

Université des Sciences et des Technologies ^{3/80}
d'Alger

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger

Departement de Mecanique

المدرسة الوطنية للعلوم والتقنية
Projet de Fin d'Etudes

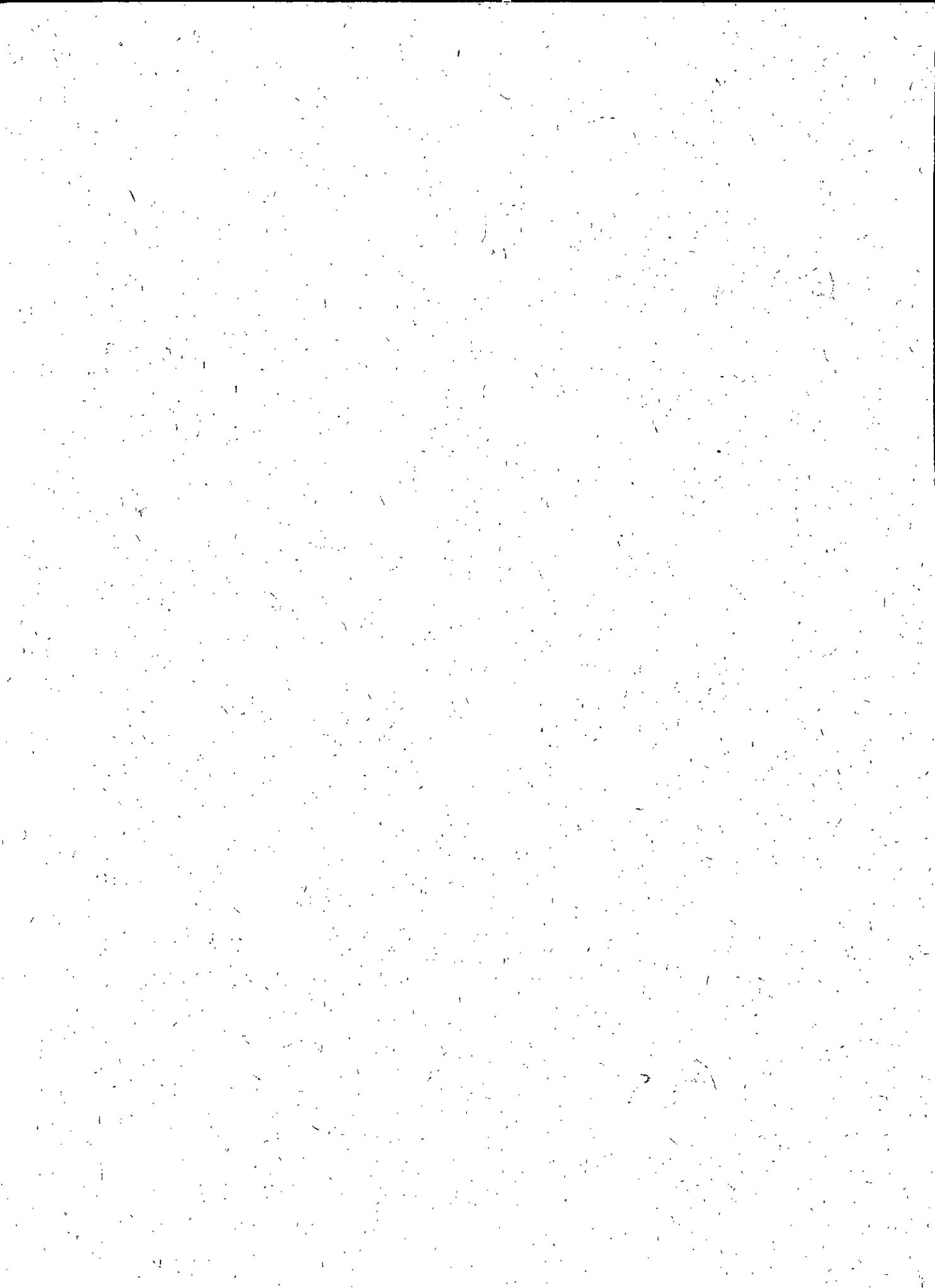
مكتبة
BIBLIOTHEQUE

PONT ROULANT
EN
PORTE A FAUX

Promoteur:
_SPIRIDONOV

Etudiant:
_S.BELHADJI

Janvier 1980



DONNEES GENERALES INITIALES

- 1- Lieu d'implantation: Dépôts de produits finis d'un atelier de four MARTIN (à l'abri), atmosphère normale
- 2- Nature des charges: lingots d'acier.
 - 20% des lingots de 3800 Kg.
 - 40% des lingots de 2000 Kg.
 - 40% des lingots de 1800 Kg.
- 3- Durée de Travail: 2000 h/an
- 4- Champ d'action : 40 X 4 m
- 5- Course de chariot: 4 m
- 6- Hauteur utile de levage : 8m
- 7- Vitesse de levage : 10m/mn
- 8- Vitesse de direction: 40m/mn
- 9- Vitesse de translation: 50m/mn
- 10- Alimentation: Triphasé 220/380V, 50Hz
- 11- Organe de manutention: électro-aimant
- 12- Cabine de commande: Fermée et vitrée à conditionnement de l'air individualisé.
- 13- Durée d'enclenchement: 25%.

* L'alimentation de l'électro-aimant à courant continu et les dispositifs de câblage ne font pas l'objet de cette étude.

TABLER DES MATIERES
 ?????????????????????

CHAPITRE I : INTRODUCTION	1
CHAPITRE II Généralités sur les appareils de levage..	2
2.1 Régime de fonctionnement.....	2
2.2 Nature des efforts et combinaisons diverses.....	4
2.3 Notes sur les calculs à la résistance.....	5
2.4 Durée d'enclenchement de l'appareil.....	5
CHAPITRE III Chariot.:	6
3.1 Généralités.....	6
3.2 Mécanisme de levage.....	6
3.2.1 Calculs préliminaires.....	6
3.2.1.1 Choix de la construction et calcul du palan.....	6
3.2.1.2 Choix du câble.....	9
3.2.1.3 Calcul des diamètres et des profils des poulies et du tambour.....	9
3.2.1.4 Calcul de la vitesse de rotation du tambour.....	12
3.2.1.5 Choix du moteur électrique et calcul du rapport de réduction.....	12
3.2.1.6 Choix du réducteur.....	13
3.2.1.7/Coix du frein.....	14
3.2.1.8 Choix des accouplements.....	15
3.2.1.9 Calcul de la longueur du tambour.....	18
3.2.2 Choix du schéma cinématique du mécanisme de levage	19
3.2.3 Calculs définitifs du mécanisme de levage	20
3.2.3.1 Dynamique du mécanisme de levage.....	20
3.2.3.2 Calcul du tambour.....	24
3.2.3.3 Calcul du moufle.	31
3.3 Mécanisme de direction	38
3.3.1 Paramètres initiaux.....	38
3.3.2 Calculs préliminaires	40
3.3.2 Choix du schéma cinématique.....	38
3.3.3.1 Calcul des galets du chariot.....	40
3.3.3.2. Calcul des résistances au mouvement....	43

3.3.3.3	Choix de l'électromoteur.....	44
3.3.3.4	Rapport de réduction du mécanisme de réduction.	45
3.3.3.5	Choix des accouplements.....	47
3.3.4	Calculs définitifs du mécanisme de direction et choix du frein	47
3.4	Assemblage du chariot..	
3.4.1	Recherche du centre de gravité du chariot à vide	
3.4.2	Recherche du centre de gravité du chariot en charge	
3.4.3	Calcul du châssis	

CHAPITRE IV CONSTRUCTION METALLIQUE

4.1	Structure principale de la construction métallique	
4.2	Choix de la construction	
4.3	Sollicitations exercées sur la construction métallique	
4.3.1	Forces verticales	
4.3.2	Forces horizontales résultant du mouvement du chariot	
4.3.3	Forces horizontales dues au mouvement du pont en totalité	
4.4	Répartition des forces sur les éléments de la construction métallique	
4.4.1	Poutres principales	
4.4.2	Entretoise frontale	
4.4.3	Charpente verticale	
4.4.4	Charpente horizontale	78
4.4.5	Dimensionnement des barres	81
4.4.5.1	Pièces soumises à la compression et au flambement simple	81
4.4.5.2	Pièces soumises à la traction	84

INTRODUCTION

Les appareils de levage sont des engins destinés à soulever et à déplacer des charges suivant une ou plusieurs directions. Ce rôle est une nécessité dans toutes les branches de l'industrie, en particulier dans l'industrie lourde où l'on doit déplacer, à l'instant, des charges importantes .

L'opération principale de tels appareils est le levage qui s'opère au moyen d'un treuil en général .

Nous pouvons noter l'extrême diversité des appareils de levage, diversité qui est fonction de :

- l'importance de la charge à déplacer;
- l'importance des déplacements à effectuer;
- la nature des matériaux à déplacer .

Citons quelques types d'appareils de levage couramment utilisés :

- a) Appareils simples déplaçant des charges suivant une seule direction : crics, vérins, treuils...
- b) Appareils déplaçant des charges suivant deux directions : palans

CHAPITRE I

INTRODUCTION

CHAPITRE II :

GENERALITES SUR LES APPAREILS DE LEVAGE .

2.I Régime de fonctionnement

Etant donné la diversité des conditions d'exploitation, les appareils de levage sont classés suivant le régime de fonctionnement suivant:

- I. Leger
- II. Moyen
- III. Lourd
- IV. Très lourd .

Pour le pont roulant en porte à faux, le régime de fonctionnement est fonction de: - la continuité de travail A par 24 heures ou par an
- l'intensité de chargement B.

CONTINUITÉ du travail en heures		A:
par 24 h	par an	
jusqu'à I	à 200	A ₁
I à 3	200 - 800	A ₂
3 - 7	800 - 2500	A ₃
plus de 7	PLUS de 2500	A ₄

L'intensité de chargement B est fonction du coef. de chargement q.
Il est donné par le tableau (2):

q	B _i
à 0,3	B ₁
0,3 - 0,5	B ₂
0,5 - 0,7	B ₃
0,7 - I	B ₄

Le coefficient de chargement q dépend de plusieurs facteurs qu'on ne peut pas déterminer maintenant. Nous ferons une

estimation qualitative d'après le tableau suivant :

Tableau 2

q	Estimation qualitative de chargement
jusqu'à 0,5	On soumet le mécanisme à des charges beaucoup plus petites que la charge nominale
0,5 - 0,7	Le mécanisme est soumis à des charges petites, moyennes et nominales.
0,7 - 1	Le mécanisme est soumis à des charges égales à la nominale.

Le régime de fonctionnement doit être déterminé séparément pour chaque mécanisme. Il est donné par le tableau (4).

	B _I	B ₂	B ₃	B ₄
A _I	I	I	I	II
A ₂	I	I	II	III
A ₃	II	II	III	IV
A ₄	II	III	IV	IV

Les nombres I, II, III et IV représentent les différents cas de régime déjà cités.

En définition le régime de fonctionnement est défini comme suit :

le mécanisme étant soumis à des charges petites, moyennes et nominales, le tableau (3) donne :

$$q = 0,5 - 0,7$$

D'où l'intensité de chargement B₃ d'après le tableau (2).

Pour une continuité de travail de 2000/an le tableau (I) donne l'intensité de chargement A₃.

D'après le tableau (4) les conditions d'exploitation du pont sont A₃, B₃ c'est à dire dans le cas III de régime lourd.

EN RESUME :

$q = 0,5 - 0,7$ Régime de fonctionnement : cas III

2.2 Nature des efforts.

Les combinaisons de sollicitations sont classées en trois groupes:

- 1) Chargement normal en état de fonctionnement
- 2) Chargement maximal en état de fonctionnement
- 3) Chargement maximal en état d'arrêt (arrêt exceptionnel, ouragan par ex).

L'étude portera sur le 1er et le 2eme cas de sollicitations.

L'appareil sera donc soumis aux forces suivantes:

Cas (1):

Q_u : Poids de la charge normale

G : Poids propre de la construction métallique et des mécanismes

F_i : Forces normales d'inertie dues aux démarrages et aux freinages des mécanismes en état de service normal.
(calculées à la base des acc. moyennes).

Les forces dues au vent sont négligées (appareil travaillant à l'abri).

Cas (2)

Q_u

G

$F_{i\max}$: Forces maximales d'inertie ou forces de chocs pendant le tamponnement calculées à la base des accélérations maximales.

Pour le pont roulant en porte à faux, travaillant à l'abri les calculs à la résistance seront faits dans les conditions du 2eme cas de sollicitation.

2.3 Notes sur les calculs à la résistance

Coefficient de sécurité s :

Le coefficient de sécurité, en général, ne dépasse pas la valeur 1,8 (d'après bibliographie (I)).

Vous adoptons cependant dans nos calculs $s = 2$

Conditions de résistance:

$T \leq R_p \frac{R_e}{s}$ (pour des matériaux élastiques)

$T \leq R_p \frac{R_r}{s}$ (pour des matériaux fragiles).

Avec:

T = contrainte calculée (daN/mm²)

Rp = contrainte admissible

Re : contrainte de limite conventionnelle d'élasticité.

Rr : contrainte de rupture.

2.4 Durée d'enclenchement de l'appareil:

Nous allons définir la durée d'enclenchement ED, paramètre dont le choix de plusieurs organes du pont roulant en dépend.

$$ED = \frac{T_e}{T_c} \cdot 100$$

Te = durée effective de fonctionnement par cycle

Tc = durée du cycle

Te = Etd + Ets

Tc = Etd + Ets + Etp + Etp

Etd : somme des temps de démarrage dans un cycle

Ets : somme des temps des mouvements stables dans un cycle

Etp : somme des temps de freinage dans un cycle

Etp : somme des temps des pauses dans un cycle.

Pour notre appareil,

ED = 25%

La durée d'enclenchement est fixée à:

CHAPITRE III :

LE CHARIOT .

