6.3 7.9 9.5 mm	Normes
Envers	0.8 1.6 3.2 mm	anglo- saxonnes

La fréquence de passage est donc :

$$\frac{2 \cdot L}{V} = \frac{2 \cdot 12,5}{2} = 12,5 \text{ secondes}$$

$$= \underline{0,21 \text{ minute}}$$

Ayant utilisé une courroie française on adoptera un recouvrement cohérent avec les normes françaises soit :

Face porteuse: 3,5 mm

Envers : 1 mm

Épaisseur totale de la courroie

Elle est égale à l'épaisseur des plis majorée de celle des recouvrements, la première étant donnée par l'extrait suivant :

Tableau des épaisseurs par pli des courroies HUTCHINSON:

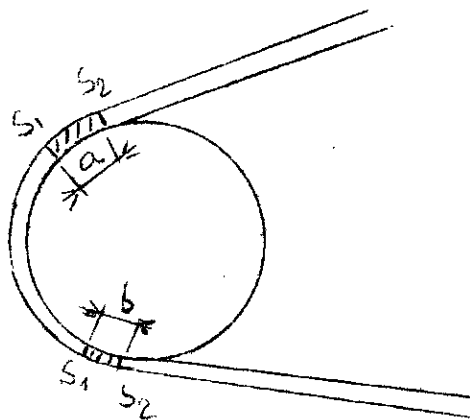
	700	800	950	100	120	703	803	IM4	R
$e_{\text{mini}}$ kg/cm	4.5	5	4.9	6.3	7.5	18.2	22.7	34.1	42.5
$e$ mm	0.9	1.1	1.2	1.4	1.6	3.2	3.5	3.8	4.5

La courroie utilisée possède 3 plis.

Si on adopte 1 mm comme recouvrement de l'envers, l'épaisseur totale sera :

$$E = 3 \cdot 1,1 + 3,5 + 1 = \underline{7,8 \text{ mm}}$$

GLISSEMENT FONCTIONNEL DE LA COURROIE:



$a > b$

Si on considère que la longueur de la courroie sous tension nulle est  $L$ , on a d'après la loi de HOOKE :

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{T}{E}$$

où  $T$  : Tension de l'élément de courroie

$E$  : Module d'élasticité de la courroie

La différence d'allongement entre l'entrée et la sortie du tambour est:

$$\frac{\Delta L - \Delta L'}{L} = \frac{T - t}{E} = \frac{F}{E} = \frac{T - \frac{T}{e^{f\alpha}}}{E} = \frac{T \cdot (e^{f\alpha} - 1)}{E \cdot e^{f\alpha}}$$

Pour avoir l'allongement maximum il suffit de prendre comme valeur de la tension  $T$  la valeur du taux de fatigue admissible de la courroie, soit 2,07 kg/cm/pli.

Le module d'élasticité de la courroie est  $E = 600$  kg/cm/pli.

La différence d'allongement vaut :

$$\frac{\Delta L - \Delta L'}{L} = \frac{2,07 \cdot 4,33 - 1}{600 \cdot 4,33} = \underline{\underline{-0,0027}}$$

Ce qui signifie qu'une longueur de 1 cm de la courroie s'allonge de 0,027 mm entre l'entrée et la sortie du tambour.

On voit bien que cette variation est négligeable.

Pour des allongements trop élevés le choix de la bande est à revoir.

Le diamètre calculé du tambour est de 392 mm. Pour tenir compte de ce glissement on a pris un diamètre supérieur (Voir calcul tambour).

DIAMETRE DES ROULEAUX PORTEURS

Le diamètre des rouleaux porteurs doit être aussi élevé que possible afin de réduire leur vitesse de rotation, donc leur usure, et améliorer leur capacité de charge .

Nous utilisons la méthode du constructeur HEWITT ROBBES qui permet de choisir le diamètre des rouleaux en fonction du facteur K calculé comme suit :

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + K_4$$

avec :  $K_1$  : facteur de vitesse

$K_2$  : facteur de service ,depend de la durée journalière d'utilisation.

$K_3$  : facteur dépendant de la densité du produit à transporter.

$K_4$  : facteur dépendant de l'abrasivité.

Vitesse de la courroie	$K_1$	Heures de service par jour	$K_2$	Densité du produit	$K_3$	Abrasivité du produit	$K_4$
0,25 à 0,75	1	8	1	0,3 à 0,8	1	charbon	1
0,75 à 1,5	2	16	2	0,8 à 1,6	2	coke	4
1,5 à 3	3	24	3	1,6 à 2,3	3	sable	3

Dans notre cas on obtient:

Durée de service journalière : 16 heures  
 Vitesse de la courroie : 2 m/s  
 Densité du produit : 2 kg/dm<sup>3</sup>  
 Abrasivité du produit : Type pierres

#### METHODE:

1° Si K est inférieure à 8 et la largeur de la bande est inférieure à 900 mm , on utilise des rouleaux de 4 pouces.

2° Sinon on adopte des rouleaux de 5 ou 6 pouces.

Le tableau précédant donne :

$$K_1 = 3$$

$$K_2 = 2$$

$$K_3 = 3$$

$$K_4 = 2$$

$$\text{d'où } K = 3 + 2 + 3 + 2 = 10$$

On adopte donc des rouleaux de 5 ou 6 pouces, soit 127 à 152 mm

Il est plus intéressant de monter des rouleaux normalisés.

Nous aboutissons à un diamètre de 133 mm.

#### ESPACEMENT DES ROULEAUX

Un espacement élevé provoque une perte d'énergie due à la flèche de la courroie.

La flèche entre les rouleaux est d'autant plus grand que leur espacement est élevé.

La matière descend et remonte dans chaque intervalle avec une perte d'énergie.

Par contre un intervalle réduit de deux lignes de rouleaux ne fera qu'augmenter le prix de revient de l'appareil.

Une bande rigide permet un espacement élevé.

La distance entre deux trains de rouleaux consécutifs est donné par:

$$e^2 \leq \frac{1,6 T}{100 p}$$

avec  $e$  : espacement(en metres)

$T$  : tension de la bande(en Newtons)

$p$  : poids linéique de la courroie chargée ( en kg/m ).

Si on sort du tambour de queue avec une tension  $t$ , celle-ci augmente dans le sens de la marche de la courroie jusqu'à la valeur  $T_{max}$ .

Or la tension moyenne entre les points de chargement et de déchargement est, en prenant comme tension minimale la tension  $t$ , on obtient

$$\begin{aligned} t &= \frac{T_{max} + t}{2} \\ &= \frac{T_{max} + \frac{T_{max}}{e f \alpha}}{2} \\ &= \frac{T_{max}}{2} \left( 1 + \frac{1}{e f \alpha} \right) \end{aligned}$$

$$t = \frac{293}{2} \left( 1 + \frac{1}{4,33} \right) = \underline{180,33 \text{ kg}}$$

$$\text{d'où : } e^2 = \frac{1,6 \cdot 1803,3}{100 p}$$



avec  $p = 27,78 + 5,33 = 33,1$  kg

$$e^2 \leq \frac{1,6 \cdot 1803,3}{100 \cdot 33,1} = 0,87$$

Il vient  $e = 0,93$

On prendra un espacement  $e = 0,90$  m

#### NOMBRE DE ROULEAUX PORTEURS

$$N_p = \frac{L}{e} - 1$$

L : longueur entre axes des tambours de pied et de tête

e : espacement de deux rouleaux consécutifs

$$N_p = \frac{882,5}{0,90} - 1 = 12,89$$

On prendra  $N_p = 13$

#### NOMBRE DE ROULEAUX RETOUR

Leur seul rôle est de supporter la courroie.

Leur espacement est généralement le double de celui des porteurs

soit  $e' = 2 e = 2 \cdot 0,9 = 1,80$  m

Leur nombre est alors :

$$N_r = \frac{12,5}{1,8} - 1 = 5,94$$

On prendra  $N_r = 6$

#### POIDS DES ROULEAUX PORTEURS

Le poids de trois rouleaux en auge dépend de la largeur de la bande comme le montre le tableau suivant :

Largeur de la courroie	400	500	650	800	1000	1200 mm
<u>Porteurs</u>	Poids du train de 3rouleaux					
Ø 89	6,1	7,38	9,03	10,53		
ØRB45N	11,8	13,3	15,1	16,6		
Ø 133	9,9	10,5	13,1	16,7	20,1	23,7
ØRB45N	16,9	18,7	21,6	24,3	28	31,6
<u>Retour</u>	Poids du rouleau					
Ø89	5,2	6,3	8	9,6		
ØRB45N	7,6	8,8	10,7	12,5		
<del>ØRB45N</del> ØRB 45N	11,3	13,1	15,9	18,7	22,4	26,4
Ø133	8,5	10,2	12,8	15,4	18,8	22,5

La largeur de la courroie utilisée est de 550 mm ;

le diamètre des rouleaux de 133 mm, par interpolation on obtient

le poids d'un porteur et d'un rouleau de retour :

Train porteur :

$$P = 10,5 + \frac{1}{3} (13,1 - 10,5) = \underline{11,07 \text{ kg}} = 11,37 \text{ kg}$$

Rouleau retour :

$$P' = 10,2 + \frac{1}{3} (12,8 - 10,2) = \underline{11,07 \text{ kg}}$$

### DIAMETRES DES TAMBOURS

Les facteurs qui fixent le choix des diamètres sont les suivants :

1° La durée de vie de la courroie; elle s'exprime par la relation:

$$H = K.D^{5,35}$$

où K est un facteur dépendant de l'angle d'enroulement et du coefficient de frottement courroie-tambour et D est le diamètre du tambour.

2° La tension de la courroie sur le pli extérieur

Considérons un élément de courroie de longueur S dont le rayon de courbure de la fibre extérieure est  $\rho$ , situé à la distance Y de l'axe neutre.

L'allongement relatif est:

$$\frac{dS}{S} = \frac{Y}{\rho} = \frac{Y}{R + \frac{e}{2} + E}$$

avec R: rayon de courbure du tambour

e: épaisseur de la courroie

E " " du recouvrement extérieur

En négligeant  $\frac{e}{2} + E$  devant R on a:

$$\frac{dS}{S} = \frac{2Y}{D}$$

d'où l'intérêt d'utiliser un diamètre de tambour aussi grand que possible compatible avec la construction.

3°. Efforts sur la jante

Pour le tambour de tête , HUTCHINSON recommande de vérifier la pression limite de contact par la relation :

$$600. \frac{T + t}{D. B. \alpha} < 1$$

B: largeur de la courroie en cm

D: diamètre du tambour en cm

T: tension à l'entrée du tambour

t : " " " sortie " " "

$\alpha$  : arc d'enroulement en degrés

On tire D de la formule précédente:

$$D > 600. \frac{T + t}{B. \alpha}$$

$$D > 600. \frac{293 + 67,6}{55. 240}$$

soit  $D > 16,39$  cm

Par raison de construction on adopte D = 400 mm

car le meta-réducteur est incorporé .

D'autre part il existe des tableaux donnant le diamètre à choisir en fonction du type de bande utilisée et de son nombre de plis.

On notera que le type de commande influe sur ce choix.



## POIDS DES TAMBOURS

Il augmente avec la largeur de la bande et le diamètre du tambour.  
Dans le cas général, c'est à dire moteur et réducteur non incorporés,  
le poids du tambour est donné par le tableau suivant compte tenu des  
paramètres précédents.

Largeur	400	600	800	1000	1200	1500
400	60-80 100	140 200	220 230			
500	100 150	190 250	240 400	420 600		
650	120 200	220 350	320 480	490 700	630 1100	
800	150 250	260 450	360 550	590 900	770 1600	1100 1800
1000	170 300	300 500	400 800	700 1100	950 1700	1500 2400
1200	250 400	420 600	560 1000	900 1500	1400 2400	2200 3000
1400	300 500	500 700	750 1300	1100 1700	1600 2700	2500 3600

Pour les constructions légères on préférera les nombres supérieurs  
alors que pour les constructions lourdes on adoptera les valeurs  
inférieures.

Pour les appareils courants on utilisera la moyenne de ces valeurs.

Dans notre cas où la construction est spéciale, on fera un  
calcul du poids du tambour en tenant compte de sa forme.

On se reportera pour ce calcul au chapitre réducteur.

### FROTTEMENTS SUR LES AXES DES TAMBOURS

Ils varient en raison inverse de la pente et de la longueur du transporteur.

A titre indicatif, on donne les valeurs suivantes:

Pour un convoyeur ayant une pente de 20° on a :

5 %	pour un convoyeur de 60 m
3 à 5 %	" " de plus de 150 m
28 %	" " de 7 m

Compte tenu de ~~xxx~~ ces données, pour une inclinaison de 30° on peut adopter 20 % de frottements.

La puissance à la sortie du réducteur sera donc :

$$P_r = 5,3 \cdot 1,2 = 6,36 \text{ cv}$$

On admettant 0,9 comme rendement du réducteur, on obtient la puissance du moteur  $P_m$  :

$$P_m = \frac{6,36}{0,9} = 7 \text{ cv}$$

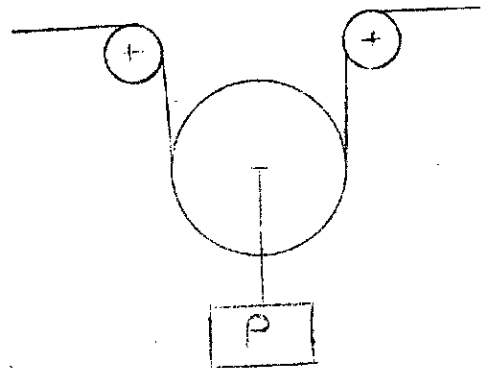
### CALCUL DU TENDEUR

Pour assurer la tension de la bande qui ne doit pas glisser sur les tambours, il est nécessaire d'utiliser un tendeur.

Parmi les dispositifs pouvant assurer cette fonction, on citera les tendeurs suivants :

#### a) Tendeur par gravité :

La tension est assurée automatiquement par un contre-poids comme le montre le schéma suivant:



#### b) Tendeur à vis

Le réglage se fait manuellement suivant nécessité de la tension à obtenir.

Le premier cas est envisagé dans les installations fixes du fait de son encombrement.

Le poids et le prix de revient du tendeur à vis justifie son emploi dans notre cas.



Dimensionnement de la vis:

Il dépend de la course du tendeur qui doit assurer:

- La mise sous tension de la courroie
- Sa réparation en cas de rupture

On adopte généralement comme course  $C$  la valeur:

$$C = \frac{2L}{100}$$

où  $L$  représente la longueur entre axes des tambours de queue et de tête du transporteur.

Pour  $L = 12,5$  m on a :

$$C = \frac{2 \cdot 12,5}{100} = \underline{0,25 \text{ m}}$$

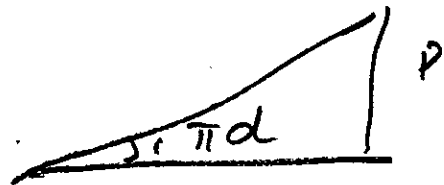
Vu le rôle joué par le tendeur, on doit imposer l'irréversibilité de la vis.

On doit avoir:  $i < \varnothing$

où  $i$  : angle d'inclinaison des filets

$\varnothing$  : angle de frottement vis-écrou

Considérons la figure suivante:



où  $d$  : diamètre de la vis

$p$  : pas de la vis

Avec  $\text{tg} \varnothing = 0,1$        $\varnothing = 5,71^\circ$

$\text{tgi} = 0,07$        $i = 4^\circ$

Prenons comme diamètre de la vis  $d = 20$  mm

Le pas sera :

$$p = 3,14 \cdot d \cdot \text{tgi}$$

$$= 3,14 \cdot d \cdot \text{tg}4^\circ$$

$$p = 4,39$$

Nous prendrons un pas normalisé de 4 mm

Ce qui donne l'angle définitif d'inclinaison des filets:

$$\text{tg } i = \frac{p}{3,14d}$$

$$= \frac{4}{3,14 \cdot 20}$$

$$= 0,064$$

$$\text{d'où } i = 3,64^\circ$$

Le travail moteur nécessaire au déplacement du tambour de tension est :

$$W_m = W_1 + W_2$$

avec :

$W_1$  : travail de déplacement de la charge axiale

$W_2$  : travail du couple de frottement du pivot pour un tour

$$W_1 = p \cdot 3,14 \cdot d \cdot \text{tg}(i + \theta)$$

$$W_2 = \frac{2P \cdot f \cdot R \cdot 2 \cdot 3,14}{3}$$

$f$  : coefficient de frottement du pivot = 0,1

$R$  : Rayon extérieur du pivot = 10 mm

$P$  : charge axiale sur le pivot , égale approximativement à la tension de la courroie , ce qui va dans le sens de la sécurité  $\$ \frac{P}{2} = 293$  kg )

$$\begin{aligned}
 W1 &= 2.293.3,14.22 \operatorname{tg}(5,71 + 3,64) \\
 &= 6930 \text{ kg.mm} \\
 &= 68 \text{ Joules}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W2 &= \frac{2}{3} . 2T.f.R.2.3,14 \\
 &= \frac{8}{3} . 293.0,1.10.3,14 \\
 &= 2454,7 \text{ kg.mm} \\
 &= 24 \text{ Joules}
 \end{aligned}$$

Le travail moteur est donc :

$$W_m = 24 + 68 = \underline{92 \text{ Joules}}$$

Le rendement du système vis-écrou est :

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{tqi}{\operatorname{tg}(i+\phi)} \\
 &= \frac{\operatorname{tg}3,64}{\operatorname{tg}(3,64+5,71)}
 \end{aligned}$$

soit un rendement de 0,41

Le couple moteur est donc:

$$\begin{aligned}
 C_m &= \frac{W_m}{2.3,14} \\
 &= \frac{92}{6,28} = \underline{14,64 \text{ N.m}}
 \end{aligned}$$

Pour un bras de levier de 0,15 m, l'effort à son extrémité sera :

$$F = \frac{C_m}{0,15} = 97,6 \text{ N}$$

ce qui est admissible.

Vérification de la vis au flambage

On la vérifie par la formule d'EULER:

$$\frac{P_c}{C} = \frac{3,14^2 E \cdot I}{C \cdot L^2}$$

$P_c$  : charge critique

$E$  : Module d'élasticité longitudinale =  $2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

$I$  : moment d'inertie de la section minimale =  $0,1d^4$

$L$  : longueur fictive de flambement = 250 mm

$C$  : coefficient de sécurité = 3

On doit avoir :

$$\frac{F}{S} < \frac{P_c}{C}$$

$$\begin{aligned} \frac{F}{S} &= \frac{2T_{\max}}{3,14d^2/4} \\ &= \frac{8 \cdot 293 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 20^2/4} \end{aligned}$$

$$\text{soit } \frac{F}{S} = 15,47 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{P_c}{C} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 20^4}{3 \cdot 250^2}$$

$$\text{soit } \frac{P_c}{C} = 165200$$

$$\text{On a bien } \frac{F}{S} < \frac{P_c}{C}$$

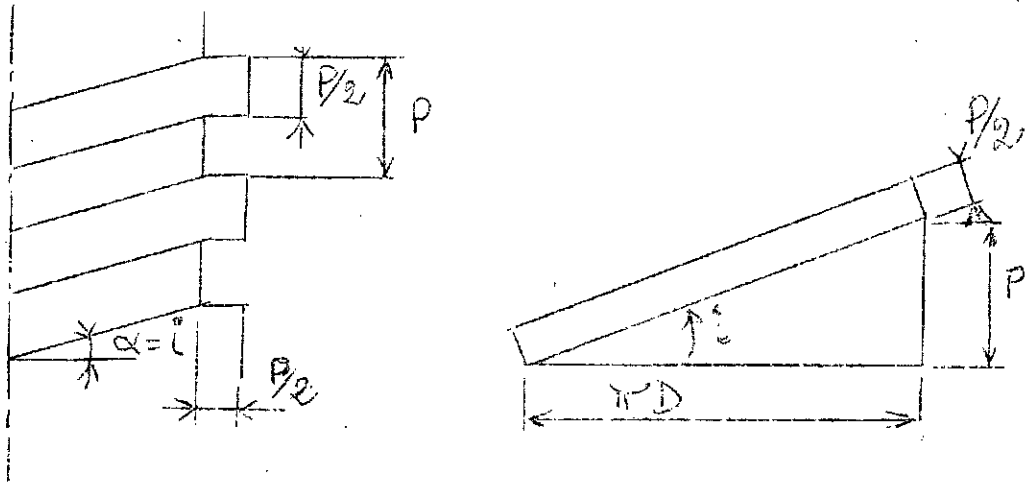
Le diamètre choisi est donc largement suffisant.