1. Coefficient de sécurité γ = 1,2
2. Le chariot ne doit pas dépasser les limites de déplacement
3. La vitesse de déplacement doit être inférieure à 0,5 m/s

3.I - Généralités

Les conditions recherchées pour la construction du chariot sont:

- L'utilisation des ensembles et des pièces normalisées
- Une construction avec encombrement minimal.
- Répartition uniforme des charges sur les galets.
- Accès faciles aux mécanismes.

3.2 - Mécanisme de Levage

3.2.I Calcul préliminaires

3.2.I.I Construction et calcul du plan

Pour la suite des calculs, il est nécessaire de connaître deux paramètres du plan:

- La multiplicité du plan a
- le rendement du plan: η_p

a) la multiplicité a

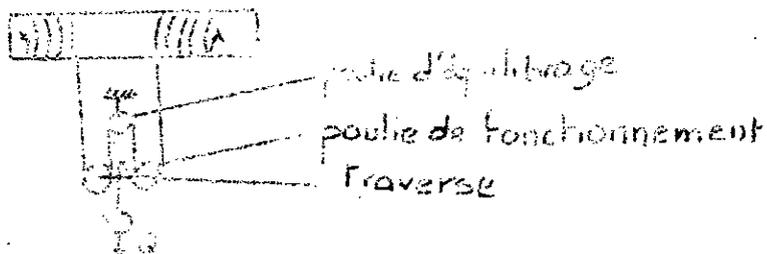
par définition: $a = \frac{v_t}{v_u}$

v_t : vitesse linéaire (périphérique) de l'axe du câble sur le tambour.

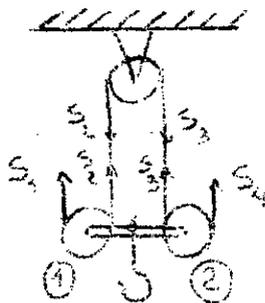
v_u : vitesse de levage de la charge utile.

Pour des charges utiles jusqu'à 500 KN, une force maximale de 80 KN (ce qui est le cas pour notre appareil), la valeur de a sera choisie comme suit: $a = 2$

D'où la construction:



b. Le rendement.



Par définition:

$$\eta = \frac{f}{S_I}$$

F = force théorique sur un brin de câble.

S_I = force réelle dans le câble.

$$F = \frac{Q}{2a} = \frac{Q}{4}$$

Q : force totale à soulever.

Pour une poulie: $\eta_{ie} = \frac{S_2}{S_I}$

Les rendements de toutes les poulies sont supposés égaux.

Système poulies (1) et (2) isolé:

$$Q = S_I + S_2 + S_3 + S_4$$

$$S_I = S_4 \quad (\text{brins moteurs})$$

Poulie (3)

$$\eta_e = \frac{S_3}{S_4}$$

Comme $S_I = S_4 \Rightarrow S_3 = S_2$

$$\eta_{ie} = \frac{S_2}{S_I}$$

$$\text{D'où } Q = 2 S_I + 2 S_2 = 2 (S_I + S_2)$$

$$\begin{aligned} \text{Comme } S_2 &= S_I \cdot n_e & Q &= 2 (S_I + S_I n_e) \\ & & &= 2S_I (I + n_e) \end{aligned}$$

$$S_I = \frac{Q}{2(I + n_e)}$$

$$n = \frac{\frac{Q}{4}}{\frac{Q}{2(I + n_e)}}$$

$$n = \frac{I + n_e}{2}$$

Pour des poulies montées sur roulements:

$$n_e = 0,98 \rightarrow 0,985$$

$$\text{Choix : } n_e = 0,98 \rightarrow n_p = 0,99$$

Le rendement du plan est égal à celui du plan simple.

$$F_t = \frac{Q_u + G_m + G_e}{n_p}$$

Q_u : Poids de la charge utile

G_m : Poids du moufle

G_e : Poids de l'organe de manutention (electro-aimant)

$$G_e = 8 \text{ KN.}$$

Pour des calculs préliminaires, nous adaptons G_m d'après des statistiques (bibliographie (I)):

$$Q = 5 \text{ à } 400 \text{ KN. d'où : } G_m = 0,5 \text{ à } 0,75 \text{ KN}$$

$$\text{Choix } G_m = 0,52 \text{ KN.}$$

$$\text{D'où } F_t = \frac{38 + 0,52 + 8}{4 \cdot 0,99}$$

$$F_t = 11,75 \text{ KN}$$

Vitesse linéaire du câble auprès du tambour:

$$V_t = V_u \cdot a$$

$$V_u = 10 \text{ m/mn}$$

$$V_t = 20 \text{ m/mn}$$

3.2.1.2 Choix du Cable (DIN 1502)

Le choix du type et du diamètre est conforme à la relation suivante:

$$F_r \geq n \cdot F_t$$

F_t : Charge totale de rupture (KN)

n : Coefficient de sécurité donnée par le tableau suivant:

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
	5,0	5,6	6,0	6,0

D'où $n = 6$

$$F_r \geq 6 \cdot 11,75 = 70,5 \text{ KN}$$

$$F_r \geq 70,5 \text{ KN}$$

La normalisation nous donne pour $F_r = 7050 \text{ daN}$

$$F_{r \text{ cat}} = 7160 \text{ daN}$$

$$F_{r \text{ cat}} \geq 7050 \text{ daN}$$

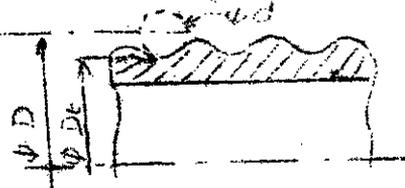
Le poids propre pour 100m de câble: 46,3daN

La contrainte de rupture: $\sigma_B \geq 170 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

La composition (I + 9 + 9)6 = 114 fils + âme en acier.

3.2.2.3 Calcul des diamètres et des profils au tambour et des Poulies.

Les formules ci-dessous sont obtenues expérimentalement:



- Diamètre et profil du tambour:

$$D_t \geq d(e - I) \quad (\text{mm})$$

D_t : \varnothing du tambour

d : \varnothing du câble

e : Coefficient dépendant du régime de fonctionnement donné par le tableau suivant :

Régime de fonctionnement	I.	II	III	IV.
e	20	25	30	35

D'où : $D_t \geq II,5 (30 - I) = 333,5 \text{ mm}$

$$D_t \geq 333,5 \text{ mm}$$

$$D = D_t + d \geq 333,5 + II,5 = 345 \text{ mm}$$

Série de D normalisé: 280 - 315 - 400 - 355 ...

Choix: $D = 355 \text{ mm}$

Relations recommandées pour les autres paramètres géométriques.

$$r = 0,54 d$$

$$t = I,1 d$$

$$r_I = 0,5 \text{ mm}$$

$$h = (0,3 \cdot 0,4)d$$

Prenons $h = 0,30 d$

$$r_I = I \text{ mm}$$

Valeurs calculées

$$r = 6,21 \text{ mm}$$

$$t = 12,65 \text{ mm}$$

$$h = 3,45 \text{ mm}$$

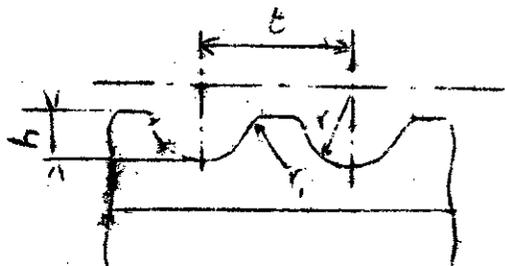
Valeurs normalisées

$$r = 6,5 \text{ mm}$$

$$t = 13,5 \text{ mm}$$

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

$$r_I = I \text{ mm}$$



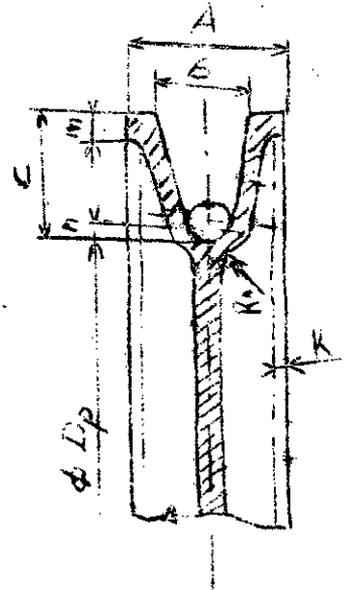
Diamètres et profils des poulies:

$$D_p = (1,0 \div 1,1) D_t$$

$$D_{pe} = (0,5 \div 0,6) D_t$$

Choix : $D_p = 1,05 D_t \Rightarrow D_p = 343 \text{ mm}$

$$D_{pe} = 0,5 D_t \Rightarrow D_{pe} = 163 \text{ mm}$$



Avec: D_p : Diamètre de la poulie de fonctionnement.

D_{pe} : Diamètre de la poulie d'équilibrage

D_t : Diamètre du tambour.

Remarque : il se peut que le calcul puisse aboutir à une correction de D_t . La norme nous donne un intervalle assez large pour les diamètres de poulie. Ce choix peut donc être considéré comme définitif.

Nous prendrons donc : $D_p = 340 \text{ mm}$

$D_{pe} = 160 \text{ mm}$

Le profil de la gorge des poulies est fonction du diamètre du câble. La normalisation nous donne les valeurs suivantes (pour le profil voir le schéma ci-dessus):

A = 55 mm R = 10 mm n = 4 mm r = 5 mm

B = 40 mm $R_I = 20 \text{ mm}$ m = 8 mm $r_I = 5 \text{ mm}$

C = 35 mm S = 12 mm K = 4 mm

Pour le palier, les dimensions seront déterminées après le calcul des roulements.

3.2.I.4 Calcul de la vitesse de rotation du tambour:

$N_t = \frac{V_t}{\pi D}$ N_t :(tr/min): vitesse de rotation du tambour
 V_t :(m/min) : vitesse linéaire du cable auprès du tambour.

D (m) diamètre d'enroulement de l'axe du cable sur le tambour.

$V_t = 20 \text{ m/min}$
 $D = 0,355 \text{ m}$
=> $N_t = \frac{20}{\pi \cdot 0,355} = 17,93$

$N_t = 17,93 \text{ tr/min}$

3.2.I.5 Choix du moteur électrique et calcul du rapport de réduction : (d'après BDS)

Les moteurs utilisés pour les mécanismes de levage, direction et translation doivent avoir un grand couple de démarrage. Ils doivent aussi supporter d'être souvent branchés et débranchés, le choix sera fait en fonction de la puissance statique calculée comme suit:

$P_s = \frac{(Q_u + G_m + G_e)}{\eta} V_u$ avec Q_u, G_m et G_e en (KN)
 V_u (m/s).

P_s (Kw): Puissance statique du moteur

$\eta = (0,8 \text{ à } 0,85)$: Rendement du mécanisme de levage.

Adoptons $n = 0,82$

Nous aurons: $P_s = \frac{38 + 0,52 + 0}{0,82} \cdot \frac{1}{6} = 9,45$

$P_s = 9,45 \text{ Kw}$

La puissance et la vitesse de rotation du moteur sont données en fonction de ED du mécanisme dont la pièce fait partie. On peut se permettre de choisir un moteur dont P_s P_s calculée (couple de démarrage suffisant), sous la condition: $P_s = (0,8 \text{ à } 1) P_s \text{ Calculée}$.

Le catalogue donne un moteur du type MTF 2II-6 avec les caractéristiques suivantes:

$$P_s = 9 \text{ KW} ; P_s/P_{s\text{calculée}} = 9/9,45 = 0,95 .$$

$N_m = 915 \text{ tr/min}$: vitesse de rotation du moteur

$M_d \text{ max} = 195 \text{ m.N}$: couple maximum de démarrage.

$J = 0,115 \text{ Kg. m}^2$: moment d'inertie des pièces en rotation.

Masse: 120 Kg.

Pour les dimensions, se reporter au dessin.

3.2.1.6 Choix du réducteur:

Le rapport de réduction s'écrit: $i = \frac{N_m}{N_t}$

$$i = \frac{915}{17,93} = 51,03 \qquad \underline{i = 51,03}$$

Nous cherchons sur le catalogue i_1 voisin de i et de puissance P supérieure à P_s à ED = 25 %.

Nous avons: $\underline{i_1 = 48,57}$

Mais la condition suivante doit être satisfaite:

$$\Delta i = \frac{|i - i_1|}{i} \cdot 100 \leq 3 \%$$

$$\Delta i = \frac{|51 - 48,57|}{51} \cdot 100 = 4,76 \%$$

Nous remarquons que: $\Delta i > 3\%$, d'où la nécessité de corriger le diamètre du tambour (dans le cas où la vitesse de levage est imposée).

Pour $i_1 = 48,57$, la vitesse de rotation du moteur est:

$$N_t = \frac{N_m}{i_1} = \frac{915}{48,57}$$

$$N_t = \underline{18,83 \text{ tr/mn}}$$

Le diamètre du tambour devient:

$$D = \frac{V_t}{\pi N_t} = \frac{20}{\pi 18,83} = 0,338 \text{ m soit } D = 338 \text{ mm.}$$

$$\text{D'où } D_t = 338 - 115 = 326,5 \text{ mm} \quad \underline{D_t = 326,5 \text{ mm}}$$

Remarque: Le diamètre du tambour n'est pas normalisé.

Pour le choix du reducteur, le catalogue donne un réducteur du type RM 500 avec les caractéristiques suivantes:

$$P_{\text{max}} = 12,7 \text{ KW}$$

$$\text{masse} = 345 \text{ Kg}$$

Nombre de boulons de fixation: 6

Pour les dimensions, se référer au dessin.

3.2.I.7 Choix du frein

Le moment de freinage M_f est conforme à la relation:

$$M_f = K M_{sd}$$

K: coefficient de sécurité donné par le tableau suivant;

Regime de fonctionnement	I	II	III	IV
K	1,5	1,75	2	2,5

$$K = 2$$

M_{sd} : moment statique perpendiculaire à la descente calculé au niveau de l'arbre moteur.

$$M_{sd} = \frac{(Q_u + G_e + G_m) D}{2G i_1}$$

$$Q_u + G_e + G_m = 46,52 \text{ KN}$$

n : rendement du mécanisme de levage en descente supposé égal au rendement en montée.

$$M_{sd} = \frac{46,52 \cdot 0,338 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 48,57} \cdot 0,82 \quad n = n = 0,82 \quad M_{sd} = 66,36 \text{ m.N}$$

$$M_f = 2 \cdot 66,36 = 132,72 \quad M_f = 133 \text{ m.N}$$

Le frein sera **choisi** tel que $M_{fc} \gg M_f$

M_{fc} : moment du frein normalisé choisi du catalogue.

Si la différence ($M_{fc} - M_f$) est très grande, le réglage des des ressorts du frein s'impose.

Le choix porte sur un frein du type TKT 200 avec les caractéristiques suivantes:

$$M_f \text{ max} = 160 \text{ m.N}$$

Diamètre de la poulie de freinage: 200 mm

masse: 37 Kg

Largeur des patins: 30 mm.

3.2.1.8 Choix des accouplements

Les accouplements étant normalisés, le choix est fonction du moment chargeant l'accouplement et de la vitesse de rotation admissible de l'accouplement.

Deux vérifications seront faites:

l'une sur la continuité de fonctionnement: $M_a \gg K_1 K_2 M_o$

l'autre sur le chargement courté durée: $M_a \gg K_1 M \text{ max}$

M_a : moment admissible sur l'accouplement choisi donné par le catalogue.

K_1 : Coefficient de l'importance du mécanisme.

Pour le mécanisme de levage: $K_1 = 1,3$.

K_2 : Coef. de régime de fonctionnement donné par le tableau suivant;

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
K_2	I	I, I	I, 2	I, 3

d'où: $K_2 = 1,2$

M_{max} : moment maximal sur l'accouplement, résultat des efforts statiques et dynamiques.

Pour les calculs préliminaires, le choix de l'accouplement n'est fonction que de la continuité de fonctionnement ED.

Pour la liaison moteur-réducteur, nous prendrons un accouplement élastique dont l'un des plateaux est modifié en poulie de frein.

Ce plateau est monté sur l'arbre du réducteur.

$$M_n = \frac{(Q_u + G_m + G_e) D}{2 \cdot a \cdot i_1 \cdot n'}$$

$$M_n = 99 \text{ m.N}$$

$$M_a \geq 1,2 \cdot 1,3 \cdot 99 = 154 \text{ m.N}$$

$$M_a \geq 154 \text{ m.N}$$

Notre choix porte sur un accouplement élastique du type CH3 (Gost 244I - 7I).

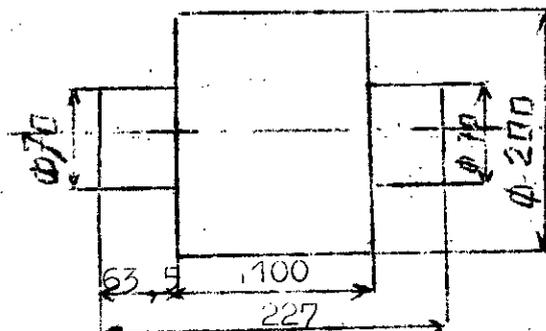
Les caractéristiques sont;

$$M_a = 466 \text{ m.N}$$

$$J = 0,95 \text{ Kg. m}^2$$

$$N_{max} = 3300 \text{ tr/mn}$$

$$M = 20,3 \text{ Kg}$$



Quant à la liaison réducteur- tambour (le moment est très important), le choix portera sur un manchon à engrenages (BDS 3268 - 76).

Dans ce cas:

$$M_n = \frac{Q_u + G_e + G_m}{2a \eta_p \eta_t} D$$

η_p : rendement du plan ($\eta_p = 0,99$ voir § 3.2.I.I)

$\eta_t = 0,95 - 0,98$: rendement du tambour.

Adoptons $\eta_t = 0,96$

$$M_n = \frac{46,52 \cdot 0,338 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,99 \cdot 0,96} = 4136 \text{ m.N}$$

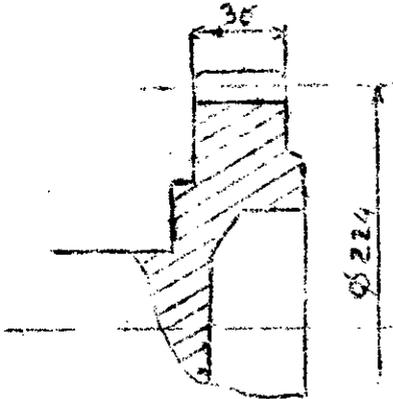
$$M_n = 4136 \text{ m.N}$$

$$M_a \geq 1,2 \cdot 1,3 \cdot 4136 \approx 6452 \text{ m.N}$$

$$M_a \geq 6452 \text{ m.N}$$

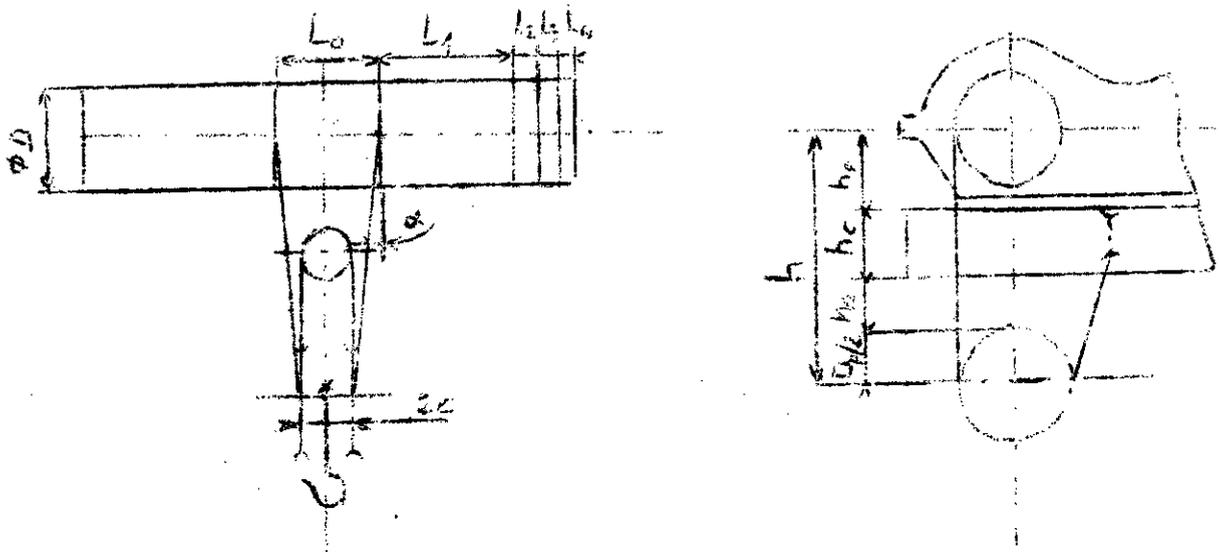
M_a représente le moment admissible sur le tambour.

Pour une puissance donnée du réducteur, et pour $ED = 25\%$, la normalisation nous donne un accouplement tel que l'extrémité de l'arbre du réducteur soit modifiée en roue dentée.



Denture de module $m = 4$ mm. les autres dimensions seront obtenues par la construction (voir dessin du tambour), et le calcul des roulements.

3.2.1.9 Calcul de la longueur du tambour



$$L = L_0 + 2 (L_1 + L_2 + L_3 + L_4)$$

L_0 : Longueur lisse du tambour

$$L_0 = 2 (c + h \cdot \operatorname{tg} \alpha) > 60 \text{ mm}$$

$2c$: distance entre les axes des poulies de fonctionnement (donnée de construction).

h : distance minimale des poulies de fonctionnement.

$$h = \frac{D_P}{2} + h_a + h_c + h_r$$

h_a : Hauteur d'assurance.

h_c : hauteur du châssis

h_r : hauteur de l'axe du réducteur ($h_r = 300 \text{ mm}$).

α : pente admissible du câble au moment où h est minimal

$$\alpha = 6 \text{ à } 10^\circ . \quad \text{prenons } \alpha = 6^\circ$$

L_1 : longueur de fonctionnement nécessaire à l'enroulement du câble.

L_2 : longueur du tambour pour 2 ou 3 tours de sécurité

$$(L_2 = 2 \text{ à } 3 t).$$

L_3 : longueur du tambour nécessaire pour la fixation du câble

$$(L_3 = 3 \text{ à } 4 t).$$

L_4 : longueur libre du tambour (donnée par le dessin).

$$L_I = 2.H \cos \operatorname{Arctg} \left(\frac{\pi D}{t} \right) = 2.8000 \cos \operatorname{arctg} \left(\frac{\pi 338}{13,5} \right)$$

(avec H: hauteur utile de levage).

$$L_I = 203 \text{ mm}$$

Adoptons: $H = 932 \text{ mm}$ $L_3 = 3,4 \text{ t}$

$2c = 70 \text{ mm}$ $L_2 = 2 \text{ t}$ (avec $t = 13,5 \text{ mm}$).

$$L_0 = 70 + 1864 \operatorname{tg} 6^\circ.$$

Nous avons donc: $L_0 = 266 \text{ mm}$

$$L_3 = 46 \text{ mm}$$

$$L_2 = 26 \text{ mm}$$

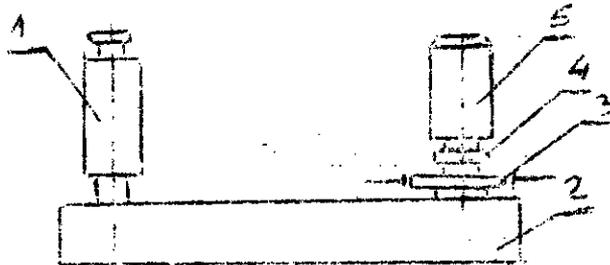
La longueur libre du tambour est: $2 L_4 = 28 \text{ mm}$

$$L = 266 + 28 + 2 (203 + 26 + 46)$$

$$L = 844 \text{ mm}$$

3.2.2 Choix du schéma cinématique du mécanisme de levage

Nous constatons que la longueur du tambour n'est pas très grande, d'où la construction suivante:



- 1 Tambour
- 2 Réducteur
- 3 Frein
- 4 Accouplement élastique
- 5 Moteur

Remarque:

Il faudrait prévoir un tambour et une réduction pour l'enroulement du câble électrique alimentant l'électro-aimant.

La masse de cet ensemble sera négligée devant celle des autres organes du chariot.

3.2.3 Calcul définitifs du mécanisme de levage.

3.2.3.I Dynamique du mécanisme de levage.

But: Déterminer des accélérations moyennes de démarrage a_d et de freinage a_f pour les opérations de levage.

Deux inégalités sont à vérifier:

$$a_d \leq a_a$$

$$a_f \leq a_a$$

a_a (m/s^2): accélération admissible du mécanisme de levage donnée par le tableau suivant:

Type de l'appareil de levage	a_a (m/s^2)
Appareils technologiques	0,2
Appareils de déplacements de charge	0,5
Appareils à benne	0,8

D'où $a_a = 0,5 m/s^2$

Pour faciliter l'étude, les pièces mobiles du mécanisme considéré, sont supposées réduites à un système monobloc sans liaisons élastiques entre les éléments et que le moment moteur et le moment de freinage sont supposés constants.

a) Démarrage pour l'opération de levage:

$$\text{Modèle mathématique: } M_d = M_s + \frac{J\omega}{t_d}$$

M_d : moment moyen de démarrage du moteur.

$$M_d = \frac{(K_d \max + K_d \min) M_n}{2}$$

K_d max: coefficient de multiplicité du moment maximal.

avec K_d max = $\frac{M \text{ max}}{M_n}$

M max: moment maximal du moteur donné par le catalogue.

M_n : moment nominal du moteur.

$M_n = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{9000}{95,81} = 93,81 \text{ m.N}$

($P_m = P_g$: puissance du moteur donnée par le catalogue).

K_d max = $\frac{195}{94} = 2,07$

$M_n = 94 \text{ m.N}$

K_d max = 2,07

K_d mini = $\frac{M \text{ mini}}{M_n}$: coefficient de multiplicité du moment minimal au démarrage.

M mini étant inconnu, il sera choisi à la base de données expérimentales.

ED	15%	25%	40%
K_d mini	1,1	1,2	1,3

d'où : K_d mini = 1,2

$M_d = \frac{2,07 + 1,2}{2} \cdot 94 = 191,5$

$M_d = 191,5 \text{ m.N}$

$M_s = \frac{(Q_u + G_m + G_e) D}{2 a i_1 \eta}$

$M_s = 99 \text{ m.N}$

$\frac{J \omega_m}{t_d}$ (m.N): couple dû aux forces d'inertie réduit sur l'arbre du moteur.

t_d : temps de la période de démarrage.

$J = \int (J_r + J_a) + \frac{m v_u^2}{\omega_m^2 \cdot \eta}$

Remarque : M_s est le moment statique réduit sur l'arbre du moteur.

J_r : moment d'inertie du rotor du moteur.

J_a : moment d'inertie de l'accouplement élastique (ayant la même vitesse que la moteur).

$\delta = 1,05 - 1,25$: coefficient exprimant l'inertie de toutes les autres pièces en rotation.

$$J_r = 0,115 \text{ Kg.m}^2$$

$$J_a = 0,95 \text{ Kg.m}^2$$

Adoptons $J = 1,15$

$\frac{m Vu^2}{W_m^2 \eta}$: moment résultant, d'inertie en translation réduit sur l'arbre moteur.

$$m = \frac{Q_u + G_e + G_m}{g} = 4652 \text{ Kg}$$

$$\frac{mVu^2}{W_m^2 \eta} = \frac{4652 \cdot \left(\frac{1}{g}\right)^2}{(95,81)^2 \cdot 0,82} = 0,0171 \text{ Kg.m}^2$$

$$J = (0,115 + 0,95) + 1,15 + 0,0171$$

$$J = 1,2418 \text{ Kg.m}^2$$

$$M_d = M_s + \frac{JW_m}{t_d} \quad \text{d'où} \quad t_d = \frac{JW_m}{M_d - M_s}$$

$$t_d = \frac{1,2418 \cdot 95,81}{191,5 - 99} = 1,28 \text{ s}$$

$$a_d = \frac{Vu}{t_d} = \frac{1/6}{1,28} = 0,129$$

$$a_d = 0,13 \text{ m/s}^2$$

En effet nous avons $a_d < a_a$

b) Freinage pour l'opération de descente.

$$M_f = M_s + \frac{J'W_m}{t_f}$$

M_f : moment de freinage (voir 3.2.1.7).