La vis sera en acier C 10 d :

$$\sigma_e = 21 \text{ daN/mm}^2$$

$$R_r = 33 \text{ " "}$$

Hauteur de l'écrou



La section de contact est :

$$S = \frac{3,14 d}{\cos i} \cdot \frac{P}{2} \quad \neq \quad \frac{3,14 d \cdot P}{2} \quad \text{puisque } i \text{ faible.}$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 20,4}{2} = 125,66 \text{ mm}^2$$

La pression par filet sera :

$$\begin{aligned} P &= \frac{F}{S} = \frac{2T}{S} \\ &= \frac{2 \cdot 2293,9}{125,66} \\ &= 38,67 \text{ N/mm}^2 \quad \text{soit } 3867 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

Or la pression admissible pour un écrou en fonte vaut  $600 \text{ N/cm}^2$ .

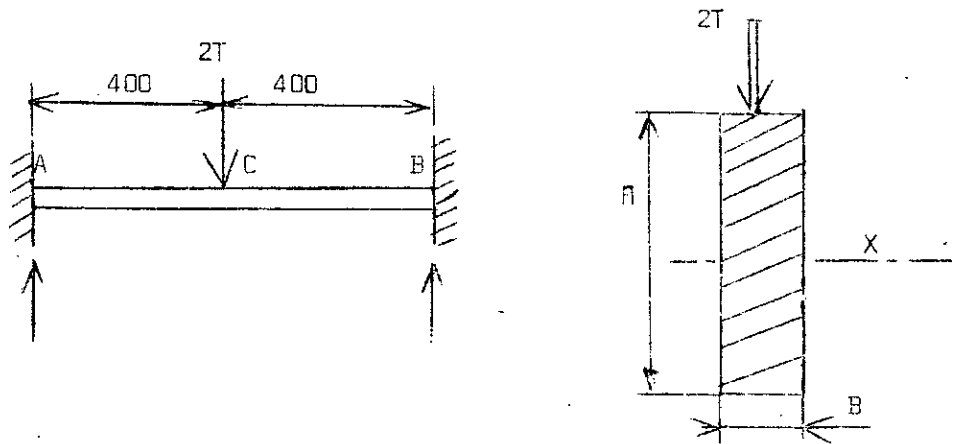
Le nombre de filets sera donc :

$$n = \frac{3867}{600} = 6,45 \quad \text{soit } 7 \text{ filets.}$$

Par mesure de sécurité on prendra 12 filets, ce qui correspond à une hauteur de l'écrou de:

$$H = 4 \cdot 12 = 48 \text{ mm}$$

Vérification de la plaque support de vis



Le module de flexion a pour valeur:

$$\frac{I}{V} = \frac{B \cdot H^2}{6}$$

La plaque est soudée, donc considérée comme encastree aux extremités,

d'où

$$R_A = R_B = T$$

$$M_A = M_B = \frac{2 \cdot T \cdot L}{8} = \frac{293 \cdot 0,8}{4} = 58,6 \text{ m.kg}$$

$$M_C = - \frac{2 \cdot T \cdot L}{8} = - 58,6 \text{ m.kg}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{I_x}{V}}$$

$$\frac{I_x}{V} = \frac{B \cdot H^2}{6} = \frac{10 \cdot 50^2}{6} = 4167 \text{ mm}^3$$

La contrainte a pour valeur:

$$\sigma_f = \frac{58,6 \cdot 10^3}{4167} = 14,06 \text{ kg/mm}^2$$

soit.  $\sigma_f = 1406 \text{ kg/cm}^2$

or la contrainte admissible du plat est  $\sigma_{adm} = 2400 \text{ kg/cm}^2$

CHAPITRE III

CALCUL DU REDUCTEUR

La vitesse linéaire du tambour est de 2 m/s, son diamètre de 400 mm environ.

Les moteurs courants tournent à 1500 tours par minute.

En tenant compte du glissement on aura une vitesse réelle de 1460 tours par minute.

On notera en passant qu'on utilisera un moteur asynchrone qui permet des variations importantes de couple.

Sa puissance est de 7 cv.

Rapport du réducteur:

$$R = \frac{N_t}{N_m} = \frac{\text{Vitesse du tambour}}{\text{Vitesse du moteur}}$$

$$\begin{aligned} N_t &= \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 2V}{\pi D} \\ &= \frac{30 \cdot 4}{\pi \cdot 0,4} = \underline{95,49 \text{ t/mn}} \end{aligned}$$

$$\text{d'où } R = \frac{95,49}{1460} = \frac{1}{15,29}$$

On prend un rapport normalisé de  $\frac{1}{15}$

Le diamètre définitif du tambour d'entraînement sera donc :

$$D = \frac{30 \cdot V}{\pi N_t} = \frac{30 \cdot 2}{\pi N_t}$$

$$\text{or } N_t = \frac{1460}{15} = \underline{97,33 \text{ t/mn}}$$

Il vient donc:

$$D = \frac{30 \cdot 2}{\pi \cdot 97,33} = \underline{392 \text{ mm}}$$



### Choix du type de réducteur

Il est guidé par le souci de remplir les conditions suivantes:

- Avoir un nombre minimum d'engrenages
- Eviter les interférences
- Réduire au maximum l'encombrement

Le nombre de trains est donné par le rapport de réduction.

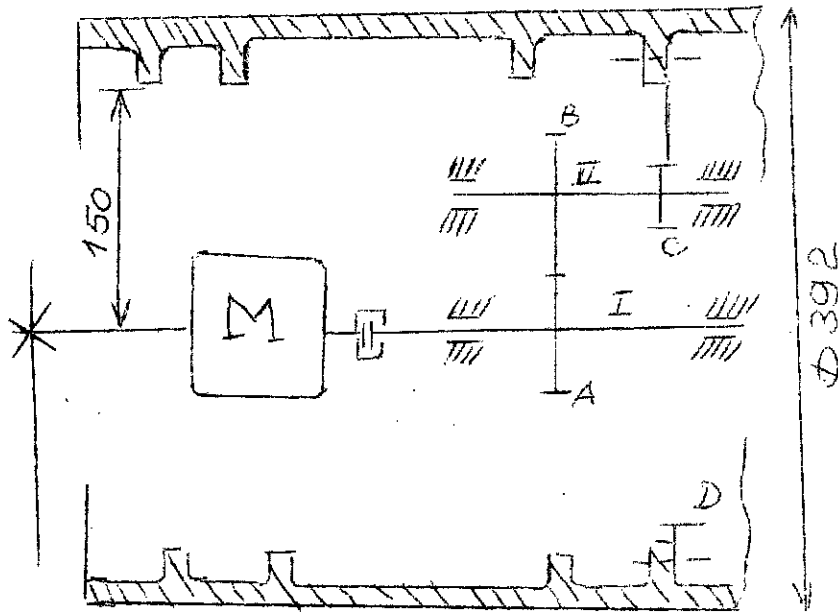
Généralement on adopte :

$1/6 < R < 1$	1 train d'engrenages
$1/6^2 < R < 1/6$	2 " "
$1/6^3 < R < 1/6^2$	3 " "
Si $R < 1/6^3$	on change de type de réducteur

Ayant un rapport de  $\frac{1}{15}$ , nous utiliserons deux trains d'engrenages à axes parallèles.

L'entraînement de la bande se fera par le tambour de tête dans lequel sera incorporé le moteur et le réducteur, ce qui donnera une construction compacte.

Description de la tête de commande



Le moteur M transmet son mouvement au tambour par l'intermédiaire du boîtier du réducteur muni d'une couronne d à dentures intérieures en prise avec le pignon C .

En partant du diamètre extérieur du tambour , tenant compte des différentes surépaisseurs des nervures prévues pour le renforcement et la fixation du moteur et du réducteur, on arrive à un diamètre de 300 mm d'espace libre.

Calcul des engrenages

Pour respecter cet encombrement avec  $R = \frac{1}{15}$  et le type de réducteur envisagé , on doit avoir :

$$R = R1 \cdot R2$$

$$= \frac{A}{B} \cdot \frac{C}{D}$$

où A, B, C et D représentent les nombres de dents du pignon ou de la roue correspondante.

On a 2 cas possibles :

$$\frac{B}{A} = 3 \quad \text{et} \quad \frac{D}{C} = 5$$

ou bien 
$$\frac{B}{A} = 5 \quad \text{et} \quad \frac{D}{C} = 3$$

Il est évident que le premier cas donne un encombrement plus réduit par rapport au deuxième du fait que le couple C et D est à contact intérieur.

Il vient alors

$$N_b = \frac{1460}{3} = \underline{486,66 \text{ t/mn}}$$

#### Determination du 1<sup>o</sup> train

La condition d'encombrement donne :

$$\left\{ \begin{array}{l} 150 \leq D_b + \frac{D_a}{2} \\ D_b = 3 D_a \end{array} \right.$$

de plus

d'où 
$$D_a = \frac{150}{3,5} = 42,86 \text{ mm}$$

l'entre axe est :

$$\begin{aligned} \Delta &= \frac{D_a + D_b}{2} \\ &= \frac{4D_a}{2} = 85,72 \text{ mm} \end{aligned}$$

On prend un entre axe entier, soit  $\underline{\Delta = 80 \text{ mm}}$

Le diamètre primitif du pignon A sera :

$$D_a = \frac{2\Delta N_b}{N_a + N_b}$$

$$D_a = \frac{2.80.486,66}{1460 + 486,66}$$

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

$$D_b = 3 D_a$$

$$D_b = 120 \text{ mm}$$

La force tangentielle commune est donc :

$$F_t = \frac{2 C_a}{D_a}$$

$$C_a = \frac{P_m \times 30}{\pi N a}$$

$$= \frac{7.736.30}{3,14.1460}$$

$$C_a = 33,7 \text{ mN}$$

d'où  $F_t = \frac{2.33,7.10^3}{40}$

$$F_t = 1684,86 \text{ N}$$

Le module du 1<sup>er</sup> train sera:

$$M \geq 2,34 \left( \frac{F_t}{K \cdot R_{pe}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Prenons  $K = 10$

$$R_{pe} = 100 \text{ N/mm}^2$$

on obtient un module de 3,04 mm

soit  $M_{\text{normalisé}} = 3 \text{ mm}$

Le nombre de dents du pignon A est

$$A = \frac{D_a}{M} = \frac{40}{3} = 13,3$$

soit  $A = 13$  dents.

Augmentons  $K$  pour éviter l'interférence. Prenons  $K=14$  puisque

on a des guidages sur roulements. Le module devient :

$$M = 2,34 \left( \frac{1684,86}{14.100} \right)^{\frac{1}{2}} = 2,57$$

Prenons  $M = 2,5$

d'où  $A = 16$

Vérifions le module par la formule de LEWIS

$$M \geq \left( \frac{2Ca}{A \pi K.Rpe.Y} \right)^{1/3}$$

avec

$$Y = 0,154 - \frac{1,2}{A}$$

$$Y = 0,079$$

$$M \geq \left( \frac{2.33.7.10^3}{16.\pi.14.100.0,079} \right)^{1/3}$$

soit

$$M \geq 2,3$$

On peut prendre Mnormalisé = 2,5 mm

Éléments de taillage

	Pignon A	Roue B
Module	2,5	2,5
Dents	16	48
Dtête	45	125
Dcreux	36,875	116,875
Largeur	35	35

Calcul complet pour une durée de 8000 heures

Influence de l'usure

On évalue le facteur U qui nous renseignera sur la lubrification.

$$U = \frac{P}{K.M} \cdot \frac{N_{max}}{\pi M}$$

avec

$$P = \frac{F_t}{\cos 20^\circ}$$

$$= \frac{1685}{\cos 20^\circ} = 1793,14 \text{ N}$$

$$\text{d'où } U = \frac{1793,14}{35} \cdot \frac{1460}{3,14 \cdot 2,5}$$

$U = 9524$  qui est supérieure à 2000, donc nécessité de lubrifier abondamment.

### Influence de la vitesse

On calcule le coefficient K :

$$K = 5 \cdot \frac{8 + V}{8}$$

V : vitesse linéaire en m/s

$$\begin{aligned} V = \omega R &= \frac{\pi N_a}{30} \cdot R_a \\ &= \frac{\pi \cdot 1460 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{30} \end{aligned}$$

$$\underline{V = 3,07 \text{ m/s}}$$

Le facteur K vaut donc :

$$\underline{K = 6,911}$$

On utilisera donc un acier ayant une résistance à la rupture

$R_r = 100 \cdot 6,911 = 692 \text{ N/mm}^2$ , ce qui peut se faire avec un acier

XC 42 f avec recuit à 850°C, trempé à l'eau à 825°C et un revenu à 550°C.

### Vérification de la pression locale et durée

Elle se fait à l'aide de la formule de HERTZ :

$$p = 0,6 \left( \frac{P}{L} \cdot \frac{\rho_{0,8}}{\alpha} \right)^{\frac{1}{2}}$$

avec

$$P = 1793,14 \text{ N}$$

P : effort normal à la surface de contact

L : largeur de la denture

$\rho$  : courbure moyenne de contact

$$\rho = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_b} \right)$$

$$\rho = \frac{\frac{1}{D_a} + \frac{1}{D_b}}{\sin 20^\circ}$$

d'où 
$$\rho = \frac{\frac{1}{40} + \frac{1}{120}}{\sin 20^\circ}$$

$$\rho = 9,74 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^{-1}$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

Or  $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

On tire donc la valeur de p :

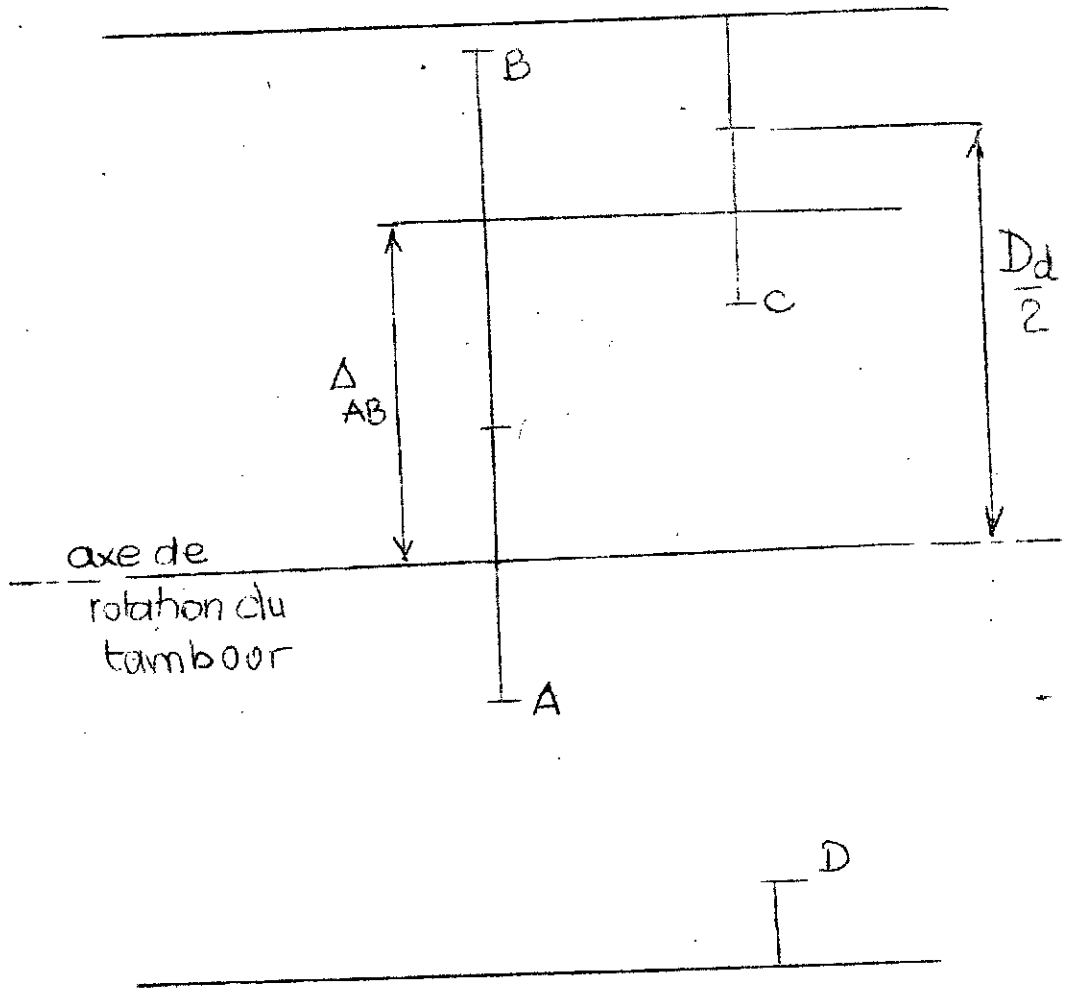
$$p = 0,6 \left( \frac{1793,14}{35} * \frac{(9,74 \cdot 10^{-2})^{0,8}}{1/2 \cdot 10^5} \right)^{1/2}$$

$$p = 756,6 \text{ N/mm}^2$$

Cette pression est valable pour une durée de 5000 heures , pour une durée de 8000 h il faut diviser p par un facteur de correction obtenu par extrapolation , soit

$$p' = \frac{p}{0,8799} = \frac{756,6}{0,8799} = 859,8 \text{ N/mm}^2$$

Cette pression nécessite l'emploi d'un acier fortement allié





### Détermination du 2<sup>o</sup> train

L'axe de l'arbre d'entrée ( arbre moteur ) et celui de l'arbre de sortie, représenté par la couronne dentée , doivent coïncider avec l'axe de rotation du tambour, d'où la condition de coaxialité :

$$\frac{D_d}{2} = \frac{D_c}{2} + \Delta_{AB}$$

Or  $D_d = 5 D_c$

d'où  $5D_c = 2 \Delta_{ab} + D_c$

soit  $4D_c = 2 \Delta_{ab}$

ou  $D_c = \frac{1}{2} \Delta_{ab}$   $D_c = \frac{80}{2} = \underline{40 \text{ mm}}$

On a :  $D_c = M.C$

Prenons  $C = 16$  dents , ce qui donne un module  $M = \underline{2,5 \text{ mm}}$

En adoptant comme coefficient de largeur de denture  $K = 1,620$  ,

CE qui est valable puisqu'on a de bons guidages , on déduira le matériau à employer.

Le couple sur l'arbre intermédiaire II EST :

$$\begin{aligned} C_2 &= 3C_m \\ &= 3.33,7 = 101,7 \text{ Nm} \end{aligned}$$

De la formule de LEWIS on tire Rpe :

$$R_{pe} \geq \frac{2C_2}{C \cdot Y \cdot K \cdot M^3}$$

$$Y = 0,154 - \frac{1,2}{16} = 0,075$$

$$K = 20$$

$C = 16$  dents

$K = 20$

$Y = 0,075$

$M_2 = 2,5$  mm

$C_2 = 101,1$  mN

On tire  $R_{pe}$  :

$$R_{pe} \geq \frac{2.101,1.10^3}{16 \cdot \pi \cdot 20 \cdot 0,075 \cdot 2,5^3} \quad R_{pe} \geq 171,63 \text{ N/mm}^2$$

On peut donc prendre un acier de résistance à l'extension Supérieure à  $175 \text{ N/mm}^2$ . Sa résistance à la rupture sera déterminée après l'étude de l'influence de la vitesse.

Les résultats sont réunis dans le tableau suivant:

	Pignon C	Couronne D
M	2,5	2,5
Diamètre primitif	40	200
Dtête	45	195
Dpied	33,75	206,25
Dents	16	60
Largeur	50	50

Influence de l'usure

$$U = \frac{P_c}{KM} \cdot \frac{N_c}{\pi M}$$

$$F_{tc} = \frac{2 C_2}{D_c}$$

$$= \frac{2.101,1.10^3}{40}$$

$$F_{tc} = 5055 \text{ N}$$

$$P = \frac{F_{tc}}{\cos 20^\circ} = 5379,5 \text{ N}$$

$$d'où \quad U = \frac{5379,5}{50} \cdot \frac{486,6}{\pi \cdot 2,5} \quad U = 6665$$

ce qui implique une lubrification abondante avec utilisation d'un acier allié.

### Influence de la vitesse

$$K = 5 \cdot \frac{8 + V}{8}$$

$$V = \frac{\pi N_c}{30} \cdot R_{pc}$$

$$= \frac{\pi \cdot 486,6}{30} \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 1,09 \text{ m/s}$$

$$d'où \quad K = 5 \cdot \frac{8 + 1,019}{8} = 5,637$$

On utilisera donc un acier allié de résistance à la rupture  $R_r$  avec :

$$R_r = K \cdot R_{pe}$$

$$= 5,637 \cdot 175$$

$$\text{soit } R_r = 986,5 \text{ N/mm}^2$$

On prendra l'acier au nickel-chrome :

Acier 16NC6f

Trempé à l'eau à 850°

: Revenu à 550°

Pression locale et durée

La pression locale est exprimée par :

$$p = 0,6 \left( \frac{P}{L} \frac{e^{0,8}}{\alpha} \right)^{1/2}$$

avec  $P = 5379,5 \text{ N}$

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

$$\alpha = \frac{1}{2 \cdot 10^5}$$

et 
$$e = \frac{\frac{1}{D_c} - \frac{1}{D_d}}{\sin 20^\circ}$$

car les courbures se retranchent dans le cas des contacts intérieurs.

$$e = \frac{\frac{1}{40} - \frac{1}{200}}{\sin 20^\circ} = 0,058476 \text{ mm}^{-1}$$

$$e^{0,8} = 0,058476^{0,8} = 0,1032$$

d'où 
$$p = 0,6 \left( \frac{5379,5}{50} \frac{0,1032}{2 \cdot 10^5} \right)^{1/2}$$

$$p = 937 \text{ N/mm}^2$$

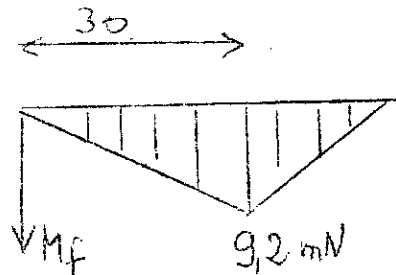
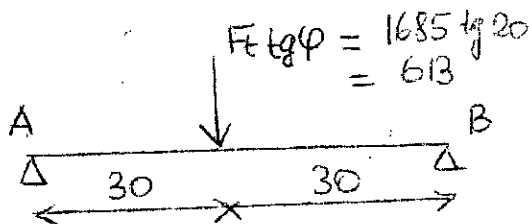
Ceci pour une durée de 5000 heures ; pour 8000 heures on aura :

$$p' = \frac{937}{0,8799} = 1064,9 \text{ N/mm}^2$$

ce qui correspond à un acier très fortement allié. ( 16 NC 6f ) .

CALCUL DES ARBRESARBRE D'ENTREE I

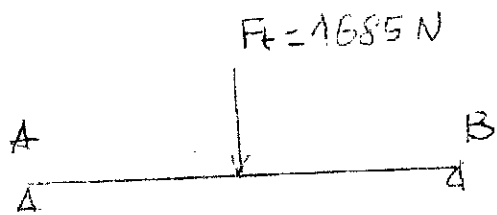
Il est soumis à des moments de flexion  $M_{fv}$  et  $M_{fh}$  qui ont lieu respectivement dans le plan vertical et horizontal et à un couple de torsion  $M_t$ .

Plan vertical :Réactions aux appuis

$$R_A = R_B = \frac{613,3}{2} = 306,65 \text{ N}$$

Le moment de flexion maximum est :

$$\begin{aligned} M_{fv\max} &= 306,65 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \\ &= 9,2 \text{ m}\cdot\text{N} \end{aligned}$$

Plan horizontal :Réactions :

$$R_A = R_B = \frac{1685}{2} = 842,5 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} M_{fh\max} &= 842,5 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \\ &= 27,56 \text{ m}\cdot\text{N} \end{aligned}$$

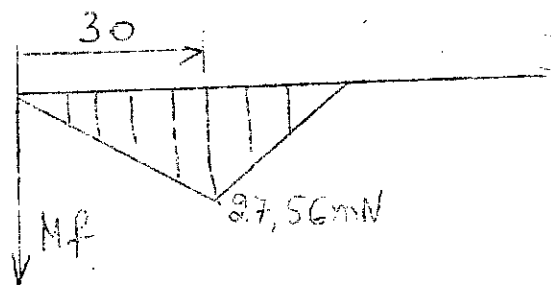
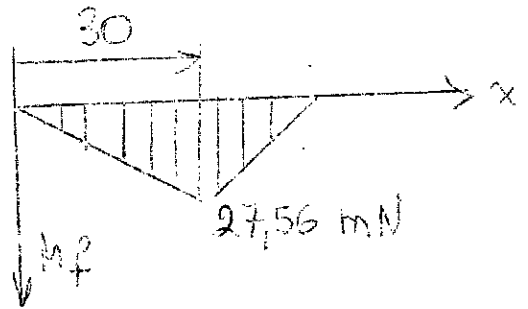
Diagramme :

Diagramme du moment de flexion:



Le moment de flexion résultant a pour valeur :

$$M_f = (M_{fv}^2 + M_{fh}^2)^{1/2}$$

$$= (27,56^2 + 9,2^2)^{1/2}$$

$$\underline{M_f = 28,58 \text{ mN}}$$

Le couple de torsion est égal au couple moteur.

$$\underline{M_t = 33,7 \text{ mN}}$$

Le moment idéal est exprimé par :

$$M_i = (M_f^2 + M_t^2)^{1/2}$$

$$= (28,58^2 + 33,7^2)^{1/2}$$

$$\underline{M_i = 47,66 \text{ mN}}$$

On doit avoir :

$$R_{pe} \geq \sigma$$

où

$$\sigma = \frac{M_i}{\frac{I}{v}} = \frac{M_i}{0,1d^3}$$

ce qui donne :

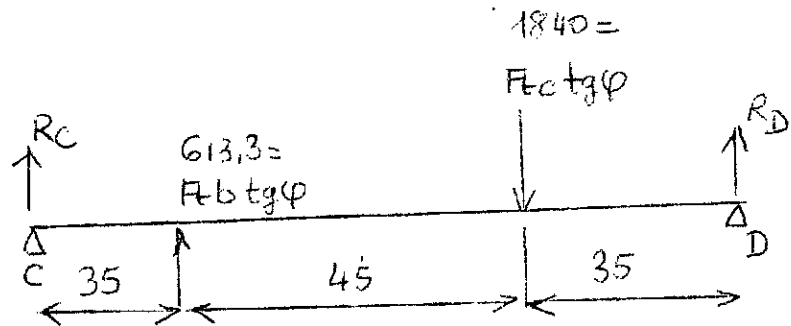
$$d \geq \left[ \frac{M_i}{0,1 R_{pe}} \right]^{1/3}$$

$$d \geq \left[ \frac{47,66 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 100} \right]^{1/3}$$

$$d \geq 16,93 \text{ mm}$$

On adopte un diamètre de 20 mm

Vu la forme de l'arbre, ce diamètre est largement suffisant.

ARBRE INTERMEDIAIRE IIPlan vertical:Réactions aux appuis:

L'équation de moment par rapport au point D donne:

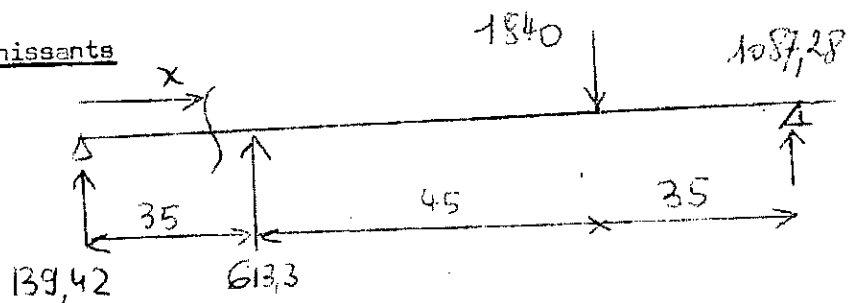
$$M/D = R_c (30 + 45 + 35) + 613,3(45 + 35) - 1840 \cdot 35 = 0$$

$$R_c = \frac{1840 \cdot 35 - 613,3 \cdot 80}{110} \quad R_c = \underline{139,42 \text{ N}}$$

L'équation de projection s'écrit:

$$R_c + 613,3 - 1840 + R_d = 0$$

$$R_d = 1840 - 613,3 - 139,42 \quad R_d = \underline{1087,28 \text{ N}}$$

Moments flechissants

$$x \in (0, 30)$$

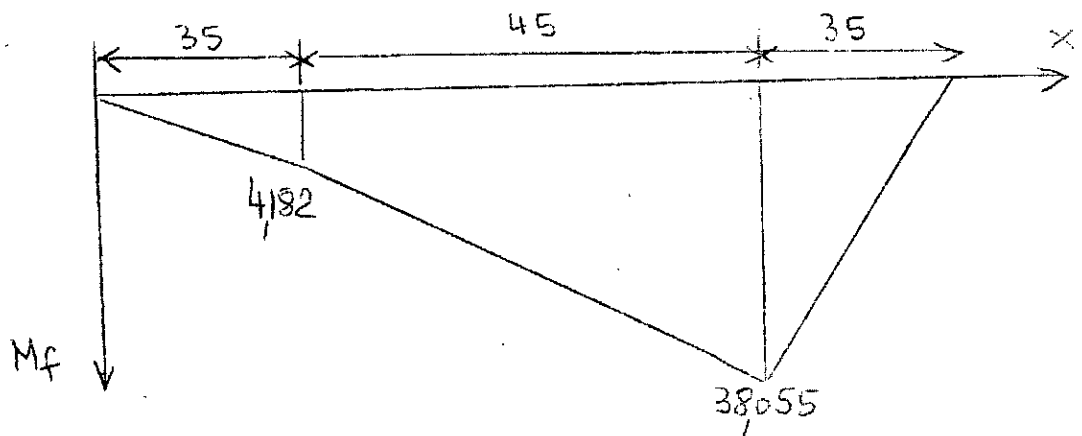
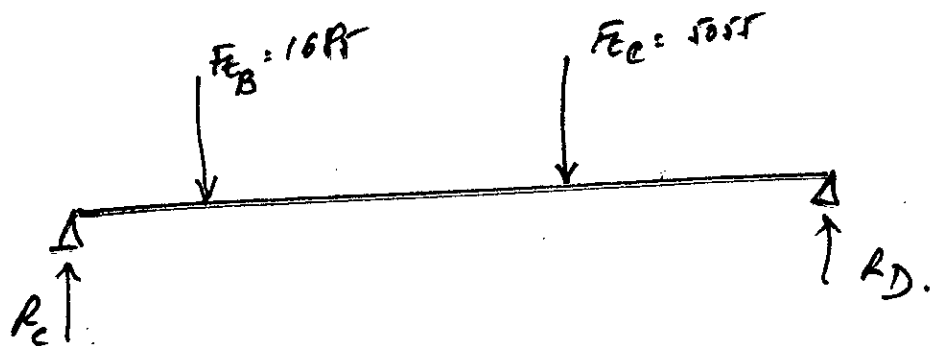
$$M_f = 139,42 x$$

$$M(30) = 139,42 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 4181 \text{ Nm}$$

$$x \in (30, 75)$$

$$M_f = 139,42x + 613,3(x - 30)$$

$$M(75) = 38,055 \text{ mN}$$

Diagramme des moments fléchissants:Plan horizontalRéactions aux appuis

$$M/D = R_c \cdot 110 - F_{tB} \cdot 80 - F_{tC} \cdot 35 = 0$$

$$R_c = \frac{F_{tC} \cdot 35 + F_{tB} \cdot 80}{110}$$

$$= \frac{5055 \cdot 35 + 1685 \cdot 80}{110}$$

$$R_c = 2833 \text{ N}$$

On tire  $R_d$  par une équation de projection des forces:

$$R_c - 1685 - 5055 + R_d = 0$$

$$R_d = 5055 + 1685 - 2833$$

$$R_d = 3907 \text{ N}$$



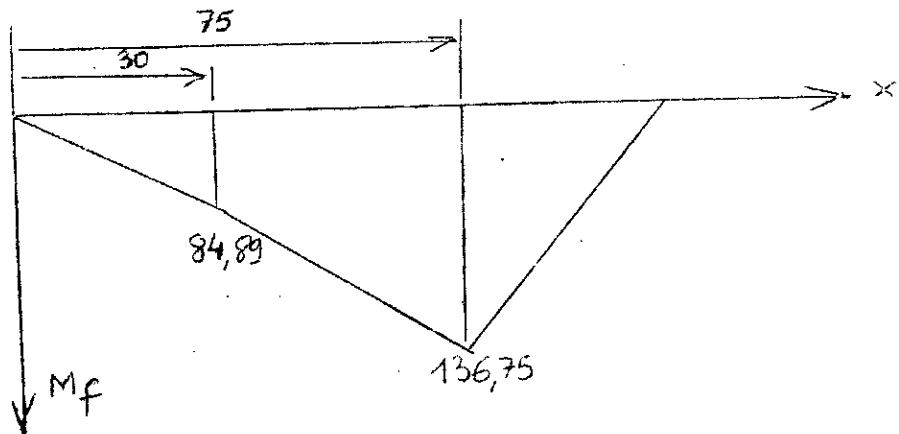
Moments fléchissants:

$$x \in (0, 30) \quad M_f = R_c \cdot X = 2833 \cdot X$$

$$\underline{M(30)} = 84,89 \text{ mN}$$

$$x \in (30, 75) \quad M_f = R_c \cdot X - 1685 (X - 30)$$

$$\underline{M(75)} = 136,65$$

Diagramme des moments fléchissants:

Le moment maximum est  $M_{fmax} = (M_{fvmax}^2 + M_{fhmax}^2)^{1/2}$

$$M_{fmax} = (136,75^2 + 38,055^2)^{1/2}$$

$$\underline{M_{fmax} = 141,85 \text{ mN}}$$

Le couple de torsion étant connu, on calcule le moment idéal :

$$M_i = (M_{fmax}^2 + M_t^2)^{1/2}$$

$$M_i = (141,85^2 + 101,1^2)^{1/2}$$

$$\underline{M_i = 174,2 \text{ mN}}$$

Diamètre de l'arbre intermédiaire:

$$D > \left( \frac{M_i}{0,1 R_{pe}} \right)^{1/3}$$

avec  $R_{pe} = 175 \text{ N/mm}^2$  on a  $\underline{d \geq 21,67 \text{ mm}}$

La condition de résistance est largement satisfaite car nous avons utilisé un pignon arbré. Le moment de flexion maximum est situé dans l'emplacement de ce pignon dont le diamètre de pied est de 34,3 mm. On adopte un diamètre  $d = 20$  mm sur les portées des roulements.

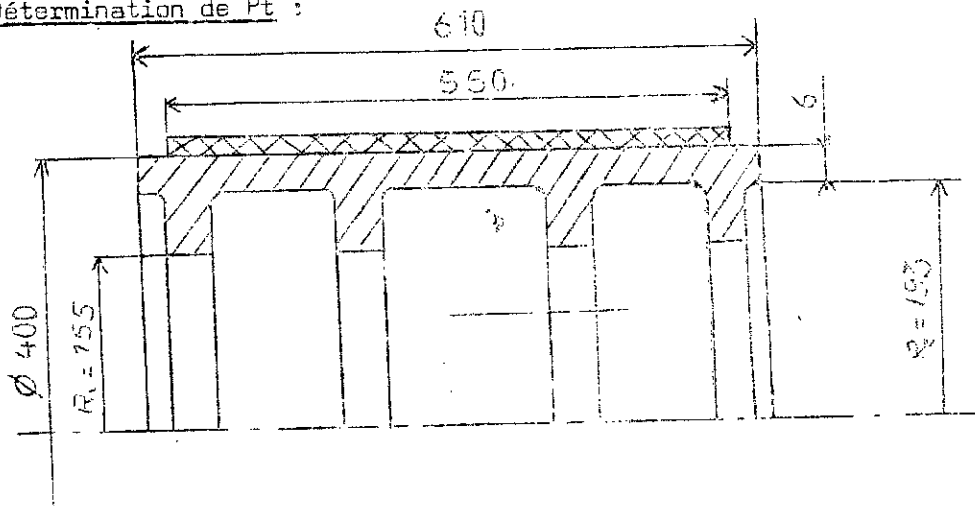
### CALCUL DES ROULEMENTS

#### Roulements supportant le tambour

Ils sont soumis aux efforts suivants:

- Tension de la bande:  $T$
- Poids du tambour:  $P_t$
- Poids du carter du réducteur:  $P_r$

Détermination de  $P_t$ :



Volume :

$$V = V_1 + V_2$$

$$V_1 = \pi D e L$$

$$= \pi \cdot 400 \cdot 6 \cdot 610$$

$$V_1 = 4,599 \text{ dm}^3$$

$$V_2 = \pi (R_e^2 - R_i^2) l \cdot 0.4$$

$$= \pi (193^2 - 155^2) \cdot 40$$

$$V_2 = 1,66 \text{ dm}^3$$

$$V = 4,599 + 1,66 = 6,26 \text{ dm}^3$$

Le poids correspondant est :

$$P_t = 7,8 \cdot V$$

$$= 7,8 \cdot 6,26$$

$$P_t = 48,83 \text{ kg}$$

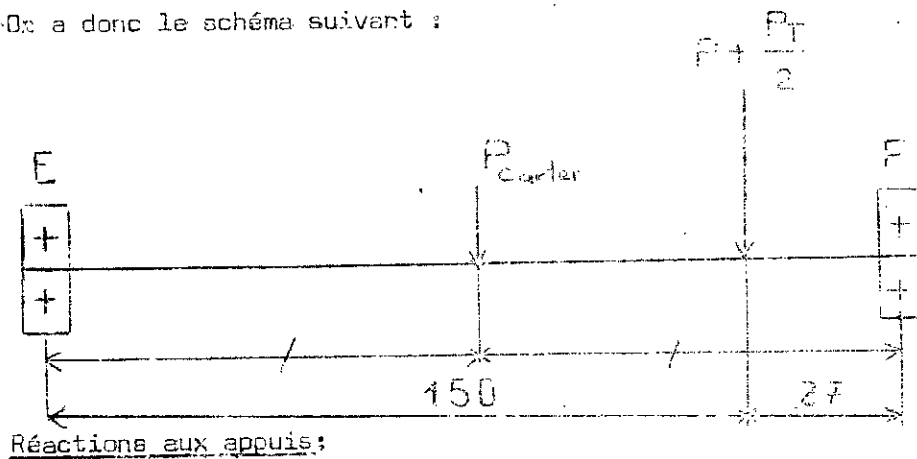
Donc les efforts sur les roulements sont :

$$T = 293,31 \text{ kg}$$

$$P_t = 48,83 \text{ kg}$$

$$P_r = 5 \text{ kg (environ)}$$

On a donc le schéma suivant :



$$R_F = \frac{150}{150+27} \left( T + \frac{P_t}{2} \right) + \frac{P_r}{2}$$

$$= \frac{150}{177} \left( 293,31 + \frac{48,83}{2} \right) + \frac{5}{2}$$

$$R_F = 266,8 \text{ daN}$$

de même on a :

$$R_E = \frac{27}{177} \left( 293,3 + \frac{48,83}{2} \right) + \frac{5}{2}$$

$$R_E = 51 \text{ kg} \quad \text{soit } 50 \text{ daN}$$

### Calcul du roulement E

Durée Lh : 8000 heures

Vitesse N : 100 t/mn

Pour des roulements radiaux, Lh et N donnent un rapport de charge

de valeur  $\frac{C}{P} = 3,7$ , avec :

C : capacité dynamique du roulement en daN

P : charge dynamique équivalente en daN

Comme les efforts axiaux sont nuls on a  $F_a = 0$  dans la formule :

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

où X = coefficient de capacité radiale qui vaut 1

si  $F_a = 0$

Y : coefficient de capacité axiale

Il reste donc :

$$P = F_r = 50 \text{ daN}$$

$$C = 3,7 \cdot 50 = 185 \text{ daN}$$

Pour des raisons de montage on utilise le roulement Ø 98 BC 10

qui a une capacité de 4500 daN.