M'_S : moment statique réduit sur l'arbre du moteur pendant la descente (voir § 3.2.I.7).

$$M'_S = 66,36 \text{ m.N} \quad M_f = 133 \text{ m.N}$$

$$J' = \delta (J_r + J_a) + \frac{mVu^2}{w_m^2} \eta$$

$$= 1,15 (0,115 + 0,95) + 0,0171 \frac{(1/6)^2}{(0,82)^2} = 1,236 \text{ Kg.m}^2$$

$$\underline{J' = 1,236 \text{ Kg.m}^2}$$

$$T_f = \frac{J' W_m}{M_f - M_S} = \frac{1,236 - 95,81}{133 - 66} = 1,78 \text{ s}$$

$$a_f = \frac{Vu}{t_f} = \frac{1/6}{1,78} = 0,093 \text{ m/s}^2$$

$$\underline{a_f = 0,093 \text{ m/s}^2}$$

Nous vérifions bien que: $a_f < a_a$

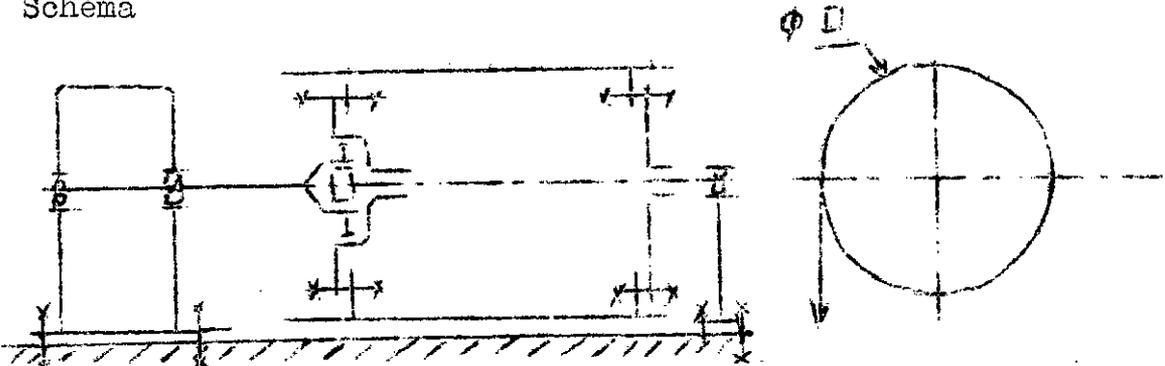
Hauteur de freinage:

$$h_f = \frac{Vu^2}{2a_f} = \frac{(1/6)^2}{2 \cdot 0,093} = 0,149 \text{ m}$$

$$\underline{h_f = 149 \text{ mm}}$$

3.2.3.2 Calcul du tambour

a) Schéma



b) Calcul de l'épaisseur de la paroi du tambour.

Le rapport $\frac{L}{D_t}$ influe sur la nature de la contrainte.

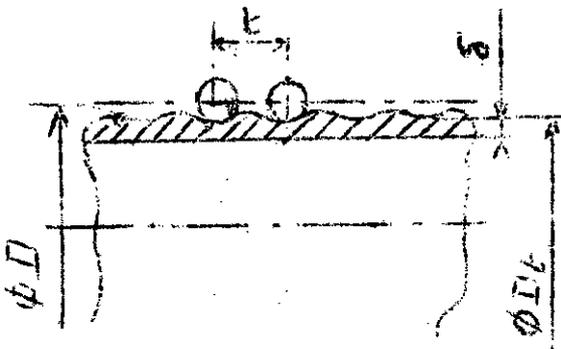
$$\frac{L}{D_t} = \frac{844}{326,5} = 2,58 .$$

Dans les cas où $\frac{L}{D_t} \leq 3$ les contraintes de torsion et de flexion sont $\frac{L}{D_t}$ inférieures à 15 % des contraintes de compression. Elles seront donc négligées.

Adoptons un tambour en acier A50 ($R_e = 2,8 \cdot 10^8 \text{ Pa}$; $s = 1,9$).

la formule de Lamé pour les contraintes de compression donne:

$$\sigma_p = \frac{\gamma}{\delta_t \left(1 - \frac{s}{D_t}\right)} \leq R_p$$



* Coefficient exprimant la diminution de F_t le long du câble enroulant le tambour.

$\psi = 0,7$ pour tambour en acier.

$$F_t = 11,75 \cdot 10^3 \text{ N}$$

δ (m): épaisseur de la paroi du tambour

R_p = contrainte admissible de compression

$$R_p = \frac{R_e}{s} = \frac{2,8}{1,9} = 1,47 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

En pratique $\frac{\psi}{1 - \frac{\psi^2}{D_t}} = 1$

D'où $\sigma_p = \frac{F_t}{\delta \cdot t} \leq R_p$

$$\delta \geq \frac{F_t}{t \cdot R_p}$$

$$\delta \geq \frac{11\,750}{0,0135 \cdot 1,47 \cdot 10^8} = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\delta \geq 5,9 \text{ mm}$$

Exigences technologiques:

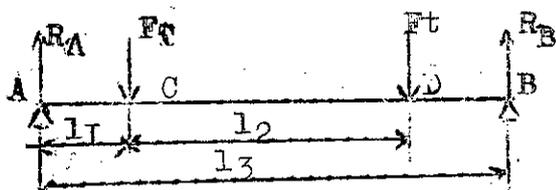
- $\delta > 0,01 D_t + 0,003 \cdot 626 \text{ mm} \Rightarrow \delta \geq 6,26 \text{ mm}$
- $\delta \geq 12 \text{ mm}$

Nous prenons donc en définitive

$$\delta = 12 \text{ mm}$$

c) Calcul de l'arbre du tambour

l'arbre n'est soumis qu'à la flexion



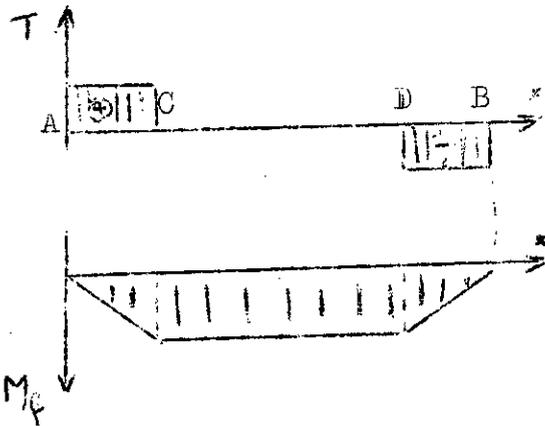
$$l_1 = 68 \text{ mm}$$

$$l_2 = 712 \text{ mm}$$

$$l_3 = 848 \text{ mm}$$

Traçons les diagrammes des efforts tranchants et des moments flechissant:

Comme le syst. est symétrique: $R_A = R_B = F_t$



Zone Ac : $T = R_A$

$$M = R_A x$$

en c : $x = L_I = 68 \text{ mm}$

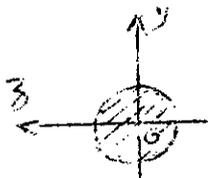
$$M_c = 11,750 \cdot 68 = 799 \text{ m.N}$$

Zone cD : $T = R_A - F_t = 0$

$$M = R_A (x + L_I) - F_t x = R_A L_I$$

$$M = 799 \text{ m.N} = M_f \text{ max}$$

Condition de resistance: $\sqrt{\sigma_{\text{maxi}} = \frac{M_{f\text{max}}}{\frac{I_{gz}}{Y_{\text{maxi}}}}} \leq R_p$



$$I_{gz} = \frac{\pi d_a^4}{64}$$

$$Y_{\text{max}} = \frac{d_a}{2} \quad d_a \text{ étant le diamètre de l'arbre}$$

$$\frac{M_{f\text{max}}}{\frac{\pi d_a^3}{32}} \leq R_p \Rightarrow d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{f\text{max}}}{\pi R_p}}$$

Pour un arbre en acier A50 que nous choisirons $R_e = 2,8 \cdot 10^8 \text{ Pa}$
 $s = 2$

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 799}{\pi \cdot 2,8 \cdot 10^8}} = 38,73 \text{ mm}$$

D'où arbre en acier A50 $d_a = 40 \text{ mm}$

Choix et calcul des roulements:

Durée de vie des roulements: 3 ans .

Vitesse de rotation $n = 18,83 \text{ tr/mn}$

$$d'où \quad L = \frac{n \cdot d}{10^6}$$

d : durée de fonctionnement en heures du roulement.

$$d = 3 \cdot 2000 = 6000 \text{ heures}$$

$$L = \frac{18,83 \cdot 6000 \cdot 60}{10^6}$$

$$L = 6,77 \text{ millions de tours}$$

- 27 □

La charge équivalente sera : $P = x Fr$

Pour $x = I$ $P = Fr = 11,75 \text{ KN}$

d'où le coefficient de charge statistique

$$C_c = PL^3 = 11,75 \cdot 10^3 \sqrt[3]{6,77} \quad C_c = 2,222 \text{ DaN}$$

Comme $d_a = 40 \text{ mm}$ (diamètre minimal entre c et B) le choix des roulements portera sur deux roulements à rotule à deux rangées de rouleaux avec les dimensions suivantes:

$d = 35 \text{ mm}$ (diamètre intérieur du roulement).

$D = 72 \text{ mm}$ (diamètre extérieur du roulement).

$B = 23 \text{ mm}$ (largeur du roulement).

Le diamètre de l'arbre passe à 35 mm sur les extrémités là où M_f s'éloigne de la valeur $M_{f \text{ max}}$.

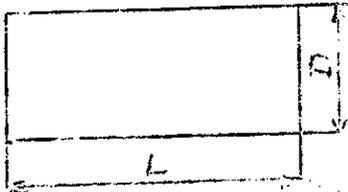
Calcul des paliers C et D:

La construction nous donne :

$$D = 46 \text{ mm}$$

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

il nous reste à trouver le matériau



La pression de contact est conforme à la relation suivante:

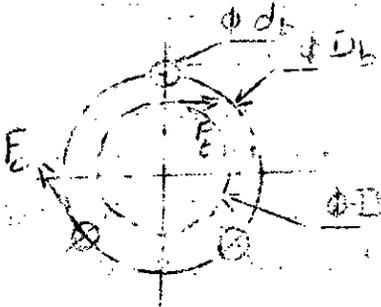
$$P = \frac{F_t}{S} \leq P_{\text{admissible}} \text{ avec } S = L \cdot D$$

$$P = \frac{11750}{76 \cdot 46} = 3,54 \text{ N/mm}^2$$

Le catalogue nous donne des paliers en acier A56

d) Calcul des boulons fixant le disque sur le tambour:

Les boulons ajustés sont soumis au cisaillement.



$$M = (F_t \cdot \frac{D}{2})^2 = 3972 \text{ m.N}$$

M moment sur le tambour (c'est le même moment qui est transmis sur l'axe des boulons).

F_c : force de cisaillement sur un boulon

d_b : diamètre lisse d'un boulon

D_b : diamètre du cercle de positionnement des boulons

n_b : nombre de boulons

ψ : coefficient de distribution inégale de la force F_c sur les boulons. ($\psi = 0,7 \text{ à } 0,8$)

Condition de résistance au cisaillement:

$$\tau = \frac{F_c}{\frac{\pi d_b^2}{4} \psi n_b} \leq R_{pg}$$

R_{pg} : Contrainte admissible de cisaillement ($0,6 \text{ à } 0,7 R_p$)

$$\text{d'où } d_b \geq \sqrt{\frac{4 F_c}{\pi n_b \psi R_{pg}}}$$

$$F_c = \frac{2M}{D_b} = \frac{2 \cdot 3972}{368} \cdot 10^3 \quad F_c = 21587 \text{ N}$$

Prendons des boulons en acier Xc 38F trempé et revenu

$$R_e = 6,2 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad R_p = 3,1 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad (\text{avec } s=2)$$

Choix : $n_b = 3$

$$\psi = 0,75$$

$$R_{pg} = 0,65 R_p = 2,01 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\text{Nous avons } d_b \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 21587}{\pi \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 2,01 \cdot 10^8}} = 7,79 \text{ mm}$$

Nous prenons donc 3 boulons en acier Xc 38F. avec $d_b = 10 \text{ mm}$.