### Calcul du roulement F

$$C = 3,7 \cdot R_F = 3,7 \cdot 266,8 = \underline{987,16 \text{ daN}}$$

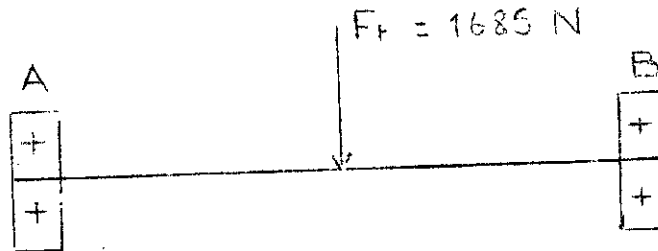
Le diamètre de l'arbre étant de 50 mm, on monte le roulement

Ø 50 BC 10 Qui a une capacité C = 1660 daN.

Roulements A ET B de l'arbre d'entrée

Efforts sur les Paliers:

Plan horizontal:



$$R_{Ah} = R_{Bh} = \frac{F_t}{2} = \frac{1685}{2} = \underline{842,5 \text{ N}}$$

Dans le plan vertical il suffit de multiplier le résultat précédent par  $Tg 20^\circ$ , soit :

$$R_{Av} = R_{Bv} = 842,5 \cdot 0,364 = \underline{306,6 \text{ N}}$$

Les efforts radiaux résultants en A et B seront respectivement :

$$F_{RA} = (R_{Ah}^2 + R_{Av}^2)^{\frac{1}{2}} = (842,5^2 + 306,6^2)^{\frac{1}{2}} \quad F_{RA} = \underline{896,55 \text{ N}}$$

$$F_{RB} = F_{RA} = 896,55 \text{ N}$$

Durée : 8000 heures

Vitesse : 1460 t/mn

Ce qui donne  $\frac{C}{P} = 9$

d'où  $C = 9 \cdot P = 9 \cdot 896,55 = 8068,95 \quad C = \underline{807 \text{ daN}}$

Le diamètre de l'arbre étant de 20mm, on montera le roulement

Ø 20 BC 02.

Pour des raisons de montage on mettra dans le palier A le roulement

Ø 20 BC 03

Roulements C et D de l'arbre intermédiaire

$$F_{RC} = (R_{Cv}^2 + R_{Ch}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$= (139,42^2 + 2833^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$F_{RC} = 2836 \text{ N}$$

$$F_{RD} = (R_{Dv}^2 + R_{Dh}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$= (1087,28^2 + 3907^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$F_{RD} = 4055,5 \text{ N}$$

Durée : 8000 heures

Vitesse : 486,6 t/mn

d'où

$$\frac{C}{P} = 6,3$$

Roulement C :

$$C = 6,3 \cdot F_{RC} = 6,3 \cdot 2836 = 17866,8 \text{ N}$$

Avec une capacité de 1786,7 daN on prend le Ø 20 BC 04

Roulement D :

$$C = 6,3 \cdot F_{RD} = 6,3 \cdot 4055,5 = 25549,65 \text{ N}$$

Cette capacité correspond au roulement Ø 25 BC 04.

Son diamètre extérieur est de 80 mm, ce qui donne un palier encombrant et peu résistant. On utilise donc un roulement à rouleaux cylindriques puisque les efforts axiaux sont inexistantes.

Le rapport de charge vaut :

$$\frac{C}{P} = 5,2$$

$$C = 5,2 \cdot 4055,5$$

$$C = 21089,6 \text{ N}$$

$$\text{soit } C = 2109 \text{ daN}$$

On montera le roulement N° 304 E SKF.

Sa capacité dynamique est de 2800 daN.

NOTICE DE MONTAGE DE LA TETE DE COMMANDE

Le tambour d'entraînement renferme une construction assez compacte. Le respect d'une mise en place ordonnée des pièces constitutives est exigé pour le montage délicat du réducteur .

L'opérateur est donc tenu de suivre l'ordre suivant :

- 1°- Montage des roulements 17 et 43 avec circlips sur l'arbre 14.
- 2°- Montage de l'arbre 14 dans le carter intérieur 15.
- 3°- Mise en place du circlips sur le carter intérieur 15.
- 4°- Montage de la clavette 40 et de la roue 41 sur l'arbre 42.
- 5°- Montage des roulements 39 et 44 sur 42.
- 6°- Montage des deux circlips 5 sur l'arbre intermédiaire 42.
- 7°- Mise en place des deux circlips 4 dans le carter intérieur 15
- 8°- Pose libre de la couronne 3 sur le pignon de l'arbre 42
- 9°- Montage du roulement 7 dans le couvercle 10.
- 10°- Introduire tout l'ensemble précédent dans le carter extérieur 2.
- 11°- Bloquer la couronne 3
- 12°- Mettre en place le roulement 7 dans le couvercle 10.
- 13°- Centrer le couvercle 10 sur 2.
- 14°- Mettre en place le circlips du roulement 7.
- 15°- Visser le couvercle 6 sur 10.
- 16°- Monter le joint 21 ensuite le roulement 16 et son circlips dans 20 et visser sur 2
- 17°- Emmancher à fond la bague 37 sur le carter 15.
- 18°- Placer le manchon 19.
- 19°- Visser 45 en approchant progressivement le moteur.

- 20°- Mettre tout l'ensemble précédent en position verticale et glisser le tambour puis visser 12 sur 1.
- 21°- Monter la partie gauche qui ne présente aucune difficulté, sans toutefois oublier la roue à rocher
- 22°- Placer le tambour à l'intérieur de la bande , et le faire glisser dans les rainures des plaques 25
- 23°- Terminer le montage en bloquant 9 et 30.



CHAPITRE IIIICALCUL DE LA CHARPENTE

CALCUL DE LA CHARPENTEDonnées :

Poids du tambour de pied	60 kg
Poids du tambour de tête	110 kg
Poids d'un train de rouleaux porteurs	11,37 kg
Poids d'un rouleau retour	11,07 kg
Poids d'un UAP 80	8,38 kg/ m
Poids d'un UAP 80 par barre	6,62 kg
Poids d'un UAP 130	13,7 kg/ m

Charge sur un train de rouleaux porteurs:

Elle est exprimée par la relation :

$$P = e \left( p + \frac{C}{3,6 V} \right)$$

avec

e : espacement des rouleaux , en m

p : poids linéaire de la courroie, en kg/m

C : débit de matière , en T/h

V : vitesse de la courroie , en m/s

$$P = 0,9 \left( 5 + \frac{200}{3,6 \cdot 2} \right)$$

$$P = 29,5 \text{ kg}$$

Poids d'un train porteur avec barre de support

et traverse

$$P_t = 11,37 + 6,62 + 29,5 + 13,7 = 72,15 \text{ kg}$$

Poids sur la barre support

Elle est égale à la moitié du poids calculé précédemment, soit

$$P_b = \frac{72,15}{2} = 36,08 \text{ kg}$$

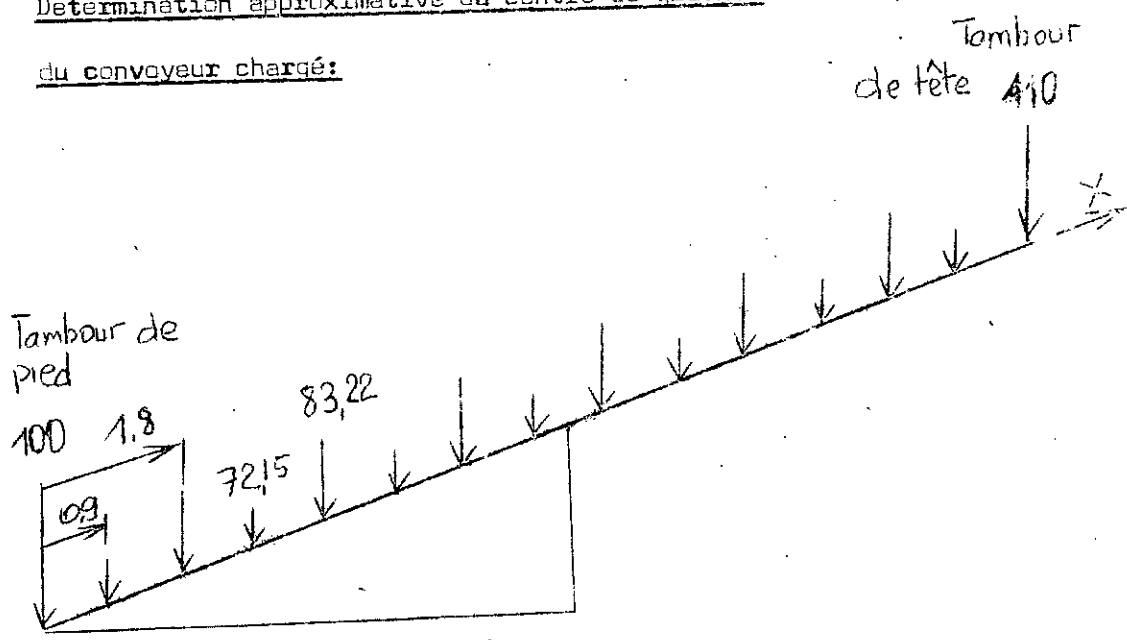
Poids d'un train comportant un rouleau retour

$$P_{tr} = P_t + 11,07$$
$$= 72,15 + 11,07 = 83,22 \text{ kg}$$

Poids sur la barre support correspondante

$$P_{b'} = \frac{83,22}{2} = 41,61 \text{ kg}$$

Determination approximative du centre de gravité du convoyeur chargé:



L'abscisse  $X_G$  du centre de gravité est donné par:

$$X_G = \frac{\sum X_i \cdot M_i}{\sum M_i}$$

où  $X_i$  est l'abscisse de la charge  $M_i$

$$\begin{aligned} \sum X_i \cdot M_i &= 72,15 \cdot 0,9 (1 + 3 + 5 + 7 + 9 + 11 + 13) + \\ &+ 83,22 \cdot 1,8 (1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6) + 110 \cdot 12,5 \\ &= 7702,53 \text{ kg}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\sum M_i = 72,15 \cdot 7 + 83,22 \cdot 6 + 110 + 100 = 1214,37 \text{ kg}$$

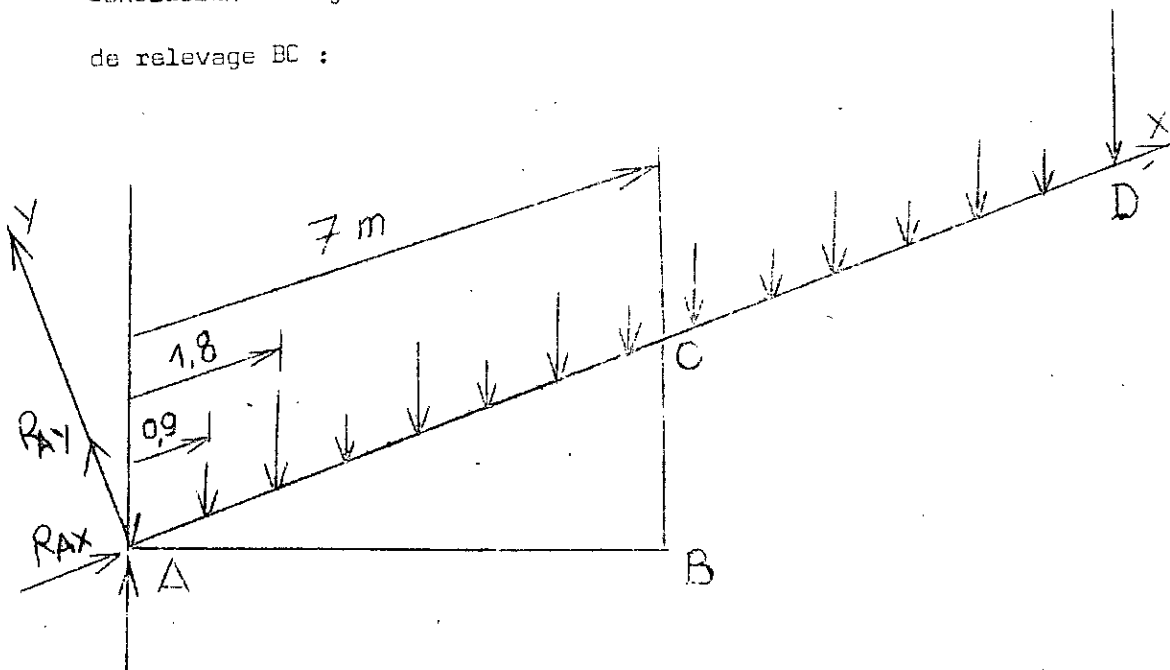
$$X_G = \frac{7702,53}{1214,37} = 6,34 \text{ m}$$

distance mesurée suivant la direction OX.

En position haute le centre de gravité se verra déplacé vers le tambour de pied. Le problème de stabilité ne se pose donc pas.

#### CALCUL DE LA POUTRE ACD

Considérons le système constitué des poutres ACD, AB et du bras de relevage BC :



Isolons la poutre ACD.

Elle est soumise :

- A des charges régulièrement réparties de distance 0,9 m
- L'action de contact en C due au bras de relevage
- L'action de contact en A due à l'articulation

L'action en C est normale à la poutre .

La réaction en A a une direction quelconque , donc elle admet deux composantes  $R_{AX}$  et  $R_{AY}$  .

L'équation de moment par rapport au point A donne :

En position haute :

$$\sum M^t/A = \cos 30^\circ ( \sum X_i \cdot M_i + \frac{110}{2} \cdot 12,5 ) - 7 R_C = 0$$

La construction étant symétrique , c'est à dire qu' on a deux poutres ACD , deux bras de relevage BC et deux poutres AB.

Il faut donc prendre la moitié de chaque charge. On aura alors:

$$\begin{aligned} \cos 30^\circ ( \sum X_i \cdot M_i + 12,5 \cdot 55 ) &= \cos 30^\circ ( \frac{72,15}{2} \cdot 0,9 ( 1+3+5+7+9+11+13 ) + \\ &+ 83,22 \cdot 1,8 ( 1+2+3+4+5+6 ) + 55 \cdot 12,5 \\ &= 3335,48 \text{ kg} \end{aligned}$$

d'où

$$\begin{aligned} R_C &= \frac{\cos 30^\circ ( \sum X_i \cdot M_i + 55 \cdot 12,5 )}{7} \\ &= \frac{3335,48}{7} \qquad R_C = \underline{476,49 \text{ kg}} \end{aligned}$$

Calcul de  $R_{AY}$  :

$$\sum \text{Proj}/Y = R_{AY} + R_C - \sum M_i \cos 30^\circ = 0$$

$$R_{AY} = \sum M_i \cos 30^\circ - R_C$$

$$= \cos 30^\circ ( 50 + 55 + 7 \cdot 36,08 + 6 \cdot 41,61 ) - 476,49$$

50 représente le poids du tambour de pied s'appliquant sur la poutre  
( le poids total du tambour est 800 kg ).

$$\underline{R_{AY} = 49,38 \text{ kg}}$$

$$\sum \text{Proj}/X = R_{AX} - 607,22 \sin 30^\circ = 0$$

$$R_{AX} = 607,22 \sin 30^\circ$$

$$\underline{R_{AX} = 303,6 \text{ kg}}$$

Moment de flexion maximum en position haute

Considérons la poutre ACD avec les efforts appliqués:

Poids du tambour de tête projeté :  $\frac{100}{2} \cos 30^\circ = 43,3 \text{ kg}$   
Pied

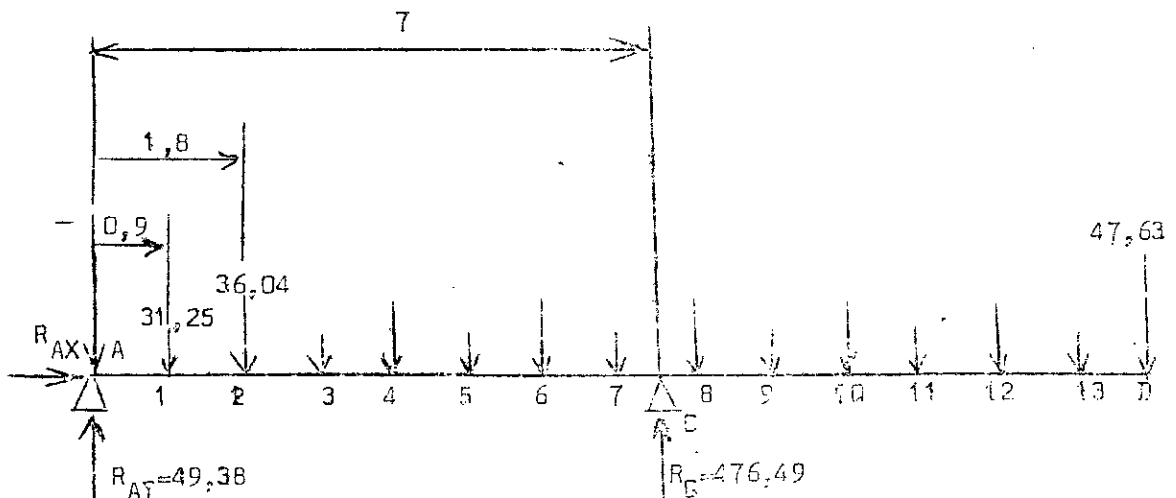
Poids du tambour de tête projeté :  $\frac{110}{2} \cos 30^\circ = 47,63 \text{ kg}$