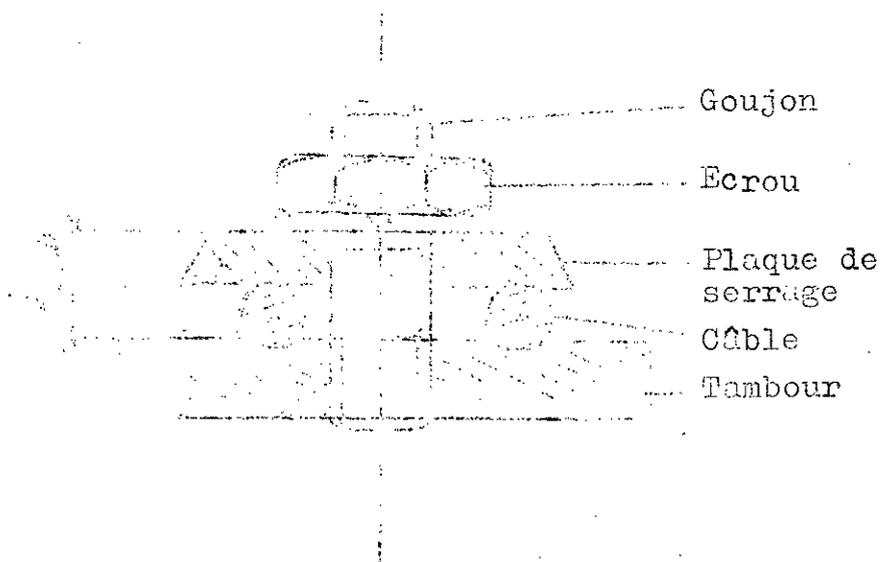
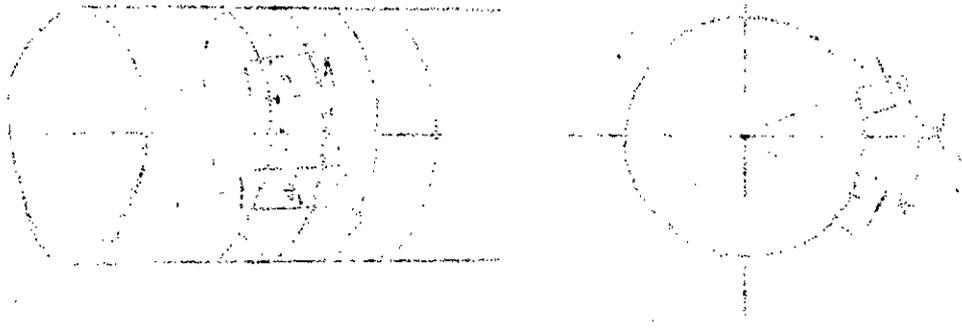
e) Fixation du câble sur le tambour

Construction : voir page suivante .

$$\alpha_I = 40 \text{ à } 60^\circ$$

Prendons $\alpha_I = 50^\circ$ soit 0,87rd

Serrage du câble sur le tambour :



Les plaques sont normalisées (diamètre lisse .13 mm), les dimensions sont fonction du diamètre du câble (B DS)

Nous prenons le diamètre nominal du goujon $d_n = 12 \text{ mm}$.

Le matériau du goujon est tel que:

$$\text{Tres} \leq \frac{0,8 R_e}{s}$$

ou

$$\text{Tres} \leq 0,8 R_p$$

Tres : contrainte resultante.

$$\text{Tres} : \frac{1,3 K F_{tr}}{0,785 d_f^2} + \frac{K F_f \cdot L}{0,1 d_p^3} \leq R_p$$

K: (1,5 - 2) coefficient de sécurité de fixation du câble sur le tambour. Choix $K = 1,8$

d_f : diamètre intérieur du filetage du goujon (nous avons pris d_f au lieu du diamètre moyen pour plus de sécurité).

$$d_f = d_n - 1,082 P_{as} \quad d_f = 10,10 \text{ mm.}$$

F_{tr} : force de traction dans un goujon

F_f : force chargeant le goujon à la flexion $F_f = 2\mu F_{tr}$

$$F_{tr} = \frac{F_g}{2\mu (e^{\mu n_s} + 1)}$$

F_g (N): effort dans le câble auprès de la plaque

μ : Coef de frottement entre le câble et le tambour et entre le câble et la plaque.

$$\mu = 0,1 - 0,16 \quad \text{prenons } \mu = 0,14.$$

$$l_0 = 2\pi n_s \quad n_s = 2 \text{ à } 3 \text{ spire de sécurité.}$$

nous avons vu que $l_2 = 276 \text{ mm}$

$$n_s = \frac{l_2}{13,6} \approx 2 \quad n_s = 2$$

$$l_0 = 4\pi = 12,566 \text{ rd.}$$

$$F_g = \frac{F_t}{e^{\mu n_s}} = \frac{11750}{e^{0,14 \cdot 12,56}} = 2024,76 \text{ N.}$$

$$F_{tr} = \frac{2025}{2 \cdot 0,14 (e^{0,14 \cdot 0,87} + 1)} = 3396 \text{ N.}$$

$$F_f = 2.0,14 \cdot 3396 = 951 \text{ N} \quad F_f \neq 951 \text{ N}$$

$$\text{d'où } T_{res} = \frac{1,3 \cdot 1,8 \cdot 3396}{0,785 \cdot 10,10^2} + \frac{1,8 \cdot 951 \cdot 20}{0,1 \cdot (10,10)^3} = 473,5 \text{ N/mm}^2$$

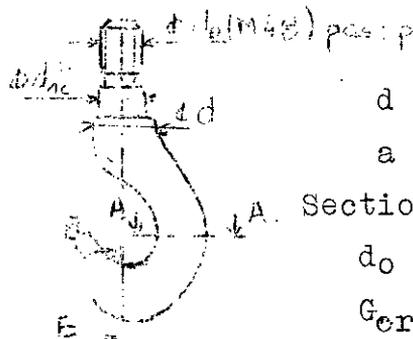
$$0,8 \frac{R_e}{s} \geq T_{res} \Rightarrow R_e \geq \frac{s T_{res}}{0,8} = 1034 \text{ N/mm}^2$$

Goujon en acier allié 35 CD 4 trempé et revenu.

3.2.3.3 Calcul du moufle:

3.2.3.3.I Choix du crochet:

Les dimensions du crochet sont données en fonction de la charge et du régime de fonctionnement par la norme BDS (N° I608 de 1965)



$$d = 56 \text{ mm}$$

$$a = 85 \text{ mm}$$

Section du noyau I380 mm²

$$d_0 = 48 \text{ mm} \quad p = 5 \text{ mm}$$

$$G_{cr} = 112 \text{ N (poids du crochet)}$$

Toutefois les calculs de vérification des contraintes dans les zones dangereuses, sont recommandés.

a) Contrainte de traction dans la partie verticale

$$T = \frac{Q_u + G_e}{\frac{\pi d_f^2}{4}} \leq R_p$$

d_f : diamètre de la section minimale (nous prenons le diamètre de fond de filet au lieu du diamètre moyen ceci pour plus de sécurité).

$$d_f = 41,9 \text{ mm}$$

R_p = contrainte admissible

= $500 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ pour un crochet en C20 forgé et pour le cas III du régime de fonctionnement.

$$\text{soit } R_p \neq 50 \text{ N/mm}^2$$

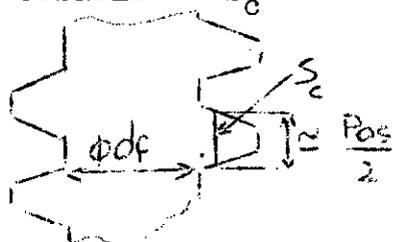
$$\text{d'où } T = \frac{46000}{1380} = 33,33 \text{ N/mm}^2$$

en effet : $T < R_p$

b) Hauteur du filetage en contact (crochet-ecrou) le filetage sera vérifié au cisaillement et à la pression de contact.

* Cisaillement :

Section cisailée: S_c



nous assimilerons S_c à la quantité suivante:

$$S_c = (\pi d_f \cdot \frac{P}{2}) n$$

n : nb de filet ($n = \frac{H'}{P}$)

H' : hauteur du filetage en contact.

Condition de résistance:

$$\tau_c = \frac{Q_u + G_e}{S_c \cdot \psi K_f} \quad R_{pg} = 0,6 R_p$$

K_f : coefficient du profil du filetage
pour le filetage métrique $K_f = 0,87$

R_{pg} : contrainte admissible de cisaillement.

ψ : Coefficient expriment la repartition inégale de la charge sur les spires, fonction du rapport $\frac{d_e}{p}$

d_e : diamètre extérieur du filetage. P

$\frac{d_e}{p} < 9$	$9 < \frac{d_e}{p} < 16$
$5 P/d_e$	0,56

$$\frac{d_e}{p} = \frac{48}{5} = 9,6 \Rightarrow \psi = 0,56$$

$$D'où \quad \pi d_f \frac{P}{2} \cdot \frac{H'}{P} \psi K_f \geq \frac{Q_u + G_e}{R_p} \Rightarrow H' \geq \frac{(Q_u + G_e)^2}{\pi d_f \psi K_f R_{pg}}$$

$$H' \geq \frac{2 \cdot 46000}{n \cdot 41,9 \cdot 0,87 \cdot 0,56 \cdot 30} = 47,8 \text{ mm.}$$

$$H' > 47,8 \text{ mm}$$

* Pression de contact:

Surface de contact : S_p

$$S_p = \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_f^2) \cdot \frac{H''}{p}$$

H'' hauteur du filetage en contact

$$P_c = \frac{(Q_u + G_e)}{\frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_f^2) \cdot 40} \leq P_a$$

P_c : pression de contact

P_a : pression admissible = 30-50 N/mm²

Choix $P_a = 40 \text{ N/mm}^2$

$$\Rightarrow H'' > \frac{(Q_u + G_e) P}{\frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_f^2) P_a}$$

$$H'' > \frac{46000 \cdot 5}{\pi (48^2 - (41,9)^2) \cdot 40}$$

Hauteur réelle de l'écrou: $H_e > H' = 48 \text{ mm}$

$H_e > H'' = 13 \text{ mm}$

D'où $\boxed{H_e = 50 \text{ mm}}$

Le calcul à la vérification peut aussi être fait

pour la section A-A et B-B. Nous nous limitons à l'étude faite jusqu'ici

3.2.3.3.2 Choix de la butée à billes.

Le choix de la butée à billes est fonction du diamètre du **crochet**

($d_e = 50$) et de la charge statique.

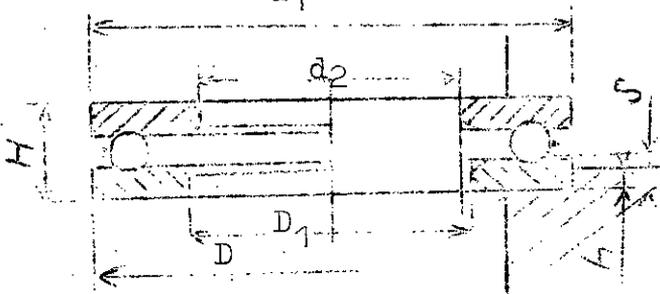
Le diamètre du crochet étant déjà déterminée, la butée sera choisie;

il reste à faire le calcul de vérification.

$$d_1 = D$$

$$d_2 = 50 \text{ mm}$$

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



$$C_0 = K (Q_u + G_e + G_{cr})$$

$K = 1,2$ coef de securité

$$C_0 = 1,2 (46000 + 112) = 55334 \text{ N}$$

soit $G_0 = 55 \text{ KN}$.

Le choix sera tel que: C_0 calculée $<$ C_0 catalogue.

d'où

Choix de la bûée SKF 51 110

$$C_0 = 61 \text{ KN}$$

$$D = 70 \text{ mm} \quad D_I = 52 \text{ mm}$$

$$H = 14 \text{ mm} \quad d_2 = 50 \text{ mm}$$

$$\delta = 5 \text{ mm}$$

3.2.3.3 Calcul du diamètre de l'axe des poulies.

Comme il y a des côtes données par le dessin qui ne sera pas fait, nous prendrons des côtes approximatives.

Comme le système est symétrique:

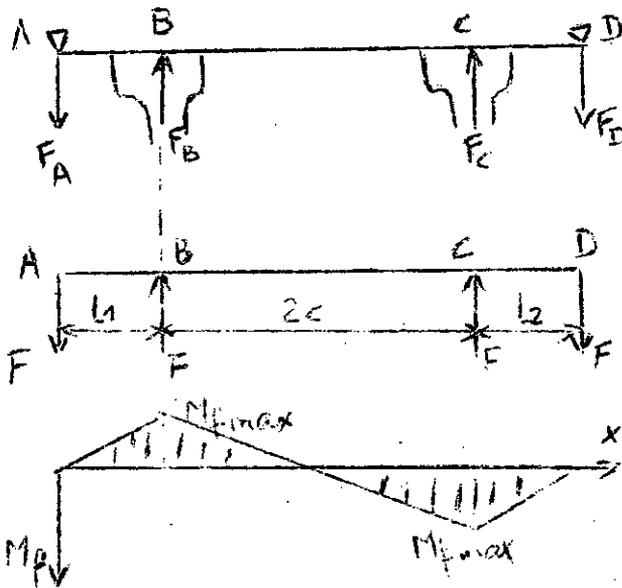
$$F_A = F_B = F_C = \frac{Q_u + G_e}{2} = F$$

$$F = 23000 \text{ N.}$$

L'arbre travaille à la flexion.

$$2c = 70 \text{ mm}$$

$$L_1 = L_2 = 54 \text{ mm}$$



Zone AB

$$M_f = - F \cdot x$$

$$\text{en B : } M_f = -23000 \cdot 54 \cdot 10^{-3} \\ = -1242 \text{ m.N.}$$

Zone Bc :

$$M_f = - 54F \cdot 10^{-3} + 23x \cdot 10^{-3} \\ (54 + x) 23.$$

$$\text{En c : } M_f = -23000 \cdot 124 \cdot 10^{-3} \\ + 23000 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \\ = 1242 \text{ m.N.}$$

$M_f \text{ max} = 1242 \text{ mN}$ (en B et en C)

Si nous prenons un arbre en acier A 60 forgé $\Rightarrow R_e = 310 \text{ N/mm}^2$
Pour $s = 2$ $R_p \cdot \frac{R_a}{2} = 155 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma = \frac{M_f \text{ max}}{I_{Gz}} \leq R_p \Rightarrow d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_f \text{ max}}{\pi R_p}}$$

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1242 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 155}} = 43,3 \text{ mm}$$

3.2.3.3.4 Choix des roulements:

La charge équivalente est:

$$P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$$

Les forces axiales étant très faibles, seront négligées.