Poids d'un train porteur chargé avec support et traverse:

$$\frac{83,22}{2} \cos 30^\circ = 36,04 \text{ kg}$$

Poids d'un train porteur et retour avec support et traverse :

$$\frac{72,11}{2} \cos 30^\circ = 31,25 \text{ kg}$$



$$M_1 = (49,38 - 43,3) \cdot 0,9 = +5,47 \text{ kg.m}$$

$$M_2 = 6,08 \cdot 1,8 - 31,25 \cdot 0,9 = -17,13$$

$$M_3 = 6,08 \cdot 2,7 - 31,25 \cdot 1,8 - 36,04 \cdot 0,9 = -72,32$$

$$M_4 = 6,08 \cdot 3,6 - 31,25 \cdot (2,7 + 0,9) - 36,04 \cdot 1,8 = -155,56$$

$$M_5 = 6,08 \cdot 4,5 - 31,25 \cdot (3,6 + 1,8) - 36,04 \cdot (2,7 + 0,9) = -271,22$$

$$M_6 = 6,08 \cdot 5,4 - 31,25 \cdot (4,5 + 2,7 + 0,9) - 36,04 \cdot (3,6 + 1,8) \\ = -414,9$$

$$M_7 = 6,08 \cdot 6,3 - 31,25 \cdot (5,4 + 3,6 + 1,8) - 36,04 \cdot (4,5 + 2,7 + 0,9) \\ = -591,12$$

$$M_C = 7,6,08 - 31,25 \cdot (4,7 - 0,9 - 2,7 - 4,5 - 6,3) - \\ - 36,04 \cdot (3,7 - 1,8 - 3,6 - 5,4)$$

$$M_C = -750$$

$$M_8 = -704,94$$

$$M_9 = -512,8$$

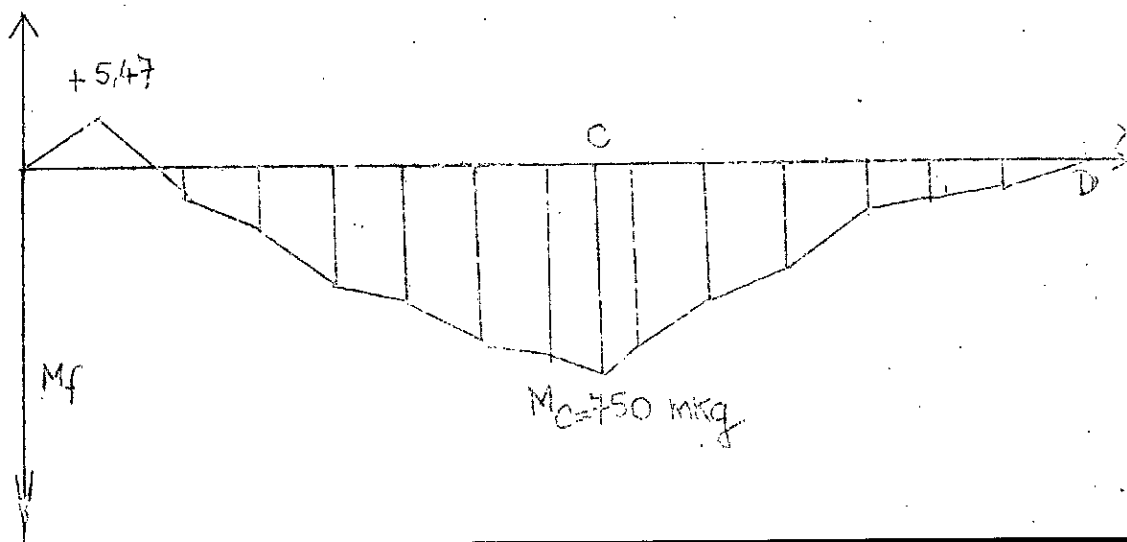
$$M_{10} = -348,8$$

$$M_{11} = -217,3$$

$$M_{12} = -113,8$$

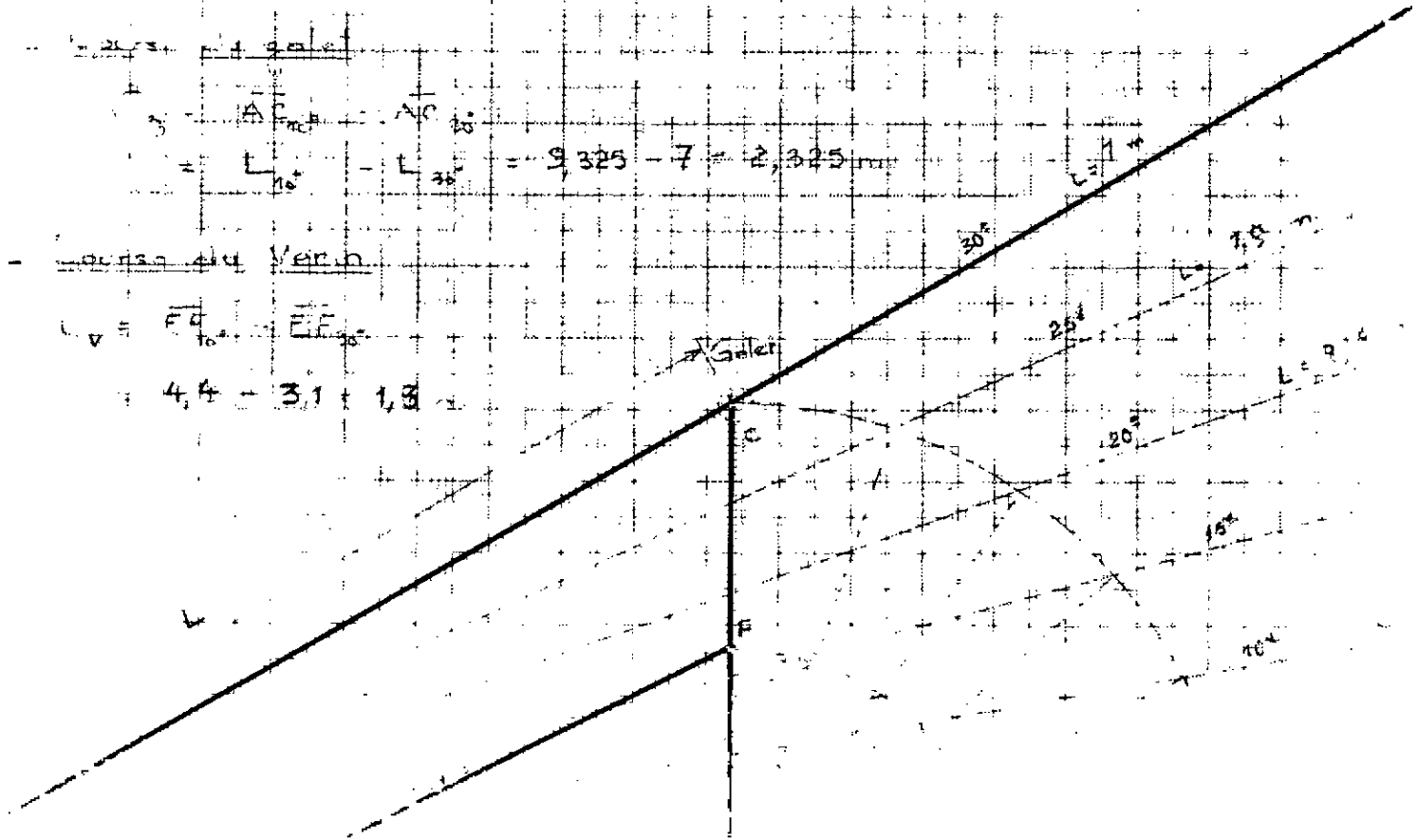
$$M_{13} = -42,87$$

Diagramme du moment de flexion:



... ..

... ..





Pour calculer les actions de contacts en position basse, il faut déterminer la course du galet.

### DETERMINATION DE LA COURSE DU GALET

Le bras de commande étant de longueur constante, le lieu géométrique de l'axe du galet est un cercle de rayon  $R = 7 \sin 30^\circ = 3,5 \text{ m}$

La construction annexe donne sa position pour différents angles d'inclinaison du convoyeur.

En pratique le transporteur n'est pas utilisé en position horizontale, pour cela on limite l'angle minimum à  $10^\circ$ .

Pour  $10^\circ$   $L = 9,325 \text{ m}$

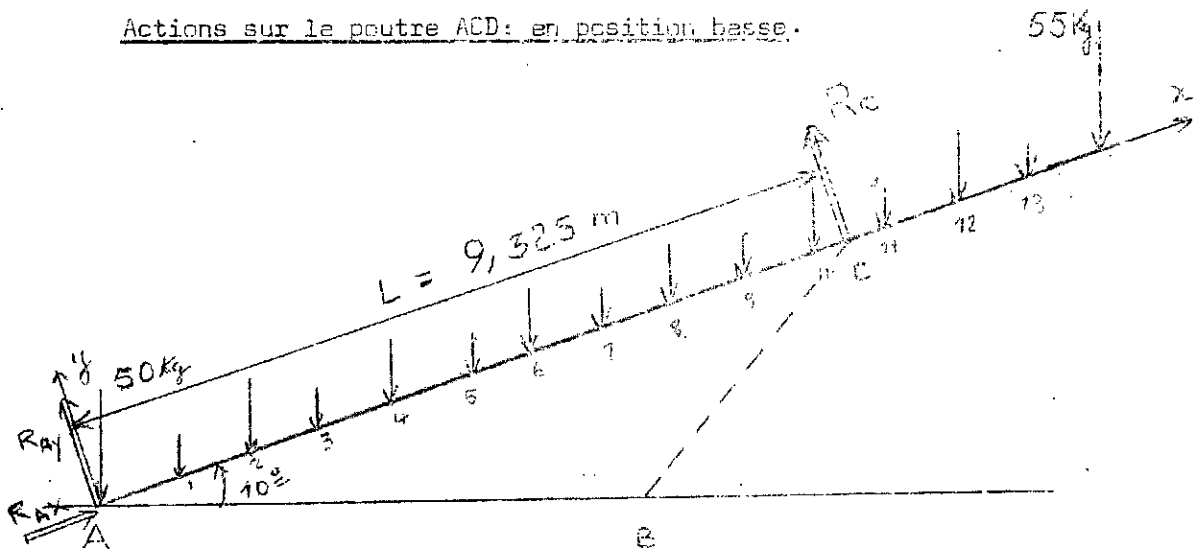
Pour  $30^\circ$   $L = 7 \text{ m}$

$L$  : Longueur entre axes tambour de pied - galet

La course du galet est :

$$C = \Delta L = L - L' = 9,325 - 7 = 2,325 \text{ m}$$

Actions sur le pontre ACD: en position basse.



Le calcul est le même que le précédent, on a :

$$\sum M^t/A = M_i \cdot X_i \cos 10^\circ - L \cdot R_C = 0$$

$$R_C = \frac{M_i \cdot X_i \cos 10^\circ}{L}$$

$$= \frac{3851 \cos 10^\circ}{9,325}$$

$$\underline{R_C = 406,75 \text{ kg}}$$

L'équation de projections des forces sur l'axe Y donne :

$$\sum \text{Proj}/Y = R_{AY} + R_C - M_i \cdot \cos 10^\circ = 0$$

$$R_{AY} = M_i \cdot \cos 10^\circ - R_C$$

$$= 607,22 \cdot \cos 10^\circ - 406,75$$

$$\underline{R_{AY} = 191,24 \text{ kg}}$$

De même sur l'axe X :

$$\sum \text{Proj}/X = -M_i \cdot \sin 10^\circ + R_{AX} = 0$$

$$R_{AX} = \sin 10^\circ \cdot 607,22$$

$$\underline{R_{AX} = 105,44 \text{ kg}}$$

Moment de flexion maximum de la poutre ACD

en position basse :

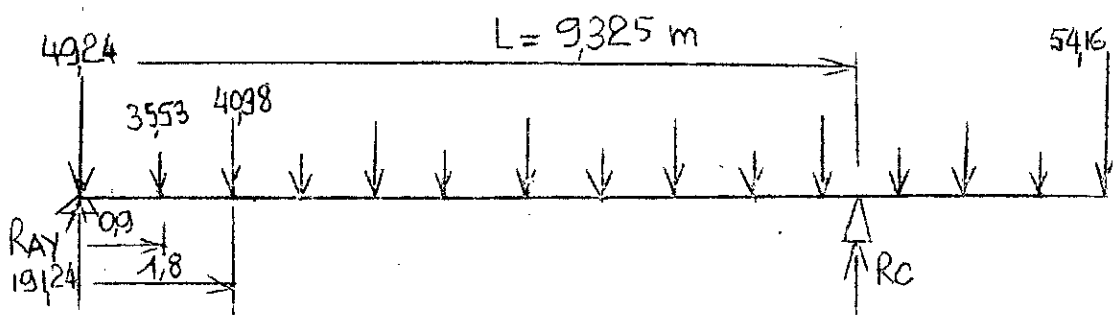
$$36,08 \cos 10 = 35,53$$

$$41,61 \cos 10 = 40,98$$

$$55 \cos 10^\circ = 54,16$$

$$50 \cos 10^\circ = 49,24$$

On a donc la poutre ACD avec les efforts :



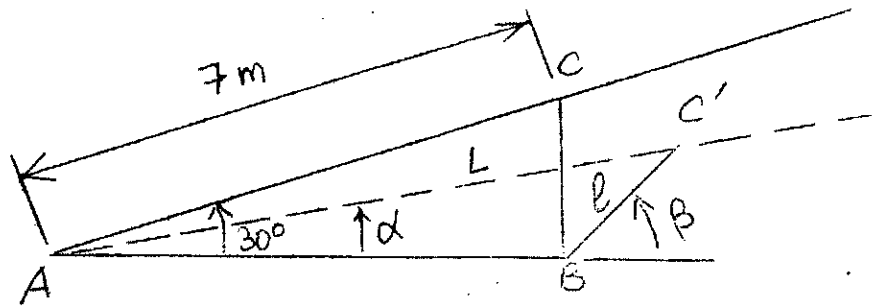
Le moment maximum est évidemment au point C et a pour valeur:

$$M_C = (191,24 - 49,24)9,325 - 95,53(5,9,325 - 0,9 - 2,7 - 4,5 - 6,3 - 8,3) - 40,98(9,325 \cdot 5 - 1,8 - 3,6 - 5,4 - 7,2 - 9)$$

$$\underline{M_C = - 337,25 \text{ kgm}}$$

### EFFORT DE TRACTION A EXERCER PAR LE VERIN

Il est variable avec l'inclinaison du convoyeur, donc avec la longueur L :



L'étude du mouvement de relevage permet d'écrire:

$$\begin{cases} L \cdot \cos \alpha = 7 \cdot \cos 30^\circ + 1 \cdot \cos \beta \\ 1 = 7 \cdot \sin 30^\circ = 3,5 \text{ m} \end{cases}$$

d'où 
$$\cos \beta = \frac{L \cos \alpha - 7 \cos 30^\circ}{3,5}$$

Ce qui donne l'angle  $\beta$  pour différentes inclinaison du transporteur:

L en m	9,325	9	8,55	7,9	7
$\alpha$ en °	10	15	20	25	30
$\beta$ en °	26,8	41,2	55,6	71,7	90

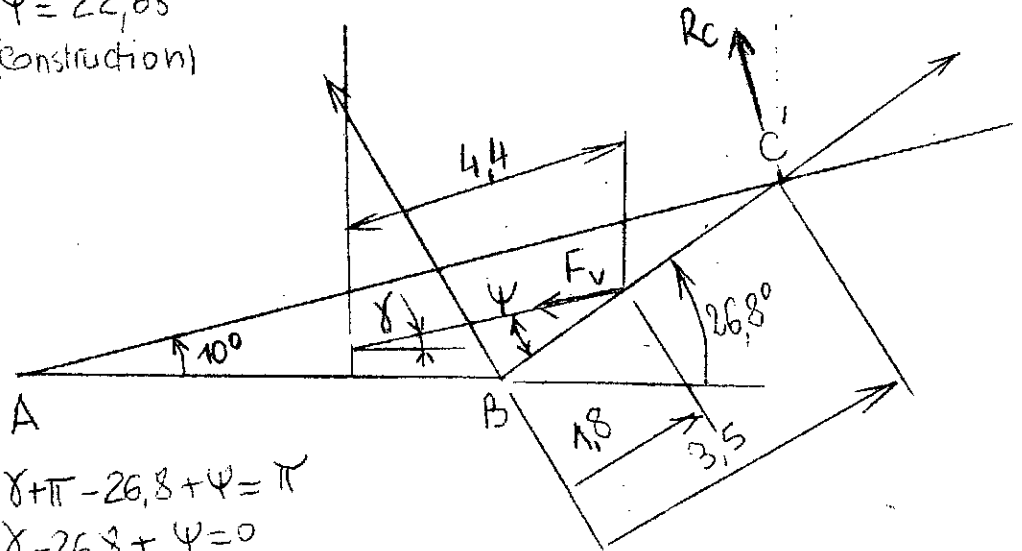
Ce tableau facilitera le calcul de l'effort sur le bras de relevage.

EFFORTS SUR LE BRAS DE RELEVAGE1° Position basse:

Considérons la disposition suivante:

$$\Psi = 22,68^\circ$$

(Construction)



$$\delta + \pi - 26,8 + \Psi = \pi$$

$$\delta - 26,8 + \Psi = 0$$

$$\delta = 26,8 - \Psi = 26,8 - 22,68 = 4,12^\circ$$

$$10 + \pi - \epsilon + \Psi = \pi \Rightarrow \epsilon = 16,8^\circ$$

Si on appelle  $F_V$  l'effort exercé par le vérin on a l'équation de moments par rapport au point B :

$$\sum M_{k/B} = 1,8 F_V \sin \Psi - 3,5 R_C \cos \epsilon = 0$$

$$F_V = \frac{3,5 R_C \cos \epsilon}{1,8 \sin \Psi}$$

$$F_V = \underline{\underline{1963,64 \text{ kg}}}$$

$$\sum \text{Proj}/X = R_{BX} - F_V \cos \Psi - R_C \sin \epsilon = 0$$

$$R_{BX} = 1963,64 \cos 22,68^\circ + 406,75 \sin 16,8$$

$$R_{BX} = \underline{\underline{1929,3 \text{ kg}}}$$

$$\sum \text{Proj}/Y = F_V \sin \Psi - R_C \cos 16,8^\circ + R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = -757,15 + 406,75 \cos 16,8$$

$$R_{BY} = \underline{\underline{-367,75 \text{ kg}}}$$

Les forces appliquées sont représentées sur le schéma suivant :

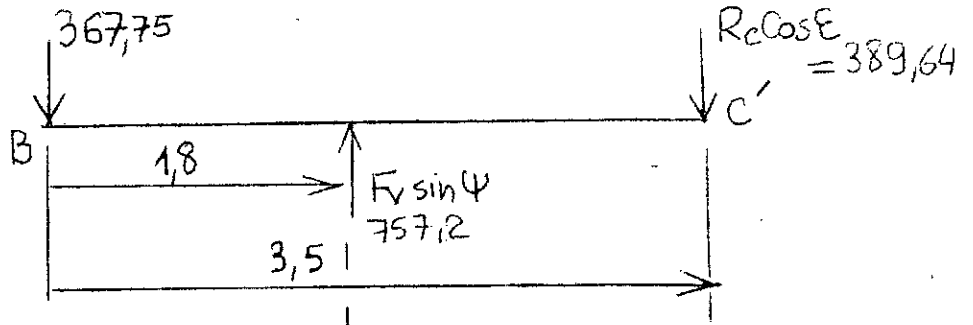
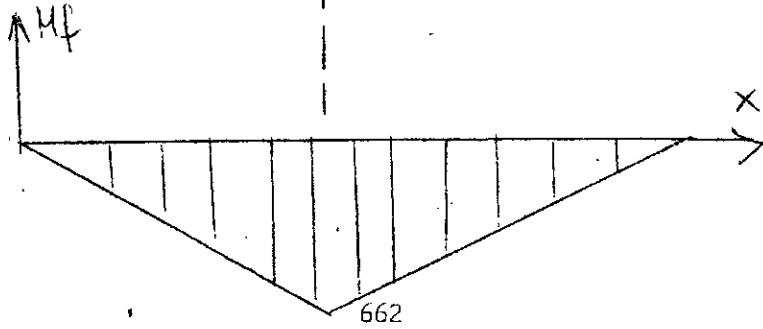


Diagramme des moments fléchissants:



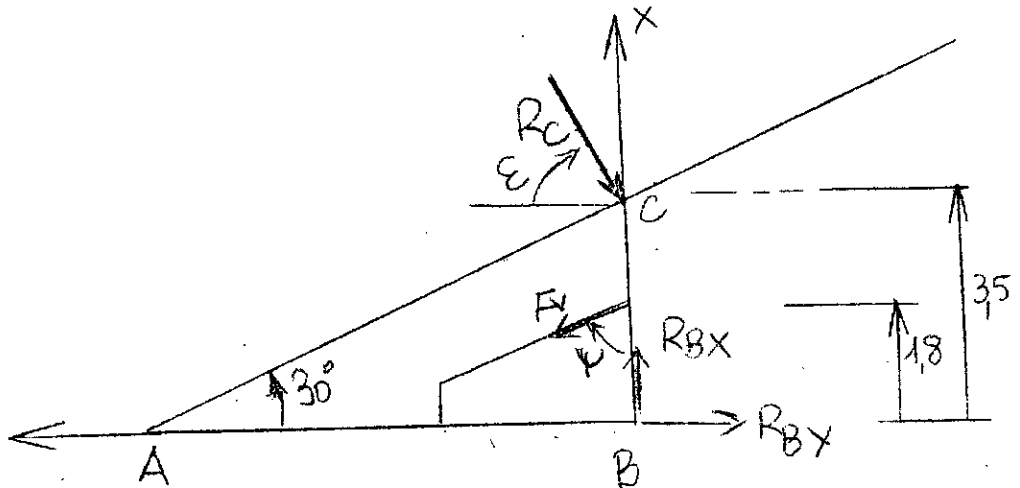
Le moment maximum est  $m = 367,75 \cdot 1,8$

soit  $M = 662 \text{ m.kg}$

2° Position haute

$$E = 60^\circ$$

$$\psi = 63,4^\circ$$



L'équilibre de la barre BC isolée donne:

$$\sum M^t/B = R_C \cdot 3,5 \cos 60^\circ - 1,8 F_V \sin 60^\circ = 0$$

$$F_V = \frac{476,49 \cdot 3,5 \cdot \cos 60^\circ}{1,8 \cdot \sin 63,43^\circ}$$

$$\underline{F_V = 517,95 \text{ kg}}$$

$$\sum \text{PROJ}/X = R_{BX} - F_V \cos 63,43^\circ - R_C \sin 60^\circ = 0$$

$$R_{BX} = 517,95 \cos 63,43^\circ + 476,49 \sin 60^\circ$$

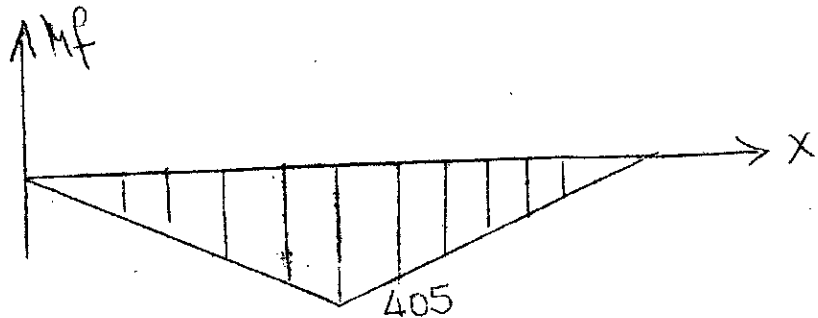
$$\underline{R_{BX} = 644,33 \text{ kg}}$$

$$\sum \text{PROJ}/Y = R_{BY} - F_V \sin 63,43^\circ - R_C \cos 60^\circ = 0$$

$$R_{BY} = 476,49 \cos 60^\circ - 517,95 \sin 63,43^\circ$$

$$\underline{R_{BY} = -225 \text{ kg}}$$

D'où le diagramme des moments fléchissants:

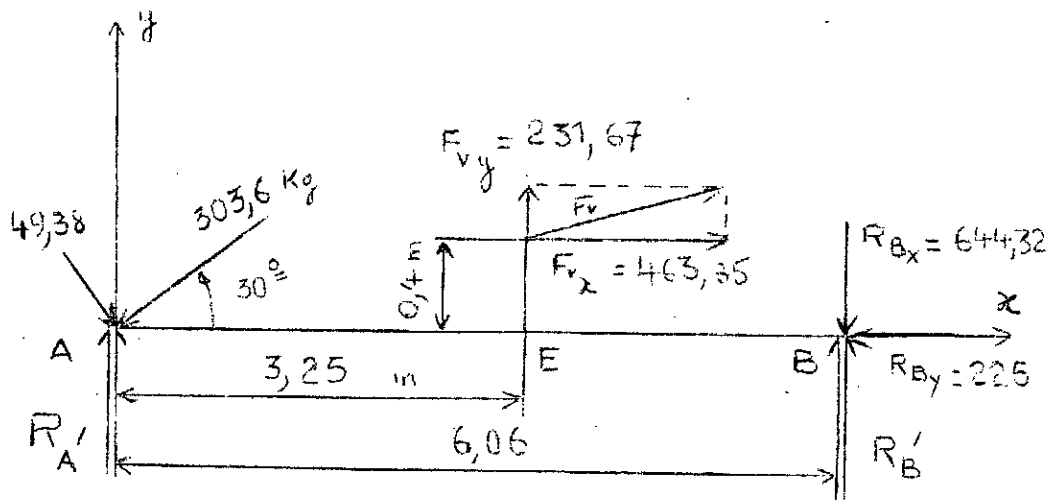


Le moment maximum vaut  $M_{\max} = 225 \cdot 1,8 = \underline{405 \text{ m.kg}}$

### EFFORTS SUR LA POUTRE AB

#### 1° Position haute

Il suffit de reprendre les efforts calculés pour les poutres ACD et BC. On aura donc le schéma suivant :



Les réactions en A et B sur la poutre AB sont verticales.

L'équation de moments par rapport au point A donne:

$$\sum M^t/A = 3,25 F_{vy} + 0,4 F_{vx} + 6,06 (R'_{Bx} - R'_A) = 0$$

$$R'_B = \frac{3,25 \cdot 231,67 + 0,4 \cdot 463,25 + 6,06 \cdot 644,32}{6,06}$$

$$\underline{R'_B = 550,65 \text{ kg}}$$

$$\sum M^t/B = F_{vy} (6,06 - 3,25) + F_{vx} \cdot 0,4 + R'_A \cdot 6,06 = 0$$

$$6,06 R'_A = -231,67 (6,06 - 3,25) - 463,25 \cdot 0,4 + 49,38 \cos 30^\circ \cdot 6,06 + 303,6 \sin 30^\circ \cdot 6,06$$

$$R'_A = \frac{342,8}{6,06}$$

$$\underline{R'_A = 56,56 \text{ kg}}$$

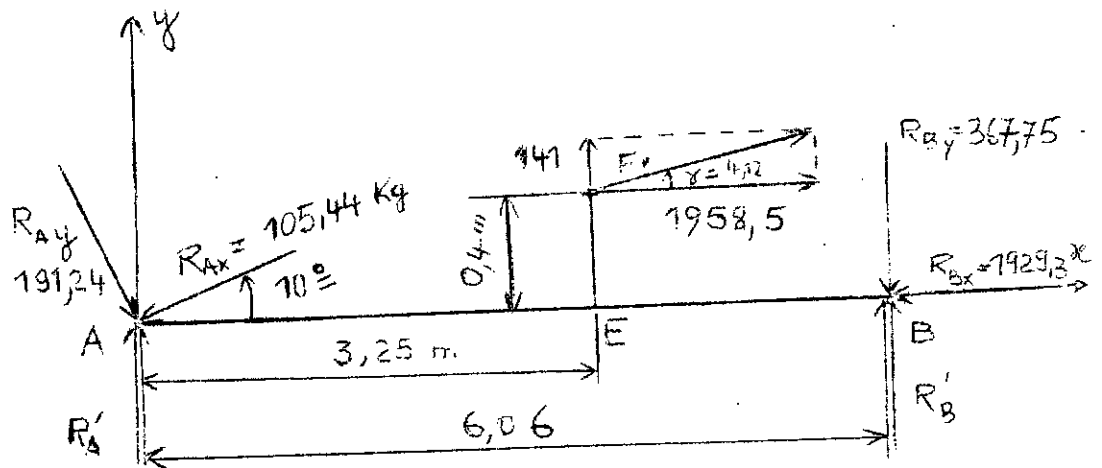
### 2° Position basse

$$R_{AY} = 191,24 \text{ kg}$$

$$R_{AX} = 105,44$$

$$F_V = 1963,64$$

$$R_{BY} = 300,75$$



L'équation de moments par rapport à A s'écrit:

$$\sum \curvearrowright M^t/A = -3,25 F_{VY} + 0,4 F_{VX} + R_{BY} \cdot 6,06 - R'_B = 0$$

$$6,06 R'_B = -3,25 F_V \sin 4,12^\circ + 0,4 F_V \cos 4,12^\circ + 6,06 R_{BY}$$

$$\underline{R'_B = 421,35 \text{ kg}}$$

$$R'_A = 191,24 \cos 10^\circ + 105,44 \sin 10^\circ + 367,75 - 141 - 421,35$$

$$\underline{R'_A = 28,3 \text{ kg}}$$

### Moments de flexion de la barre AB

Au point E la force  $F_V$  crée un moment concentré.

$$X \in (0, 3,25) \quad M(X) = -R_{AY} \cos 10^\circ \cdot X - R_{AX} \sin 10^\circ \cdot X + R'_A \cdot X$$

$$M(3,25) = (28,3 - 191,24 \cos 10^\circ - 105,44 \sin 10^\circ) \cdot 3,25$$

$$= -178,34 \text{ kg.m}$$

En ajoutant le moment concentré on obtient:

$$M(3,25+) = -178,34 + 0,4 \cdot 1958,5 = +605,06$$

Le moment maximum en position basse a pour valeur:

$$M_{\max} = 605,06 + 178,34 = \underline{783,4 \text{ m.kg}}$$



En position haute on a :

$$X \in (0, 3,25) \quad M(X) = (R'_A - 49,38 \cos 30^\circ - 303,6 \sin 30^\circ) \cdot X$$

$$M(3,25) = (56,56 - 49,38 \cos 30^\circ - 303,6 \sin 30^\circ) 3,25$$

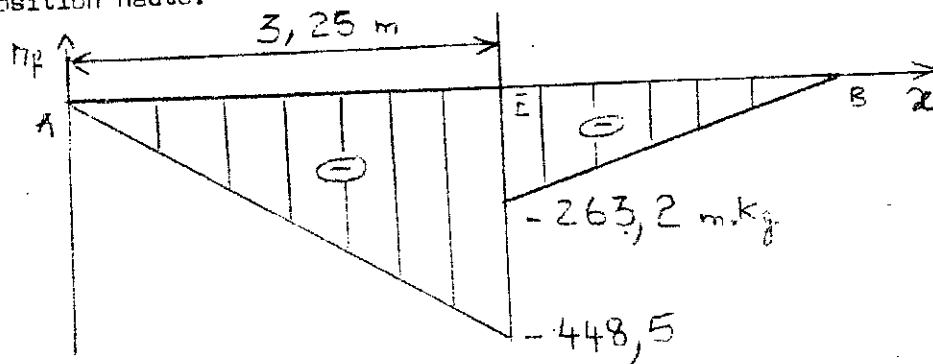
$$\text{soit } \underline{M_{\max} = -448,5 \text{ m.kg}}$$

En ajoutant le moment concentré dû à  $F_V$  on a :

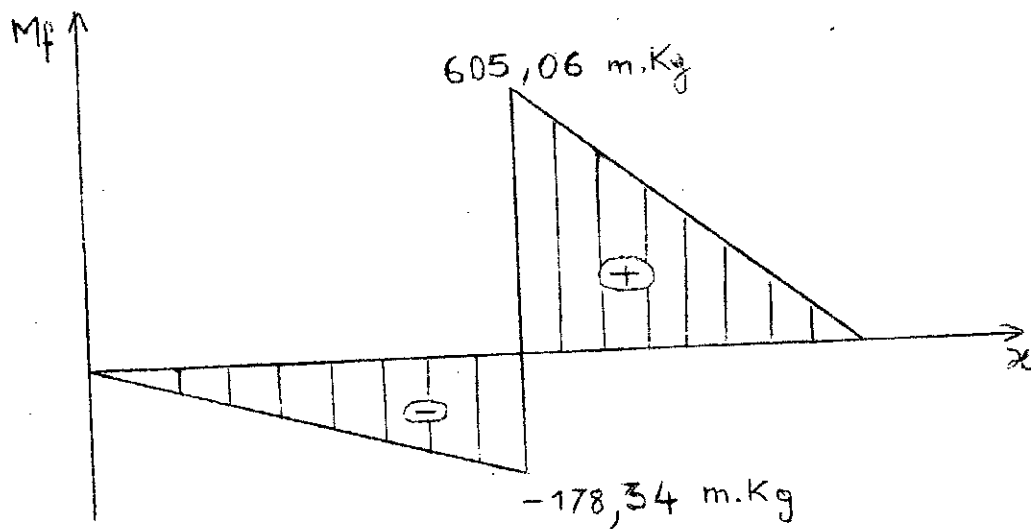
$$M(3,25) = -448,5 + 0,4 \cdot 463,25 = -263,2 \text{ m.kg}$$

D'où les diagrammes :

Position haute:



Position basse:



## DIMENSIONNEMENT DE LA CHARPENTE

La charpente du transporteur est constituée d'éléments soudés et boulonnés.

Les principales barres seront des U à ailes parallèles ( U A P ) reliés par des cornières de renforcement ( Voir dessin ).

La construction sera constituée de deux parties admettant le plan vertical comme plan de symétrie.

Après avoir déterminé les efforts s'exerçant sur chaque poutre, on passe au dimensionnement de ces différentes poutres.

Elles sont soumises simultanément à des contraintes de compression et de flexion dans un plan de flambement.

Le dimensionnement se fera par la méthode qui suit, conformément aux règles de constructions métalliques ( règles CM 66 ).

On doit vérifier pour chaque poutre la formule suivante :

$$K \cdot \sigma + K_f \cdot \sigma_f \leq \sigma_e$$

avec

$K$  : coefficient d'amplification de contrainte de compression

$\sigma$  : contrainte due à la compression simple

$K_f$  : coefficient d'amplification de contrainte de flexion

$\sigma_f$  : contrainte de flexion simple due au moment fléchissant maximum

$\sigma_e$  : contrainte admissible de l'acier.

On choisit un acier moyen de contrainte admissible:

$$\sigma_e = 3000 \text{ kg/cm}^2$$

Compression simple:

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

N : Effort normal

A : Section du profilé

Flexion simple:

$$\sigma_f = \frac{M_f \max}{\frac{I}{v}}$$

$M_f$  : Moment fléchissant maxi

$\frac{I}{v}$  : Module de flexion

K : Facteur donné en fonction de l'élongement maximum  $\lambda_{\max}$

$K_f$  : Facteur dépendant de la répartition des charges :

— Charges réparties :

$$K_f = \frac{M + 0,03}{M + 1,3}$$

— Charges concentrées au milieu:

$$K_f = \frac{M - 0,10}{M - 1,3}$$

avec

$$M = \frac{\sigma_k}{\sigma}$$

où

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

est la contrainte d' EULER

$$\lambda = \max(\lambda_x, \lambda_y)$$

$$\lambda_x = \frac{L_{fx}}{i_x}$$

$L_f$  est la longueur de flambement qui dépend des liaisons

$$\lambda_y = \frac{L_{fy}}{i_y}$$

$i_x$  et  $i_y$  : rayons de giration de la section

Poutre ABD

$$\alpha = 30^\circ$$

$$N = 303,6 \text{ kg}$$

$$M_f = 750 \text{ m.kg}$$

$$\alpha = 10^\circ$$

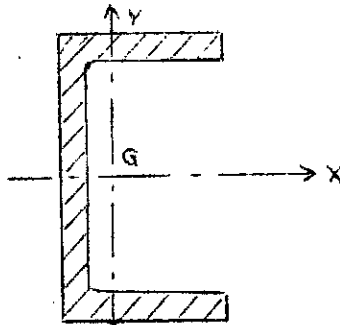
$$N = 105,44 \text{ kg}$$

$$M_f = 337,25 \text{ m.kg}$$

La position haute est la plus défavorable.

Vérifions la résistance de l' UAP 100:

Sa section et ses caractéristiques sont:



$$A = 13,4 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 209 \text{ cm}^4$$

$$\frac{I_x}{V} = 41,9 \text{ cm}^3$$

$$i_x = 3,97$$

$$i_y = 1,57 = 1,57$$

Contrainte de compression:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{303,6}{13,4} = 22,66 \text{ kg/cm}^2$$

Contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_{fmax}}{\frac{I_x}{V}} = \frac{750 \cdot 10^2}{41,9} = 1789 \text{ kg/cm}^2$$

Elancement  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{L_f}{i}$$

La barre est articulée à une extrémité et guidée à l'autre, d'où

$$L_f = \frac{L}{1,403}$$

La poutre peut flamber sur AC et CD. Comme  $L_1$  est supérieure à  $L_2$

on la calculera pour  $L_1$ :

$$L_f = \frac{L_1}{1,403} = \frac{7 \cdot 10^2}{1,403}$$

$$\lambda_x = \frac{Lf}{i_x} = \frac{7 \cdot 10^2}{1,403 \cdot 3,97} = 125,68$$

$$\lambda_y = \frac{Lf}{i_y} = \frac{7 \cdot 10^2}{1,403 \cdot 1,57} = 317,8$$

$$\lambda = \text{Max}(\lambda_x, \lambda_y) = 317,8$$

Contrainte d'EULER:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{(317,8)^2} = 205,22 \text{ kg/cm}^2$$

Coefficient d'amplification de contrainte:

Il est donné par la formule

$$K = 0,5 + 0,65 \frac{\sigma_e}{\sigma_k} + \sqrt{(0,5 + 0,65 \frac{\sigma_e}{\sigma_k})^2 - \frac{\sigma_e}{\sigma_k}}$$

$$K = 0,5 + 0,65 \frac{3000}{205,22} + \sqrt{(0,5 + 0,65 \frac{3000}{205,22})^2 - \frac{3000}{205,22}}$$

$$K = 19,45$$

$$\mu = \frac{\sigma_k}{\sigma} = \frac{205,22}{22,66} = 9,06$$

Coefficient d'amplification de la contrainte de flexion:

$$K_f = \frac{\mu + 0,03}{\mu - 1,3}$$

Cette formule suppose la charge répartie ,

$$K_f = \frac{9,06 + 0,03}{9,06 + 1,3} = 1,17$$

soit finalement

$$= 19,45 \cdot 22,66 + 1,17 \cdot 1789 = 2584 \text{ kg/cm}^2$$

valeur qui est nettement inférieure à la contrainte admissible

de la poutre choisie. ( $\sigma_e = 3000 \text{ kg/cm}^2$ ).

Dans la détermination des efforts sur chaque poutre nous avons supposé

que la masse linéaire de 1' UAP constituant la poutre ACD est de

13,7 kg/m , ce qui correspond à un UAP 130.

Conclusion : 1' UAP 100 convient .

Bras BC

## Efforts:

$$\alpha = 10^\circ$$

$$N = 1929,3 \text{ kg}$$

$$M_f = 662 \text{ m.kg}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

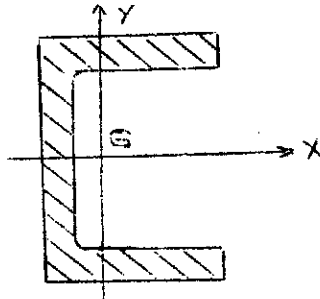
$$N = 644,33$$

$$M_f = 405$$

La position défavorable est la position basée.

Vérifions l'UAP 130 :

Ses caractéristiques sont:



$$A = 17,5 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 459 \text{ cm}^4$$

$$\frac{I_x}{V} = 70,7 \text{ cm}^3$$

$$i_x = 5,13 \text{ cm}$$

$$i_y = 1,71 \text{ cm}$$

Contrainte de compression:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{1929,3}{17,5} = 110,24 \text{ kg/cm}^2$$

Contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_{f\max}}{\frac{I_x}{V}} = \frac{662 \cdot 10^2}{70,7} = 936,35 \text{ kg/cm}^2$$

Elancement:

Dans ce cas la barre est articulée aux deux extrémités, donc  $L_f = L$

$$\lambda_x = \frac{L_f}{i_x} = \frac{3,5 \cdot 10^2}{5,13} = 68,23$$

$$\lambda_y = \frac{L_f}{i_y} = \frac{3,5 \cdot 10^2}{1,71} = 204,6$$

L'élancement maximum est donc  $\lambda_{\max} = 204,6$

Le tableau des règles CM 66 donne :

$$K = 8,12$$

$$\sigma_K = 495$$

$$\mu = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \frac{495}{110,24} = 4,49$$

Le coefficient d'amplification de la contrainte de flexion est donné par la formule suivante qui suppose la charge concentrée au milieu de la poutre:

$$K_f = \frac{M - 0,18}{M - 1,3}$$

$$\text{soit } K_f = \frac{4,49 - 0,18}{4,49 - 1,3} = 1,35$$

$$K \cdot \sigma + K_f \cdot \sigma_f = 8,12 \cdot 110,24 + 1,35 \cdot 936,35 = 2160$$

La poutre UAP 130 est acceptable.

#### Poutre AB

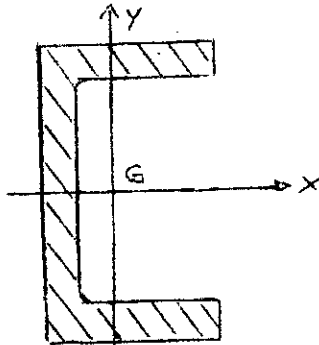
##### Efforts et moments:

$\alpha = 10^\circ$	$N = 2033 \text{ kg/cm}^2$
	$M_f = 783,4 \text{ kg.m}$
$\alpha = 30^\circ$	$N = 488$
	$M_f = 263,2$

Pour cette poutre la position basse est la plus défavorable.

##### Vérifions l' UAP 150/

Ses caractéristiques sont :



$$A = 22,9 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 797 \text{ cm}^4$$

$$\frac{I_x}{V} = 106 \text{ cm}^3$$

$$i_x = 5,9 \text{ cm}$$

$$i_y = 2,02 \text{ cm}$$

##### Contrainte de compression:

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{2033}{22,9} = 88,78 \text{ kg/cm}^2$$

##### Contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{783,4 \cdot 10^2}{106} = 739 \text{ kg/cm}^2$$

Elancement:

La barre est articulées aux deux extrémités, donc  $L_f = L = 6,06 \text{ m}$

$$\lambda_x = \frac{L_f}{i_x} = \frac{6,06 \cdot 10^2}{5,9} = 103$$

$$\lambda_y = \frac{L_f}{i_y} = \frac{6,06 \cdot 10^2}{2,02} = 300$$

L'élancement maximum est  $\lambda_{\max} = 300$

Les tableaux CM 66 donnent :

$$K = 17,18$$

$$\sigma_K = 230 \text{ kg/cm}^2$$

$$\mu = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \frac{230}{88,78} = 2,59$$

d'où  $K_f = \frac{\mu - 0,18}{\mu - 1,3} = \frac{2,59 - 0,18}{2,59 - 1,3} = 1,87$

Il vient finalement :

$$K \cdot \sigma + K_f \cdot \sigma_f = 17,18 \cdot 88,78 + 1,87 \cdot 739 = 2907 \text{ kg/cm}^2$$

valeur inférieure à la contrainte admissible, donc le profilé adopté est acceptable.