Nous supposons $P = F_r$.

$$P = F_r = 11630 \text{ N.}$$

Calculons la vitesse de rotation des poulies :

$$v = \frac{\pi (D_p + d) N}{30} \Rightarrow N = \frac{30 v}{\pi (D_p + d)} = \frac{30 \cdot \frac{1}{3}}{\pi (340 + 11,5)}$$

$$N = 9 \text{ Tr/mm}$$

$$L = \frac{3 \cdot 9 \cdot 2000 \cdot 60}{10^6} = 3,24 \text{ millions de tours.}$$

$$C_0 = P \cdot \sqrt[3]{L} = 11630 \sqrt[3]{3,24} = 17209.$$

$$C_0 = 17209 \text{ N.}$$

$$C_0 \approx 17 \text{ KN.}$$

Pour $d_a = 45 \text{ mm}$ (§ 3233) qui sera aussi le diamètre intérieur des roulements et pour $C_0 = 17 \text{ KN}$, nous prenons des roulements à billes de la série SKF 6209 avec:

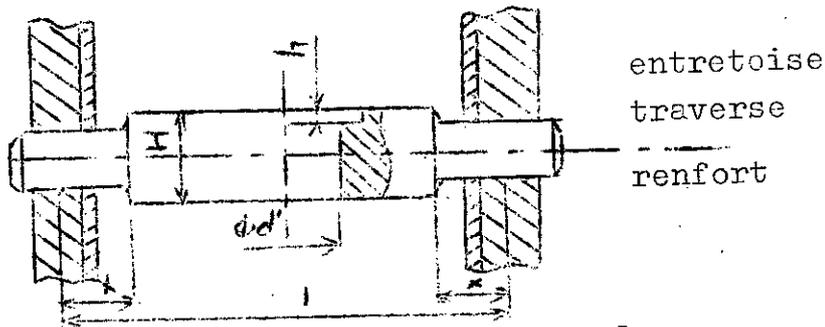
$$a = 45 \text{ mm}$$

$$B = 19 \text{ mm}$$

$$D = 85 \text{ mm}$$

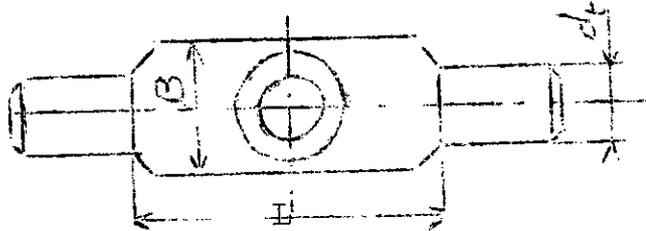
$$C_0 = 18,6 \text{ KN.}$$

3.2.3.3.5 Calcul de la traverse



$l = 2c + 2L_I$ (voir § 3.2.3.3.3) $l = 178 \text{ mm}$

h étant faible devant H , sera négligée.



En fonction des dimensions de la butée nous déterminerons:

$B = D + (10 \text{ à } 20 \text{ mm})$

$L = B$

$h = (0,5 \text{ à } 1) \delta$

$d' = d + 2 \text{ à } 5 \text{ mm}$ (avec d voir § 3;2.3.3.1)

Choix: $B = D + 14 \text{ mm}$

$B = 84 \text{ mm}$

$h = 0,8 \delta$

$L = 84 \text{ mm}$

$d' = d + 2 \text{ mm}$

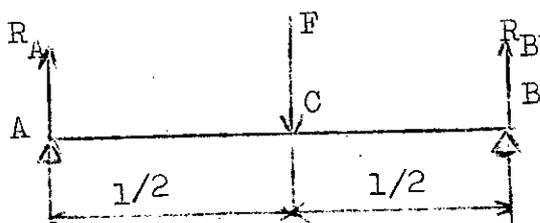
$h = 4 \text{ mm}$

$d' = 58 \text{ mm}$

d'où: $x = \frac{l - L}{2} = \frac{178 - 84}{2}$

$x = 47 \text{ mm}$

Le traverse heveille à la flèxion:



$F = Q_u + G_e + G_s = 46112 \text{ N}$

$R_A = R_B = \frac{F}{2} = 23056 \text{ N.}$

M_f max au point C milieu de la traverse

$$M_f \text{ max} = R_A \cdot \frac{l}{2} = 23056,89 \cdot 10^{-3}$$

$$M_f \text{ max} = 2052 \text{ m.N}$$

$$I_{Gz} = \frac{BH^3}{12} - \frac{d'H^3}{12}$$

$$Y_{\text{max}} = \frac{H}{2}$$

$$\frac{M_f \text{ max}}{I_{Gz}} = \frac{M_f \text{ max} \cdot G}{(B - d')H^2} \leq R_p$$

$$H \geq \sqrt{\frac{G M_f \text{ max}}{(B - d') R_p}} = \sqrt{\frac{G \cdot 2052 \cdot 10^3}{(84 - 58) \cdot 135}} = 59,2 \text{ mm}$$

Traverse en acier A 50 forgé $\Rightarrow R_p = 135 \text{ N/mm}^2$ les extrémités de la traverse travaillent au cisaillement sous l'effort

$$\frac{F}{2} = 23056 \text{ N.}$$

$$1) \tau_c = \frac{\frac{F}{2}}{S_c} = \frac{23056}{\pi \frac{d_t^2}{4}} \leq R_{pg} \quad (= 0,6 R_p)$$

$$2) \text{ Et à la flexion sous } M_f \text{ max} = x \cdot \frac{F}{2} = 1084 \text{ m.N}$$

$$1) \Rightarrow d_t \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{F}{2}}{\pi \cdot R_{pg}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 23056}{\pi \cdot 0,6 \cdot 135}} = 19 \text{ mm}$$

$$2) \Rightarrow d_t \geq \sqrt[3]{\frac{M_f \text{ max}}{\pi R_p}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1084 \cdot 10^3}{\pi \cdot 135}} = 43,4 \text{ mm}$$

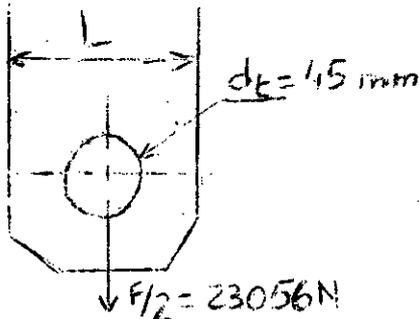
$$d_t \geq 43 \text{ mm}$$

En définitive : $\underline{H = 60 \text{ mm}}$

$$\underline{d_t = 45 \text{ mm}}$$

3.2.3.3.6 Calcul de l'épaisseur du renfort.

Le renfort sera calculé à la traction ensuite vérifié à la pression diamétrale.



$$L = 70$$

Renfort en acier A 50

$$R_e = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$s = 2 \Rightarrow R_p = 145 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{2S} \leq R_p \Rightarrow (L - d_t)e \geq \frac{F}{2R_p}$$

$$e \geq \frac{F/2}{R_p (L - d_t)} = \frac{23056}{145 (70 - 45)} = 6,27 \text{ mm}$$

Pression diamétrale:

$$P = \frac{F/2}{S} = \frac{F/2}{e \cdot d_t} \leq P_{ad}$$

$$e \geq \frac{F}{P_{ad} \cdot d_t} = \frac{23056}{250 \cdot 45} = 2,04 \text{ mm}$$

D'où Choix: $e = 10 \text{ mm}$

3.2 Mécanisme de direction:

3.2.1 Paramètres initiaux

Données:

- Vitesse du chariot: $V_c = 40$ m/mn soit $0,66$ m/hn
- La charge $Q_u + G_m + G_c = 46,52$ KN
- Le régime de fonctionnement (voir § 2.1)
- La durée d'enclenchement de l'appareil ED = 25%

Avant d'entamer les calculs, il est nécessaire de déterminer les paramètres suivants:

- la masse du chariot m_c
- la pente du chemin du roulement α

a) Masse du chariot:

Elle est déterminée par des données statistiques en fonction de la charge ($Q_u + G_e$ dans notre cas) sur le graphe de la page suivante.

Le graphe est seulement valable pour les chariots dont le mécanisme de direction est monté sur le châssis du chariot.

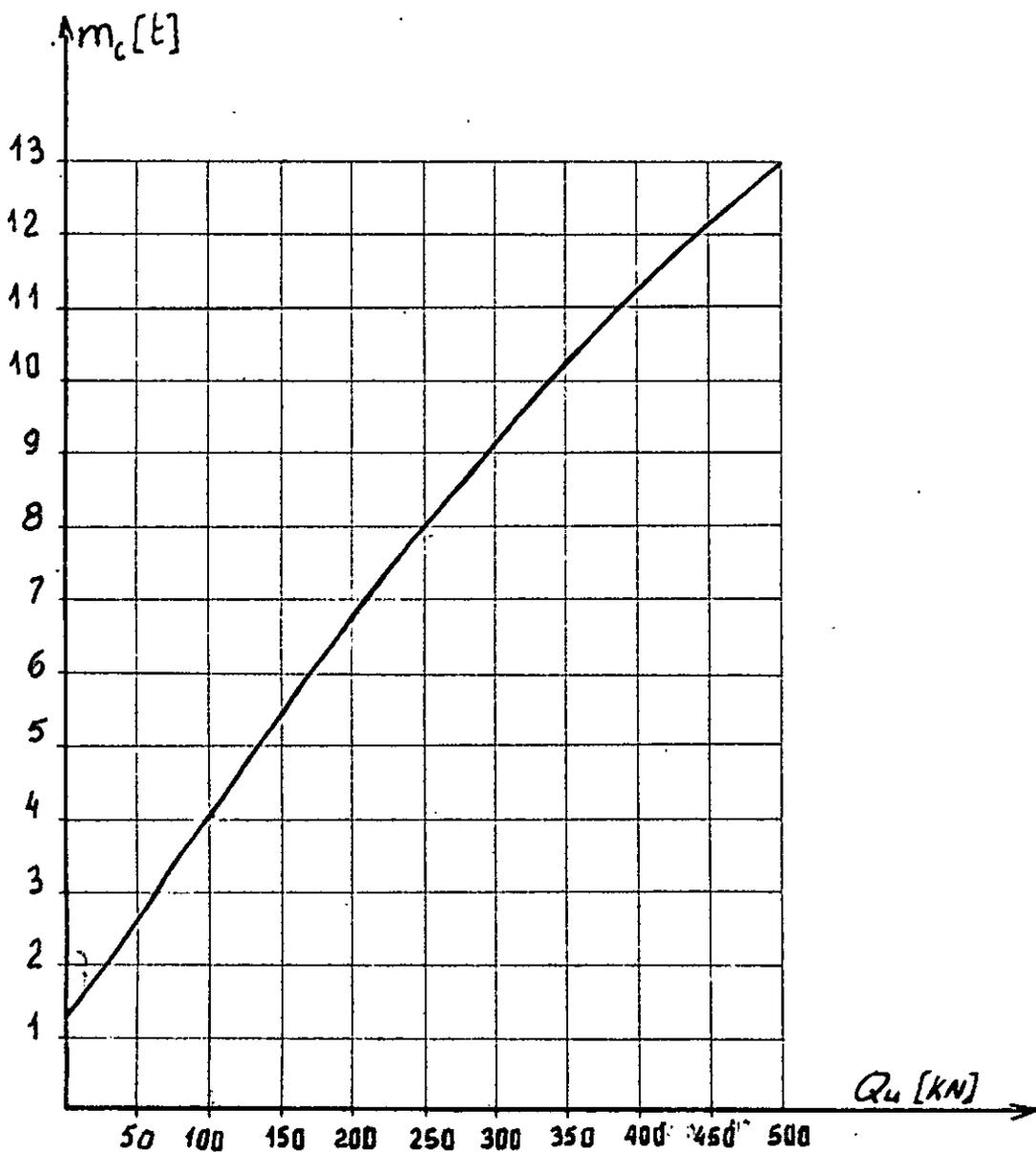
Pour $Q_u + G_e = 46$ KN : $m_c = 2,6$ t soit 2600 kg

b) Pente maximale du chemin de roulement:

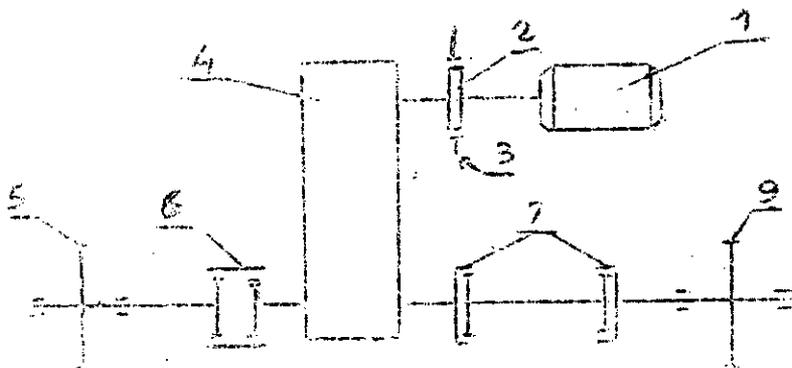
Pour les poutres principales des ponts roulants $\alpha \leq 0,002$ rd
soit $\alpha = 0,11^\circ$

Choix: $\alpha = 0,002$ rd

3.2.2 Choix du schéma cinématique:



D'après la bibliographie [1].



- 1 : moteur
- 2 : accouplement élastique-poulie de frein
- 3 : frein
- 4 : réducteur vertical
- 5 et 9 : galets moteurs
- 6 : manchon à engrenages
- 7 : demi-manchon à engrenage
- 8 : arbre récepteur

Cette disposition assymétrique des galets permettra de faire déplacer le centre de gravité du chariot à vide qui sera probablement du côté du réducteur du mécanisme de levage.