CHAPITRE V

ACCESSOIRES DE COMMANDE

CALCUL DU VERIN HYDRAULIQUEVitesse de la tige:

Pour les petits appareils de manutention on préconise des valeurs inférieures à 1 m/s pour la vitesse de la tige du vérin.

Prenons  $V = 0,025$  m/s.

La course est  $C = 1,30$  m.

Force sur le vérin:

$$F_V = 2.F = 2.1963,64 = 3928 \text{ kg}$$

Pression dans le vérin:

Elle doit être <sup>élevée</sup> afin d'avoir un vérin de faible dimension.

Prenons le vérin normalisé suivant:

- Diamètre de la tige  $d = 45$  mm

- Diamètre du cylindre  $D = 80$  mm

La section de fluide est:

$$S = \pi (D^2 - d^2) = \pi (80^2 - 45^2) 10^{-2} = \underline{34,36 \text{ cm}^2}$$

En tenant compte du rendement du vérin (0,9), on a

$$F'_V = \frac{3928}{0,9} = 4365 \text{ kg}$$

$$d'où \quad P = \frac{F'_V}{S} = \frac{4365}{34,36} = 127 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{soit } \underline{P = 125 \text{ bars}}$$

Puissance:

$$P = 10 F.V$$

F en kg

V en m/s

P en W

$$= 10.4365.2,5.10^{-3} = \underline{1091,25 \text{ W}}$$

Débit d'huile:

$$P = 1,66 Q \cdot P$$

d'où  $Q = \frac{P}{1,66 P}$

$$= \frac{P}{1,66 \cdot 125} = \frac{1091,25}{1,66 \cdot 125} = 5,26 \text{ l/mn}$$

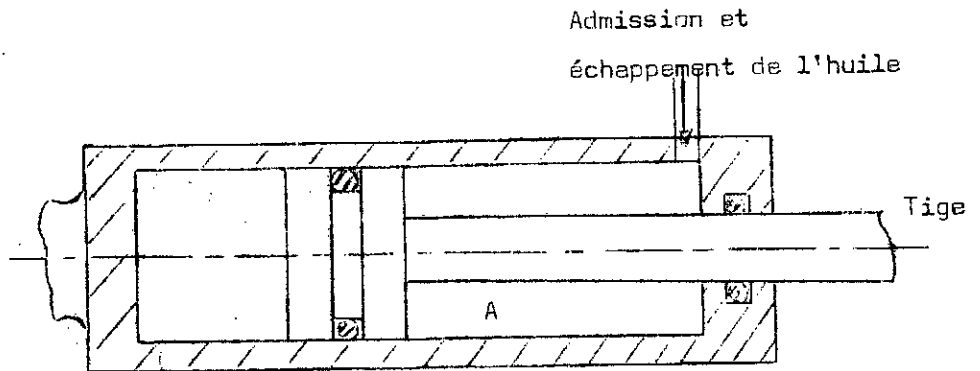
Q en l/mn  
P en bars  
P en W

Contrainte sur la tige

$$\sigma = \frac{F \cdot v}{S} = \frac{4365}{\pi \frac{45^2}{4}} = 2,74 \text{ kg/mm}^2$$

La contrainte de traction est très faible.

Mode de travail du vérin:



Vérin simple effet en tirant

La mise sous pression de la chambre A entraîne la rentrée de la tige qui commande le relevage du bras, d'où obtention de la position haute du transporteur.

Pour la descente il suffit de libérer un pointeau de décharge et le convoyeur se mettra en position basse du fait de son propre poids.

## CALCUL DE LA POMPE D'ALIMENTATION DU VERIN

Pour le relevage du transporteur le vérin nécessite un débit d'huile. Une pompe à piston à commande manuelle a été prévue afin d'assurer ce débit.

Ses caractéristiques sont imposées par le vérin:

$$\text{Débit } Q = 5,26 \text{ l/mn}$$

$$\text{Pression } P = 125 \text{ bars}$$

Si on admet un rendement hydraulique de l'installation = 0,95,

la pression à fournir est, au niveau du piston:

$$P' = \frac{125}{0,95} = 131,58 \text{ bars}$$

### Section du piston:

$$S_p = \frac{F_p}{P}$$

En adoptant une amplification de la force égale à 30 avec un bras de levier  $l = 900 \text{ mm}$  au bout duquel s'exerce une force de  $300 \text{ N}$ , on a

$$F_p = 30 \cdot 300 = 9000 \text{ N}$$

$$S_p = \frac{9000}{131,58 \cdot 10^{-5}} = 6,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

d'où

$$D_p = \left( \frac{4S_p}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \underline{D_p = 30 \text{ mm}}$$

### Course du piston:

Le diamètre de l'excentrique doit être assez grand afin d'avoir une force de contact appliquée suivant l'axe de la tige.

Le construction donne une course  $C = 30 \text{ mm}$  (Voir dessin)

### Volume engendré par coup:

$$\begin{aligned} V_e &= S_p \cdot C \\ &= 6,84 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3 = \underline{0,205 \text{ L}} \end{aligned}$$

Volume d'huile nécessaire au vérin:

$$V_v = C_v \cdot 3,14 \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}$$

$$= 1,30 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,08^2 - 0,045^2}{4} = 4,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

soit 4,46 L

Volume total nécessaire:

$$V_h = V_t + V_v + V_r$$

$V_t$  : volume de la tuyauterie

$V_v$  : " du vérin

$V_r$  : " résiduel

La longueur de la tuyauterie est  $l = 1,8 \text{ m}$

Le diamètre " "  $d = 6 \text{ mm}$

$$V_t = \frac{3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 1,8}{4} = \underline{0,05 \text{ L}}$$

Les dimensions du récipient de la pompe sont:

Largeur: 1,4 dm

Longueur: 2,5 dm

Hauteur: 2,5 dm

Hauteur d'huile résiduelle: 0,4 dm

$$V_r = 1,4 \cdot 2,5 \cdot 0,5 = \underline{1,4 \text{ L}}$$

d'où  $V_h = 0,05 + 4,46 + 1,4 = 5,91 \text{ L}$

On prendra naturellement un volume de 6 litres.

Nombre de coups nécessaires à la mise en position haute:

$$N_c = \frac{V_v}{V_e} = \frac{4,46}{0,205} = \underline{22 \text{ coups}}$$

SYSTEME DE RETENUE

En cas de coupure de courant volontaire ou involontaire, selon la pente, le convoyeur sera freiné rapidement après cette coupure, puis la bande partira en sens inverse. On doit donc bloquer le transporteur aussitôt après l'amorçage du recul. Pour cela on utilise le système à roue à rochet et cliquet.

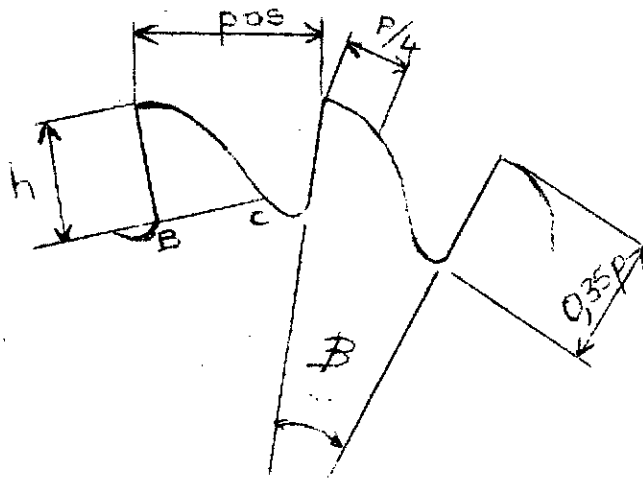
Caractéristiques du rochet:

Diamètre extérieur = 160 mm

Largeur  $l = 20$  mm

Hauteur des dents:  $h = 15$  mm

Nombre de dents :  $n = 12$

Calculs:

- Pas:  $\pi D = n \cdot p$

$$p = \frac{\pi D}{n} = \frac{\pi \cdot 160}{12} = 41,88 \text{ mm}$$

ce qui correspond à un angle au centre  $\beta = 28^\circ$

SYSTEME DE RETENUE

En cas de coupure de courant volontaire ou involontaire, selon la pente, le convoyeur sera freiné rapidement après cette coupure, puis la bande partira en sens inverse. On doit donc bloquer le transporteur aussitôt après l'amorçage du recul. Pour cela on utilise le système à roue à rochet et cliquet.

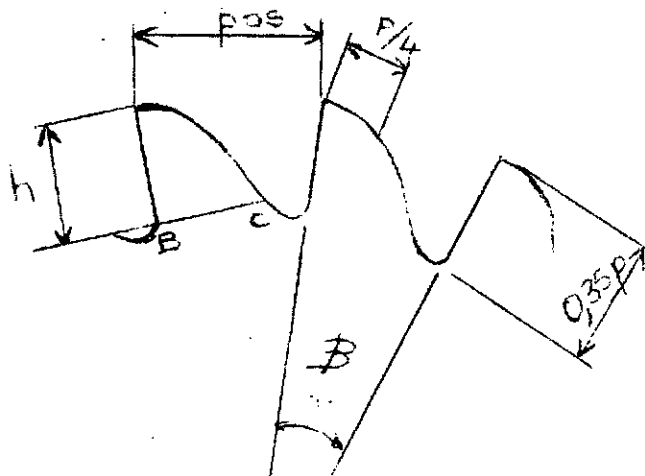
Caractéristiques du rochet:

Diamètre extérieur = 160 mm

Largeur  $l = 20$  mm

Hauteur des dents:  $h = 15$  mm

Nombre de dents :  $n = 12$

Calculs:

- Pas:  $\pi D = n \cdot p$

$$p = \frac{\pi D}{n} = \frac{\pi \cdot 160}{12} = 41,88 \text{ mm}$$

ce qui correspond à un angle au centre  $\beta = 28^\circ$

### Vérification de la denture à la flexion:

Le couple moteur est :

$$C_m = F_t \cdot R_t$$

$F_t$ : force tangentielle sur le tambour

$R_t$ : rayon du tambour

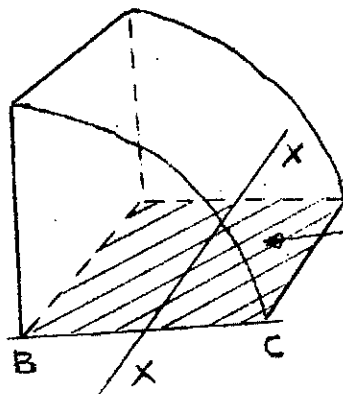
$$C_m = 2000 \cdot 0,2 = \underline{400 \text{ m.N}}$$

La force tangentielle sur la dent est:

$$T = \frac{C_m}{R_r}$$

$R_r$ : rayon du rochet

$$T = \frac{400 \cdot 10^3}{80} = \underline{5000 \text{ N}}$$



Section dangereuse

Le moment de flexion sur la dent est:

$$M_f = T \cdot h$$

$$= 5000 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = \underline{75 \text{ m.N}}$$

La contrainte de flexion est:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{I_{xx}}{V}}$$

$$I_{xx} = \frac{(BC)^3 \cdot L}{12}$$

$$\frac{I_{xx}}{V} = \frac{(BC)^3 \cdot L}{12 \cdot \frac{(BC) \cdot L}{2}} = \frac{20 \cdot (BC)^2}{6}$$



$$\text{avec } V = \frac{BC}{2} \quad \frac{I_{xx}}{V} = \frac{20(BC)^2}{6}$$

$$\text{Considérons que } BC = \frac{p}{2} = \frac{41,88}{2} = 20,94$$

ce qui va dans le sens de la sécurité. D'où :

$$\frac{I_{xx}}{V} = \frac{20 \cdot 20,94^2}{6} = 1461,6 \text{ mm}^3$$

La contrainte de flexion a donc pour valeur:

$$\sigma_f = \frac{75 \cdot 10^3}{1461,6} = 51,3 \text{ N/mm}^2$$

On utilisera l'acier 12 C 3 .

Vérification de la pression superficielle:

$$\text{Surface pressée: } S = 15 \cdot 20 = 300 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{5000}{300} = 16,66 \text{ N/mm}^2$$

valeur acceptable.

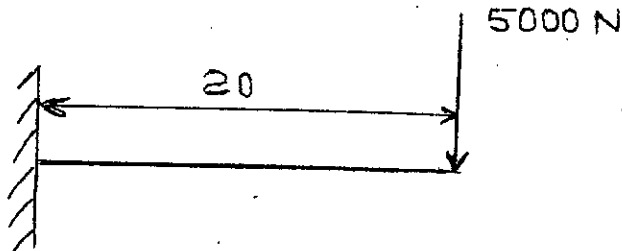
TRACE DE LA ROUE ET DU CLIQUET:

Voir feuille annexe.

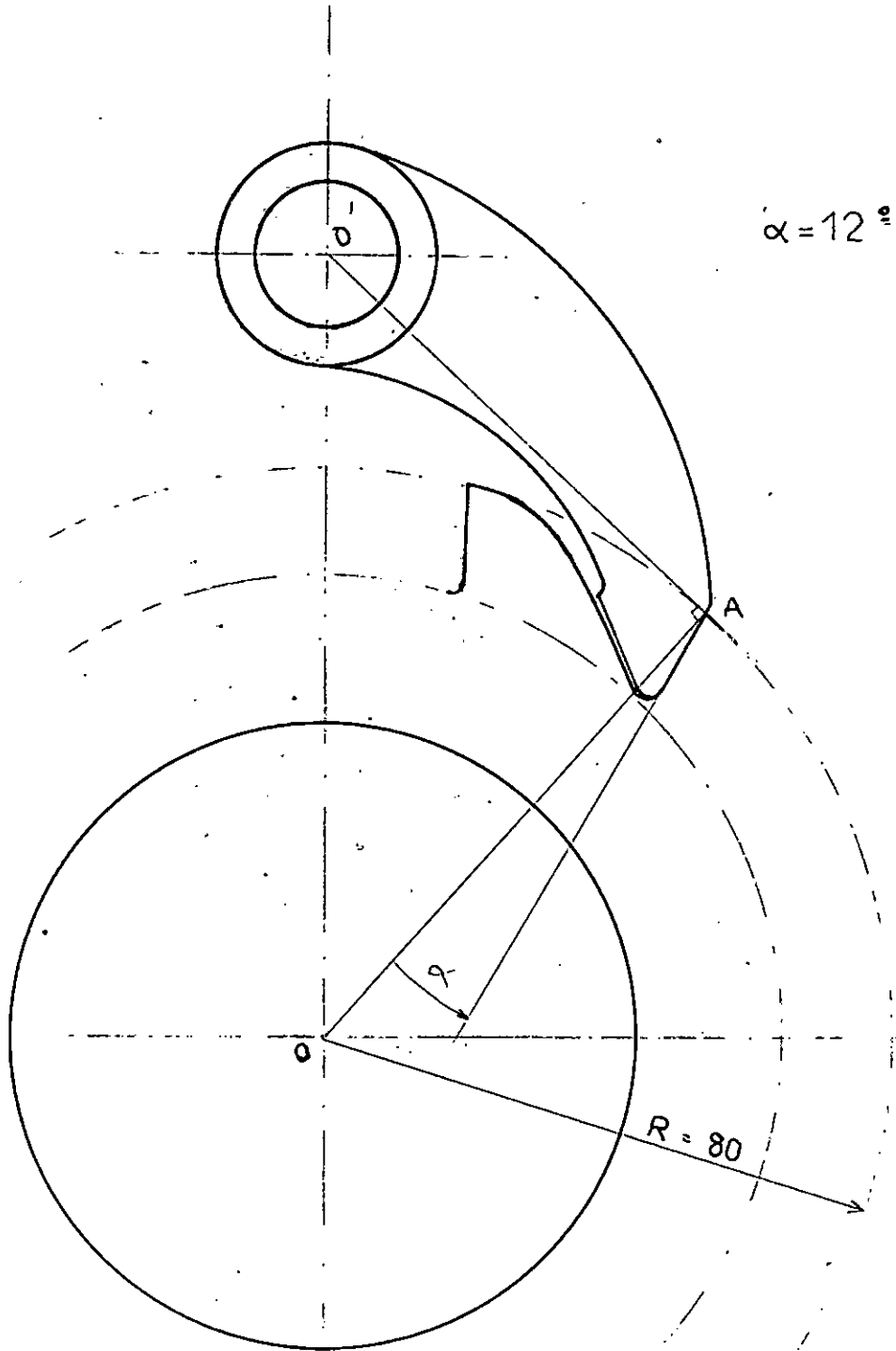
CONTRAINTES DE FLEXION SUR L'AXE DU CLIQUET

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{I}{V}} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 20}{0,1 d^3} = 171 \text{ N/mm}^2$$

d = 18 mm diamètre de l'axe du cliquet.



Systeme de retenue  
Roue à rochet et cliquet



## CONCLUSION

L'étude d'un transporteur à poste fixe est assez spécifique: on connaît avec précision la destinée de l'appareil.

Pour un transporteur mobile la destinée n'est en général dans ce cas pas bien fixée, ce qui évidemment rend difficile le choix de certains éléments.

Dans les deux cas, l'étude comporte beaucoup d'empirisme et exige une expérience dans le domaine afin d'aboutir à un choix optimal de ces éléments.

Ces raisons font que nous nous sommes surtout penchés sur la détermination des éléments principaux: courroie, commande; sans trop s'attarder sur des détails de construction de l'ensemble qui n'intéresseraient que les spécialistes en construction métallique;.