3.3.3 Calculs préliminaires

3.3.3.1 Calcul du galet du chariot.

L'ensemble galet-boitier est normalisé. Le choix de l'ensemble est fonction des paramètres suivants:

- vitesses du chariot V_c
- régime de fonctionnement
- F_{max} : force maximale sur un galet

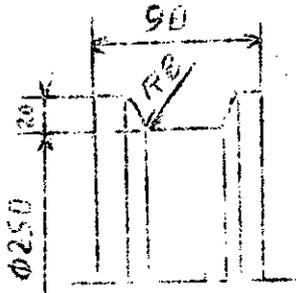
F_{max} que devrait supporter un galet est conforme à la relation suivante:

$$F_{max} > \frac{Q_u + G_m + G_e + G_c}{4}$$

G_c ; poids du chariot à vide : $G_c = 26 \text{ KN}$

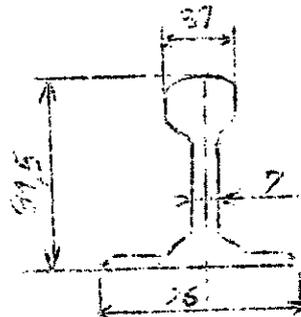
$$F_{max} > \frac{46,52 + 26}{4} = 18,13 \text{ KN}$$

D'où le choix d'un galet (BDS 1610-72) de la forme et dimensions suivantes:



Remarque: l'ensemble galet-boitier est normalisé d'après la norme GOST 1672-73.

En fonction des paramètres géométriques du galet, la normalisation nous donne un rail du type KR de la forme et dimensions suivantes (GOST):



Après le choix du galet et du rail, il faudrait vérifier les contraintes du contact rail-galet pour choisir le matériau.

Pour un contact ponctuel, la contrainte est:

$$\sigma_c = K \sqrt[3]{\frac{F_e E_m^2}{r_{\max}}} \leq R_{pc}$$

σ_c : contrainte de contact

r_{\max} : rayon du galet ou du rail (le plus grand)

K : coefficient dépendant du rapport des rayons du galet R_g

et du rail R_r ($\frac{R_g}{R_r}$ ou $\frac{R_r}{R_g}$, la plus grande valeur étant au

dénominateur).

$$\frac{R_g}{R_r} = \frac{250/2}{146} = 0,856$$

Fe: Charge équivalente.

Fe = K₁K₂ Fmax.

$\frac{R_g}{R_r}$ ou $\frac{R_r}{R_g}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
K	0,338	0,4	0,42	0,44	0,47	0,49	0,51	0,6

Avec :

$R_g/R_r=0,856$ d'où : $K_1=0,43$

K₁ : coefficient exprimant que les galets peuvent être chargés différemment à vide ou en charge.

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u + G_e + G_m}{G_c}\right)^3} \right\}} = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{46,52}{26}\right)^3} \right\}}$$

K₂: coefficient de régime de fonctionnement donné par le tableau suivant:

Régime de fonctionnement	I	II	III	IV
K ₂	1,1	1,2	1,4	1,4

Fe = 0,805.1,4.1813 = 2043 daN

d'où K₂ = 1,4

Fe = 2043 daN

Comme le rail est en acier, le galet aussi, il nous reste à définir le type d'acier:

nous avons donc: $E_m = \frac{2E_g E_r}{E_g + E_r} = E_{acier} = 21000 \text{ daN/mm}^2$

Eg : module d'élasticité du matériau du galet

Er : " " " du rail

d'où :

$$\sigma_c = 0,43 \sqrt[3]{\frac{2043(2100)^2}{146^2}} = 150 \text{ daN/mm}^2 = 15 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

D'où le choix du rail et du galet en acier CC 50 trempé et revenu (cémentation sur les parties en contact) d'après le tableau suivant:

Matériau	Dureté HB	R _p (Pa)
CC	< 217	11.10 ⁸
	350-450	18.10 ⁸
CC	< 241	13.10 ⁸
	350-450	22.10 ⁸

3.3.3.2 Calcul des résistances au mouvement.

La résistance totale au mouvement W est donnée par la relation suivante:

$$W = W_k + W_p$$

W_k : résistance au mouvement du chemin horizontal, en N

W_p : résistance au mouvement due à la pente du chemin

$$W_k = (Q_u + G_m + G_e + G_c)w$$

w : coefficient de résistance spécifique.

Pour des calculs définitifs, w est conforme à la relation

$$w = \frac{\mu \cdot d + 2fK_r}{D_g}$$

μ : coefficient de frottement dans les paliers des galets

Pour des paliers avec des roulements à deux rangées de rouleaux, et à rotule, $\mu = 0,015$

d (cm): diamètre intérieur du roulement.

Nous adoptons: $d = 0,25 D_g$ (en général, $d = (0,2 \text{ à } 0,3) D_g$)

d'où $d = 6,25$ cm

f : coefficient de frottement des galets sur les rails,

donné par le tableau suivant:

D_g (cm)	20-32	56-79	80	90-100
f	0,04	0,08	0,10	0,12

Comme $D_g = 25$ cm, alors $f = 0,04$

K_r : coefficient de frottement des boudins des galets sur les rails.

Les valeurs de K_r dans le cas des galets cylindriques sont données dans le tableau suivant:

Type de mécanisme	Mouvement	K_r	
Direction	central	2,5 ou 2	trolley ou câble
	central	1,5	"
Translation	individuel		

d'où $K_r = 2,5$

Nous avons donc :

$$W = \frac{0,015 \cdot 6 \cdot 25 + 20,04}{25} \cdot 2,5$$

$$W = 0,017$$

$$W_h = 72,52 \cdot 0,017 = 1,232 \text{ KN}$$

$$W_h = 1232 \text{ N}$$

$$W_p = (G_c + G_m) \alpha$$

$$W_p = 72,32 \cdot 0,002 = 0,145 \text{ KN}$$

$$W_p = 145 \text{ KN}$$

$$W = 1232 + 145 = 1377 \text{ N}$$

$$W = 1377 \text{ N}$$

3.3.3.3 Choix du moteur

La puissance statique P est:

$$P = \frac{W}{\eta} \cdot V_c$$

$\eta = 0,85$: rendement du mécanisme de direction.

V_c : vitesse du chariot .

$$P = \frac{1377}{0,85} \cdot \frac{40}{60} = 1080 \text{ W}$$

$$P = 1,08 \text{ KW}$$

Pour $ED = 25\%$, le catalogue donne un moteur électrique du type MIF 011-6 avec les caractéristiques suivantes:

$$P_m = 1,7 \text{ KW}$$

$$N = 850 \text{ tr/mn d'où } \omega_m = 89 \text{ rd/s}$$

$$M_{max} = 40 \text{ mN}$$

$$J_r = 0,021 \text{ Kgm}^2$$

$$m = 51 \text{ Kg}$$

Pour les dimensions, se reporter au dessin du chariot ou à la normalisation.

3.3.3.4 Rapport de réduction du mécanisme de direction

$$i = \frac{N_m}{N_g}$$

N_m : vitesse de rotation du moteur

N_g : " " des galets

$$N_g = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{40}{\pi \cdot 0,25} = 50,92 \text{ tr/mn}$$

$$i = \frac{850}{50,92} = 16,69$$

Nous prenons dans le catalogue i_d voisin de i ; d'où le choix d'un réducteur vertical du type BKH 280 avec les caractéristiques suivantes :

$$i_d = 16$$

$$P = 0,8 \text{ à } 1,4 \text{ KW} \quad m = 40 \text{ Kg}$$

Pour $N_m = 850$ tr/mn et $i_d = 16$, la vitesse du chariot devient :

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot N_m}{i_d} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 850}{16} = 41,72 \text{ m/mn}$$

$$V_c = 0,692 \text{ m/s}$$

La puissance statique du moteur devient :

$$\frac{P}{\eta} \cdot V_c = \frac{1377}{0,85} \cdot 0,695 = 1126 \text{ W}$$

$$P = 1,12 \text{ KW}$$

3.3.3.5 Choix des accouplements et des manchons à engrenages

Les calculs se déroulent de la même manière que pour le mécanisme de levage (voir §3.3.3.1).

$$M_n \gg M_{in}$$

Pour le mécanisme de direction $K_1 = 1,2$

$$K_2 = 1,4(83 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 1)$$

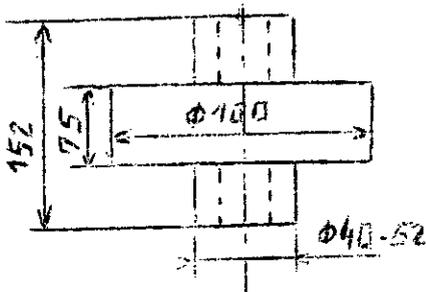
$$M_n = \frac{P_m}{w_m} = \frac{1700}{89} = 19 \text{ mN}$$

$$M_n = 19 \text{ mN}$$

$$M_a \geq 1,2 \cdot 1,4 \cdot 19 = 32 \text{ mN}$$

$$M_a \geq 32 \text{ mN}$$

Pour la liaison moteur-réducteur, nous prendrons un accouplement élastique dont l'un des plateaux est modifié en poulie de frein et du type C 01.



$$M_{max} = 67 \text{ mN}$$

$$N_{max} = 5400 \text{ tr/mn}$$

$$J = 0,003 \text{ Kgm}^2$$

$$m = 2,89 \text{ Kg}$$

Pour la liaison réducteur-arbre récepteur, nous aurons :

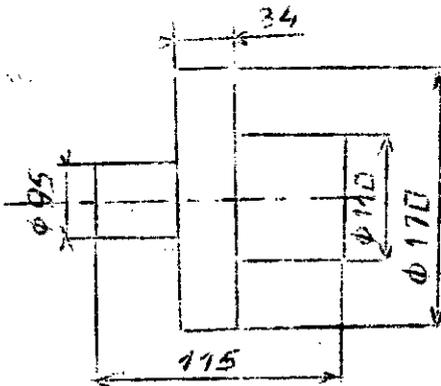
$$M_n = \frac{W D_g / 2}{f} = \frac{1377 \cdot 0,25 / 2}{0,85} = 202,5 \text{ mN}$$

$$M_n = 202,5 \text{ mN}$$

$$M_a \geq 1,2 \cdot 1,4 \cdot 202,5 = 340 \text{ mN}$$

$$M_a \geq 340 \text{ mN}$$

D'où le choix de demi-manchons du type CZM 1.



$$M_{max} = 710 \text{ mN}$$

$$N_{max} = 6300 \text{ tr/mn}$$

$$m = 20,5 \text{ Kg}$$

$$J = 0,06 \text{ Kgm}^2$$

5.3.4 Calculs définitifs du mécanisme de direction

L'étude de la dynamique du mécanisme de direction se réduit à quatre vérifications suivantes :

I - Avec chargement nominal :

Le moment moyen de démarrage du moteur doit avoir une valeur de manière à obtenir l'inégalité suivante:

$$a_m \leq a_a$$

a_m accélération moyenne

a_a accélération moyenne admissible

II - Sans chargement:

le moment maximal de démarrage doit avoir une valeur telle que:

$$a_{max} \leq a_{maxa}$$

a_{max} : accélération maximale

a_{maxa} : accélération maximale admissible .

III - Avec chargement nominal :

Le moment de freinage ne doit pas faire dépasser l'accélération moyenne admissible .

IV - Sans chargement:

Le moment de freinage ne doit pas faire dépasser l'accélération admissible imposée par la condition de non patinage .

Les deux premières vérifications vont permettre de faire le choix définitif du moteur, les deux dernières, celui du frein.

3.3.4.1 Première vérification

Modèle mathématique:

$$M_d \leq M_s + \frac{J_w}{t_d} \quad (\text{voir mécanisme de levage})$$

M_d : moment moyen de démarrage

M_s : moment statique.

$$M_d = \frac{K_{dmax} + K_{dmini}}{2} \cdot M_n$$

$$K_{dmax} = \frac{M_{max}}{M_n} = \frac{40}{19} = 2,1 \quad K_{dmax} = 2,1$$

$$K_{dmini} = 1,2 \quad (\text{voir § 3.2.3.1})$$

$$M_d = \frac{2,1 + 1,2}{2} \cdot 19 \quad M_d = 31,4 \text{ mN}$$

$$J = \delta (J_R + J_a) + \frac{(Q_u + G_e + G_m + G_c)}{g w_m^2} V_c^2$$

$$= 1,15(0,021 + 0,003) + \frac{72500 \cdot (0,69)^2}{10 \cdot 89^2 \cdot 0,85} = 0,548 \text{ Kgm}^2$$

$$J = 0,548 \text{ Kgm}^2$$

$$\frac{J_w}{t_d} = \frac{J_w a}{V_c}$$

a : accélération moyenne admissible donnée par le tableau suivant:

Mécanisme de direction ou bien de translation	a_a (m/s ²)
Ponts roulants transportant des métaux liquides	0,1
ponts en porte à faux	0,1
Ponts roulants de montage	0,15
Ponts roulants dans les dépôts	0,2 à 0,3
Ponts roulants technologiques (de manutention)	0,2 à 0,4
Ponts roulants à benne	0,8

Dans notre cas, nous avons à soulever des blocs homogènes d'acier dont le poids est relativement faible. Nous pouvons prendre une accélération assez élevée, soit : $A_a = 0,4 \text{ m/s}^2$

$$\text{d'où : } \frac{J_{wa} a}{V_c} = \frac{0,548.89.0,4}{0,69} = 28 \text{ mN}$$

En conclusion :

$$M_s + \frac{J_{wa} a}{V_c} = 28 + 12,6 = 40,6 \text{ mN}$$

Nous vérifions ainsi la condition imposée c'est à dire :

$$M_d = 31,4 \text{ mN} < 40,6 \text{ mN}$$

3.3.4.2 Deuxième vérification

Condition à satisfaire à vide :

$$M_d \leq M_{sv} + \frac{J_v w}{t_d} \quad (\text{condition de non patinage})$$

$$W_v = W_{pv} + W_{hv} \\ = (G_m + G_c + G_e) \cdot (\alpha + w) = 34520(0,002 + 0,0017)$$

$$\underline{W_v = 656 \text{ N}}$$

$$M_{sv} = \delta (J_r + J_a) + \frac{(G_m + G_c + G_e)}{g \cdot \eta} V_c^2 \\ = 1,15(0,021 + 0,003) + \frac{34520 \cdot (0,695)^2}{9,89^2 \cdot 0,85} = 0,275 \text{ Kgm}^2$$

$$\underline{J_v = 0,275 \text{ Kgm}^2}$$

$$\frac{J_v w}{t_d} = \frac{J_v a_{\text{maxd}} w_m}{V_c}$$

a_{maxd} : accélération maximale admissible de démarrage contre la pente (chariot à vide).