7

8

9

10

11

12

13

14

15

16

20°

60

550

610

296

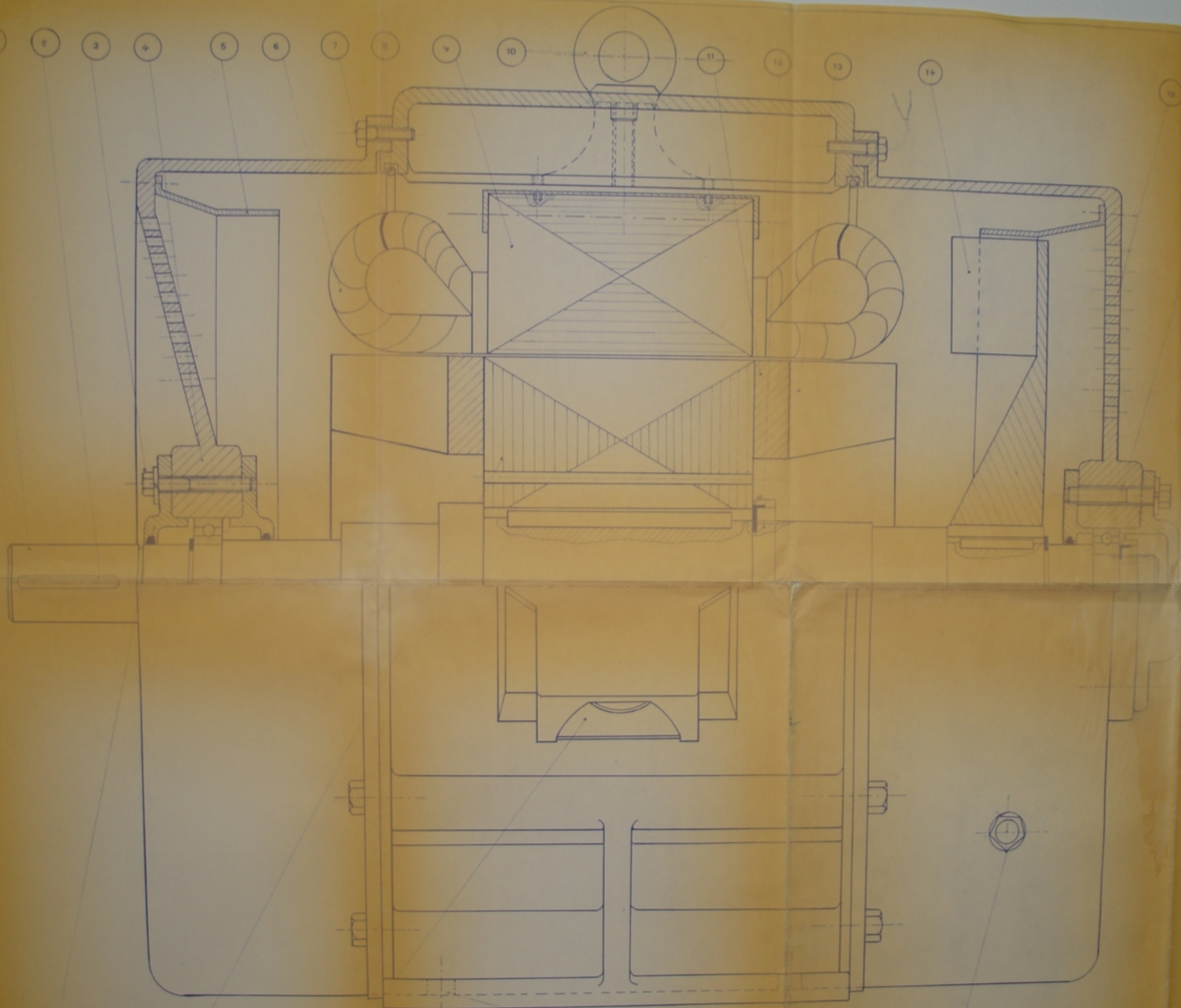
UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE  
FACULTÉ DE MÉCANIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE  
FACULTÉ DE MÉCANIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE  
FACULTÉ DE MÉCANIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

17	1	Support central		
18	2	Support latéral		
19	3	UAP 100		
20	4	UAP 100	K 30	
21	5	Charge	AS 5	
22	6	Appui	AS 6	
23	7	UAP 100		
24	8	Carrière AS 3		
25	9	Support central	F 10	
26	10	Support latéral	AS 6	
27	11	rouleau guide BORE		normal
28	12	rouleau AS 21		
29	13	UAP 100		
30	14	rouleau retour BORE		normal
31	15	Pote support	AS 6	
32	16	Crossbar TELEMET		
33	17	UAP 100		
REP 18		DESIGNATION	MATIERE	QNT

UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE  
PROJET DE FIN D'ÉTUDES  
**CONVOYEUR A BANDE**  
Orientable et mobile



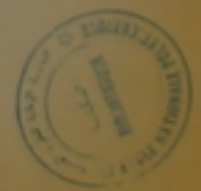
ECOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE  
BIBLIOTHÈQUE

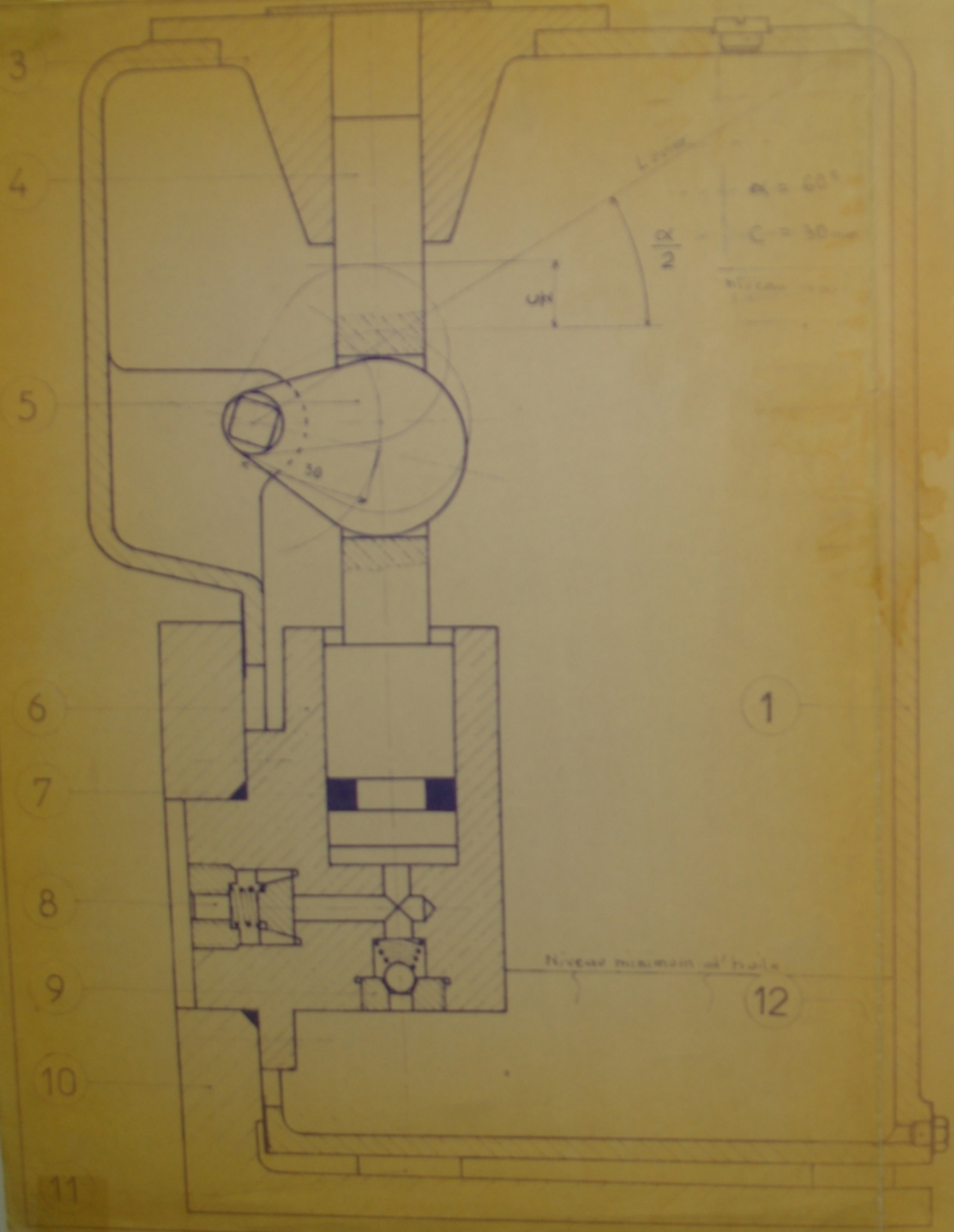


21	1	Mise à la terre		
20	4	Fixation du bâti		
19	1	Entrée-alimentations		
18	1	Rotor		
17	2	Couvercles (Flasques)		
16	2	Roulements à billes		
15		Trous d'aérations		
14	1	Ventilateur		
13		Paliettes du rotor		
12	1	Ecrou SKF		
11	2	Anneaux de court-circuit		
10	1	Tirant		
9		Stator		
8	2	Anneau de bandage		
7		Vis HM 6		
6	8	Têtes de bobines		
5	2	Diffuseurs d'air		
4	2	Papiers		
3	8	Vis HM 8		
2	1	Clavettes		
1	1	Arbre	Acier A 36	
Rd	No	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION

Echelle : 1  
 Étudié par : A. BÉTHOUEN  
 Dessiné par : M. PÉRISSON  
 MOTEUR ASYNCHRONE A  
 ROTOR EN COURT-CIRCUIT A  
 ENCOCHES PROFONDES

ECOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE  
BIBLIOTHÈQUE





2

المدرسة الوطنية للهندسة  
الميكانيكية  
-----  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

12	1	Bouchon de vidange + Joint	
11	2	Cole	
10	1	Support	F1 18
9	1	Clapet d'aspiration	
8	1	Clapet de refoulement	
7	1	Joint	
6	1	Corps + Joint torique	Bronze Ph
5	1	Excentrique	12 c 3
4	1	Piston	Bronze Phos
3	1	Guide	F1 18
2	1	Bouchon de remplissage	
1	1	Bache + Joint	F1 18
REP	NB <sup>re</sup>	DESIGNATION	MATIERE

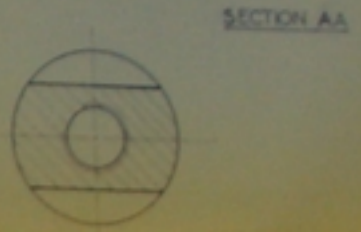
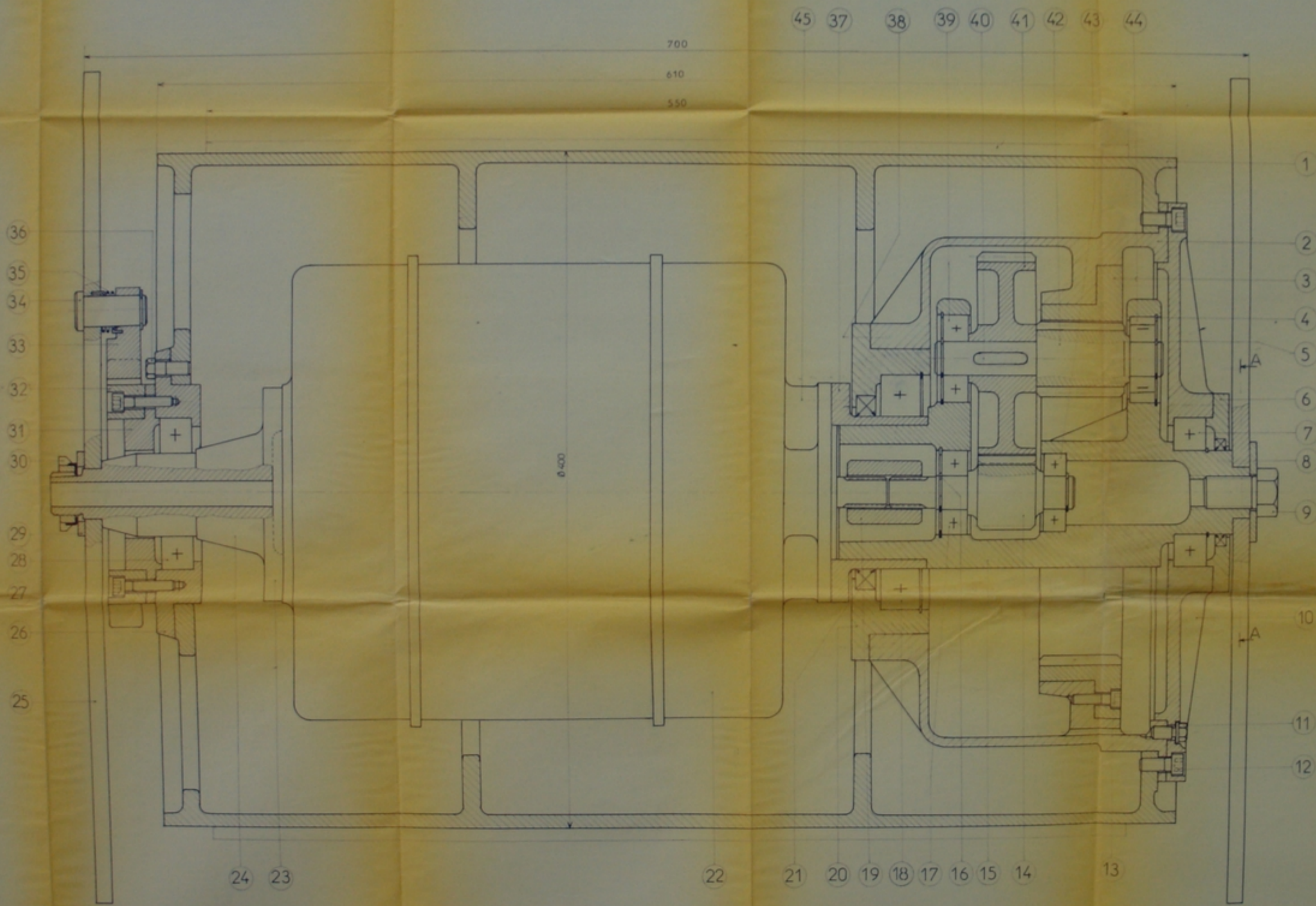
UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Etudié par  
ALIANE Elyazid  
NECHAK Bélaïd  
Proposé par  
MR. PIEROZAK

PROJET DE FIN D'ETUDE  
CONVOYEUR A BANDE  
Orientable et mobile

promotion juin 78 Echelle: 1 POMPE

COUPE LONGITUDINALE DU TAMBOUR MOTEUR



REF	NT	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION
45	4	Goujon BR 20.16		
44	1	Roulement SKF 304 F		
43	1	Roulement 20BC 02		
42	1	Arbre intermédiaire	18NC 01	
41	1	Roue d'entraînement	XC 021	
40	1	Closette à bords ronds 36.87		
39	1	Roulement 20 BC 04		
38	4	Vis H 8.28.22		
37	1	Bague	A55M	
36	8	Vis H 8.24.16		
35	1	Ressort		
34	1	Axe	12 C 3	
33	1	Cliquet	12 C 3	
32	1	Roue à ratchet	12 C 3	
31	1	Couvercle	A65	
30	1	Entou à enclaves Ø25		
29	1	Rondelle 27.55.4		
28	1	Roulement 20BC 02		
27	4	Vis CHc 5.28.24		
26	1	Boîtier	F1 20	
25	2	Plaque support	Plat 10	
24	1	Support moteur	A 50 M	
23	1	Vis H 8.28.22		
22	1	Boîtier	F1 20	
21	1	Manchon d'accouplement	XC 32	
20	1	Roulement 20BC 03		
19	1	Roulement 20BC 03		
18	1	Circsips intérieur Ø20		
17	1	Carter intérieur	F1 20	
16	1	Pignon arbre	ENC 5	
15	4	Vis CHc Ø 8.25.20		
14	4	Vis CHc Ø 8.20.16		
13	1	Bouchon à embase Ø9		
12	1	Couvercle	F1 16	
11	1	Vis H 20.35.30		
10	1	Rondelle	A65	
9	1	Roulement 20BC 10		
8	1	Couvercle	F1 16	
7	3	Circsips extérieur Ø20		
6	3	Circsips intérieur Ø20		
5	1	Couronne droite	C 10 d	
4	1	Carter extérieur	F1 20	
3	1	Tambour moteur	F1 16	

UNIVERSITE D'ALGER - ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 DEPARTEMENT DE MECANIQUE  
 PROJET DE FIN D'ETUDES

Etude par  
 ALJANE Elyad  
 NECHAK Nélid

Préparé par  
 M<sup>r</sup> PERKIZAK

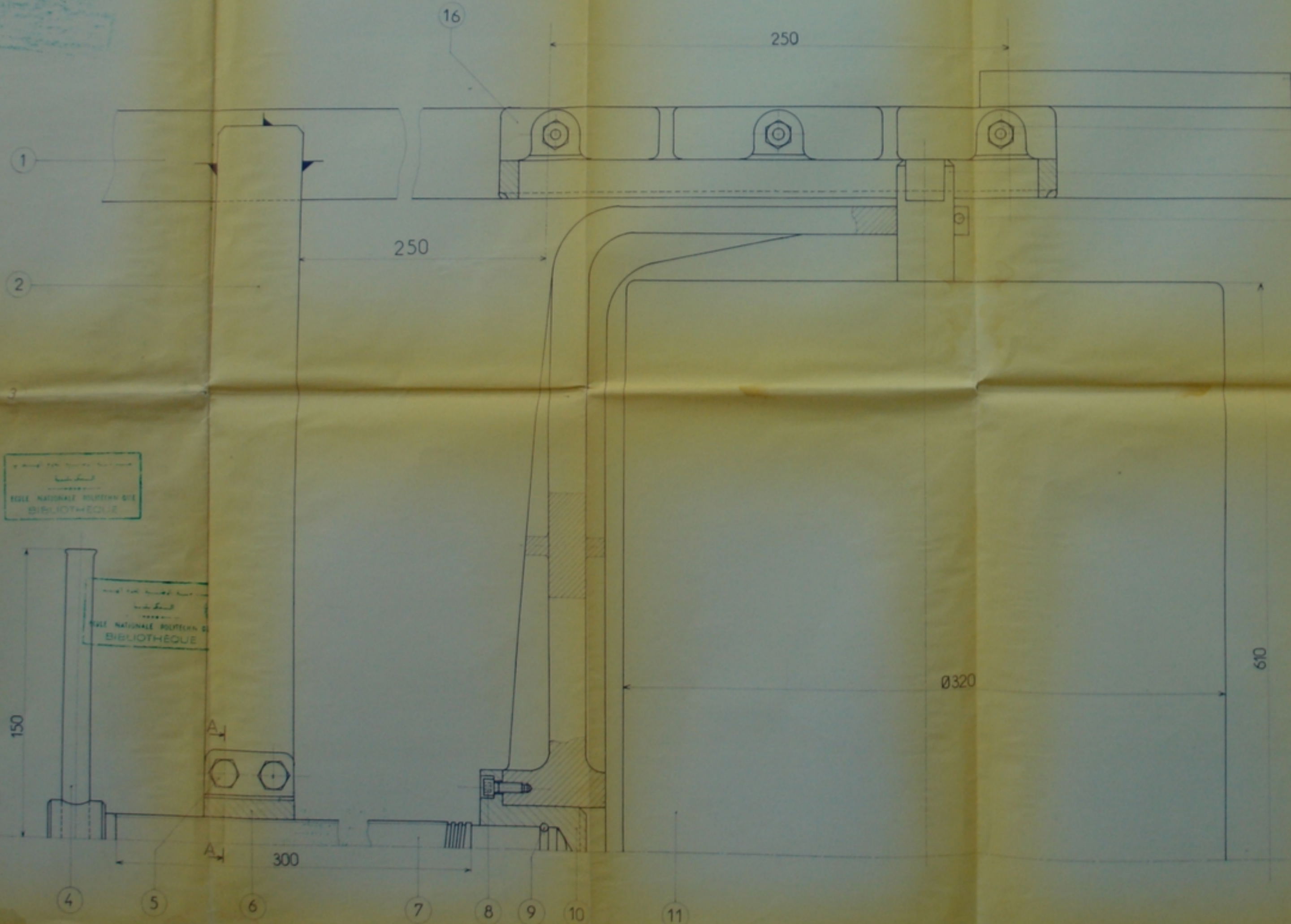
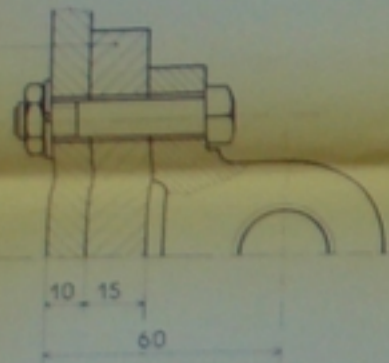
Projet de fin d'études

**CONVOYEUR A BANDE**  
 Orientable et mobile



UNIVERSITE D'ALGER  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHEQUE

Coupe A-A



UNIVERSITE D'ALGER  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHEQUE

UNIVERSITE D'ALGER  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHEQUE

- 15
- 14
- 13
- 12

5-

17	1	Cale d'épaisseur	Adx	
16	2	Guide	A 48 m	
15	2	Chape d'articulation	Acer	Profilé plat
14	6	Boulon H 8		Rondelle
13	1	Axe du tambour	A 56	
12	2	Goupille		
11	1	Tambour de tension	Ft 18	
10	1	Pivot rapporté		
9	2	Goupille tangente ø 5		Normale
8	4	Vis CHc 6		
7	1	Vis de commande		
6	1	Ecrou	XC 32	
5	4	Boulon H 8		Rondelle
4	1	Levier de manœuvre	Adx	
3	1	Bras Poussoir	A 56 m	
2	1	Plat 10x50	Acer	Profilé
1	2	UAP 100	Acer	Profilé
REP/NB		DESIGNATION	MATIERE	OBS non

UNIVERSITE D'ALGER — ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Etude par  
 ALIANE Elyazid  
 MECHAK Bérid  
 Professeur  
 M<sup>r</sup> PIEROZAK  
 Date: 28/06/78

PROJET DE FIN D'ETUDES

CONVOYEUR A BANDE  
 Orientable et mobile

TENDEUR A VIS