Elle est donnée par la relation suivante:

$$a_{\text{maxd}} = \left\{ \frac{G_{gm}}{G_c} \left(\frac{A_g}{K_g} + \frac{A \cdot d}{D_g} \cdot K_r \right) - w - \alpha \right\} g$$

G_{gm} : charge sur les galets moteurs (chariot à vide)

μ_g : coefficient de frottement galet-rail.

Pour des mécanismes à l'abri: $\mu_g = 0,2$

$K_g = 1,2$: coefficient de sécurité au frottement.

μ : coefficient de frottement dans les paliers, (§3.3.3.2)

$$\mu = 0,015$$

d : diamètre intérieur du roulement (voir §3.3.3.2)

$$d = 0,0625 \text{ m}$$

$$D_g = 0,25 \text{ m} \quad w = 0,017 \quad g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$K_r = 2,5 \quad \mu = 0,002$$

$$G_{gm} = \frac{G_e + G_m + G_c}{2} = \frac{8520 + 26000}{2} = 17260 \text{ N}$$

$$a_{\max d} = \left\{ \frac{17260}{26000} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,015}{0,25} \cdot 0,0625 \cdot 2,5 \right) - 0,017 - 0,002 \right\} 10$$

$$\underline{a_{\max d} = 0,97 \text{ m/s}^2}$$

$$\text{D'où : } \frac{J_v \cdot a_{\max d}}{V_c} = \frac{0,275 \cdot 89 \cdot 0,97}{0,695} = 34,1 \text{ mN}$$

La condition exigée est donc vérifiée. En effet, nous avons:

$$31 \text{ mN} < (34 + 6) \text{ mN}$$

Le choix du moteur est donc bon.

3.3.4.3 Troisième vérification

Condition à satisfaire :

$$M_f \leq M_{df} - M_{sf}$$

M_f : moment de freinage (valeur inconnue).

M_{df} : moment dynamique lors du freinage (dû à l'inertie des pièces en mouvement), réduit sur l'arbre du moteur.

M_{sf} : moment statique lors du freinage réduit sur l'arbre du moteur.

$$M_{sf} = \frac{WDg}{2i_d} \cdot \eta = \frac{1377 \cdot 0,25}{2 \cdot 16} \cdot 0,85$$

$$\underline{M_{sf} = 9 \text{ mN}}$$

$$M_{df} = \frac{J_{wm} \cdot a_a}{V_c}$$

$$J = \zeta (J_r + J_a) + \left(\frac{Q_u + G_m + G_e + G_c}{g} \right) V_c^2 \cdot \eta$$

$$J = 1,15(0,021 + 0,003) + \left(\frac{2520 \cdot (0,695)^2}{10 \cdot 89} \right) \cdot 0,85$$

$$\underline{J = 0,403 \text{ Kgm}^2}$$

$$M_{df} = \frac{0,403 \cdot 89 \cdot 0,4}{0,695} = 20,64 \text{ mN}$$

$$\underline{M_{df} = 20,6 \text{ mN}}$$

$$M_{df} - M_{sf} = 20,6 - 9 = 11,6 \text{ mN}$$

Pour un diamètre de poulie de frein de 100 mm (imposée par la normalisation de l'accouplement élastique), nous prenons un frein normalisé du type TKT 100 dont les caractéristiques sont les suivantes:

Diamètre de poulie de freinage : 100 mm

Mn = 20 mN

Masse : 12 Kg

Pour les dimensions, voir dessin.

Comme $M_f \leq 11,6 \text{ mN}$, le réglage des ressorts de freinage s'impose.

Nous allons ramener Mn de la valeur 20 mN à une valeur inférieure à 11,6 mN.

3.3.4.4. Quatrième vérification

Condition à satisfaire à vide :

$$M_f \leq M_{dv} - M_{sv}$$

M_{dv} : moment dynamique de freinage (dû aux forces d'inertie) avec le chariot à vide, réduit sur l'arbre du moteur.

$$M_{dv} = \frac{J_v \cdot w_m \cdot a_{maxf}}{V_c}$$

M_{sv} ; moment statique lors du freinage (chariot à vide),
réduit sur l'arbre du moteur.

$$M_{sv} = \frac{W_v \cdot D_g}{2 \cdot i_d} \cdot \eta = \frac{656 \cdot 0,25}{2 \cdot 16} \cdot 0,85$$

$M_{sv} = 4 \text{ mN}$

$$a_{maxf} = \left\{ \frac{G_m}{G_c} \left(\frac{\mu_g}{K_g} - \frac{\mu \cdot d}{D_g} \right) + \frac{w}{K_r} - \alpha \right\} g$$

$$= \left\{ \frac{17260}{26000} \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,0625}{0,25} \right) + \frac{0,017}{2,5} - 0,002 \right\} 10$$

$a_{maxf} = 1,12 \text{ m/s}^2$

$$J_v = J(J_r + J_a) + \left(\frac{G_m + G_e + G_c}{g w_m^2} \right) \cdot$$

$$= 1,15(0,021 + 0,003) + \frac{34520 \cdot (0,695)^2}{10 \cdot (89)^2} \cdot 0,85$$

$J_v = 0,179 \text{ Kg m}^2$

$$M_{dv} = \frac{0,179 \cdot 89 \cdot 1,12}{0,695} = 25,67 \text{ mN}$$

$M_{dv} = 25,6 \text{ mN}$

$$M_{dv} - M_{sv} = 25,6 - 4 = 21,4 \text{ mN}$$

Comme le frein choisi donne $M_f = 20 \text{ mN}$ (ceci sans le réglage des ressorts qui diminuera encore le moment M_f) nous avons : $M_f \leq M_{dv} - M_{sv}$

3.3.4.5 Calcul de la longueur de freinage

$$L_f = \frac{V_c^2}{2 a_{mf}} \quad \text{avec } a_{mf} : \text{accélération moyenne lors du freinage.}$$

$$L_f = \frac{0,695^2}{2 \cdot 0,4} = 0,603 \text{ m}$$

$L_f = 0,603 \text{ m}$

3.4 - Assemblage du chariot -

3.4.1. Calcul et recherche du centre de gravité
du chariot à vide .

3.4.1.1. Centre de gravité du mécanisme de levre

Nous considérons seulement les grands accessoires sans les poutres .
Les petites pièces et organes de poids faibles ne feront pas partie
des calculs .

Déterminons d'abord le poids de certains éléments, inconnu jusqu'à
présent :

a/ Arbre du tambour (pièce (6); planche I) Prenons le
diamètre moyen $d_m = 55\text{mm}$, soit $5,5\text{cm}$ $P_6 = m_6 g = \delta v g$ pour l'acier
 $P_6 = m_6 g = \delta v g$ $\delta = 7,85 \text{ g/cm}^3$
prenons $g = 10\text{m/s}^2$

$$m_6 = \frac{\pi d_m^2}{4} l \delta$$

avec $l = 89 \text{ cm}$

$$= \frac{\pi \cdot 5,5^2}{4} \cdot 89 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 16,6 \text{ Kg} .$$

$$P_6 = 166 \text{ N}$$

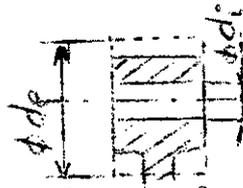
b/ Support (pièce 14, planche (1))

Pour compenser le poids du bras, nous augmentons d_e (diamètre
extérieur)

$$d_e = 14,4 \text{ cm}$$

$$d_i = 6,8 \text{ ''}$$

$$l = 5,2 \text{ ''}$$



$$m_{14} = \frac{\pi (d_e^2 - d_i^2)}{4} l \delta = \frac{\pi (14,4^2 - 6,8^2)}{4} 5,2 \times 7,85$$

$$= 5,16 \text{ kg}$$

$$P_{14} = 52 \text{ N} .$$

c/ Palier (pièce (6) , planche (1)) .

$$m_{16} = \pi \left[(d_{e1}^2 - d_{i1}^2) l_1 + (d_{e2}^2 - d_{i2}^2) l_2 \right] \delta$$



$$d_{e2} = 30 \text{ cm}$$

$$d_{e1} = 9 \text{ cm}$$

$$d_{i1} = 4,6 \text{ cm}$$

$$l_1 = 7,2 \text{ cm}$$

$$l_2 = 1,2 \text{ cm}$$

$$m_{16} = \frac{\pi (9^2 - 4,6^2)}{4} \times 7,2 \cdot 7,85 + \frac{\pi (30^2 - 9^2)}{4} \cdot 1,2 \cdot 7,85$$

$$= 6,06 \text{ Kg} \quad \text{soit } \underline{P_{16} = 61 \text{ N}}$$

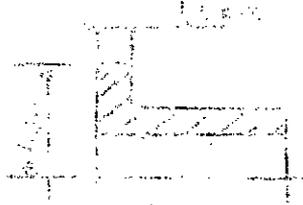
Il en est de même pour la pièce (3) : $P_3 = 61 \text{ N}$

d/ Tambour (pièce (4) , planche (1))

$$d_{m_e} = 332 \text{ mm soit } 33,2 \text{ cm}$$

$$d_i = 30,2 \text{ cm}$$

$$l = 84,4 \text{ cm}$$



$$m_4 = \frac{\pi (33,2^2 - 30,2^2)}{4} \cdot 84,4 \times 7,85 \cdot 10^{-3} + \frac{\pi (40^2 - 33,2^2)}{4}$$

$$\times 1,2 \times 7,85 \times 10^{-3} = 101,7 \text{ kg}$$

$P_4 = 1017 \text{ N}$

e/ Pièce (1)

$$m_1 = \frac{\pi (22,5^2 - 7,2^2)}{4} \times 3,8 \times 85 \cdot 10^{-3} = 10,6 \text{ kg}$$

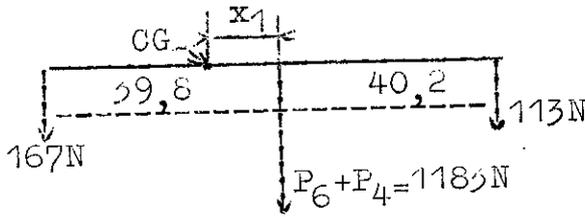
$P_1 = 106 \text{ N}$

de représente le diamètre primitif de la denture pour les pièces 14 et 16 , nous supposons le centre de gravité au milieu des 2 pièces , avec $P_{14} + P_{16} = 113 \text{ N}$.

Pour les pièces (3) et (1) , il en sera de même :

$P_{3+1} = 167 \text{ N}$

Nous aurons pour les pièces 1,3,4,6,14 et 16 :



Les côtes sont en cm.

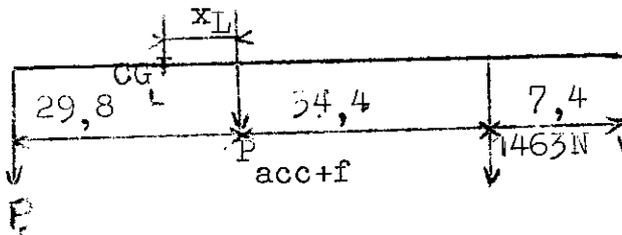
$$113 \cdot x (40,2 + x_1) + 1183 x_1 - 167 (39,8 - x_1) = 0$$

$$x_1 (1183 + 113) = 167 \cdot 39,8 - 113 \cdot 40,2 + 167$$

$$x_1 = \frac{1104}{1463} = 1,4 \text{ cm}$$

$$x_1 = 14 \text{ mm}$$

Centre de gravité du système suivant :



- Réducteur
 - Moteur
 - Frein
 - Accomplesment elastique
 - Système précédent
- $P_m = 1230 \text{ N}$

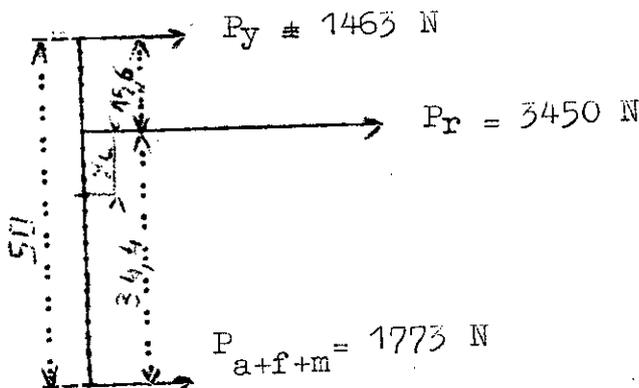
$$1200 (41,8 + x_L) + 1463 (34,4 + x_L) + 573 x_L - 3450 (29,8 - x_L) = 0$$

$$x_L = \frac{2323}{6686} = 0,31 \text{ cm}$$

$$x_L = 3 \text{ mm}$$

$$P_L = 6686 \text{ N}$$

Dans le sens transversal ; nous aurons :



$$1463(15,6+y_L) + 3450y_L - 1773(34,4-y_L) = 0$$

$$y_L(1463+3450+1773) = 1773 \cdot 34,4 - 1463 \cdot 15,6$$

$$y_L = \frac{38168}{6686} = 5,7 \text{ cm}$$

$$\underline{y_L = 57 \text{ mm}}$$

3.4.1.2 Centre de gravité du mécanisme de direction

Dans ce cas, nous prendrons en considération le poids des galets et de l'arbre de transmission. Toutefois des approximations seront faites pour les points d'application de ces forces.

Prenons le diamètre de l'arbre de transmission $d=40 \text{ mm}$.

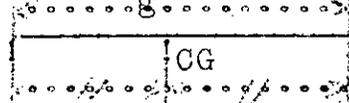
$$P_{\text{arbre}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 118,4 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 117 \text{ N}$$

$$\underline{P_{\text{arbre}} = 117 \text{ N}}$$

Masse de chaque galet: 44 Kg \Rightarrow $\underline{P_g = 440 \text{ N}}$

Pour le système (A)

$$l_g = 114 \text{ cm}$$

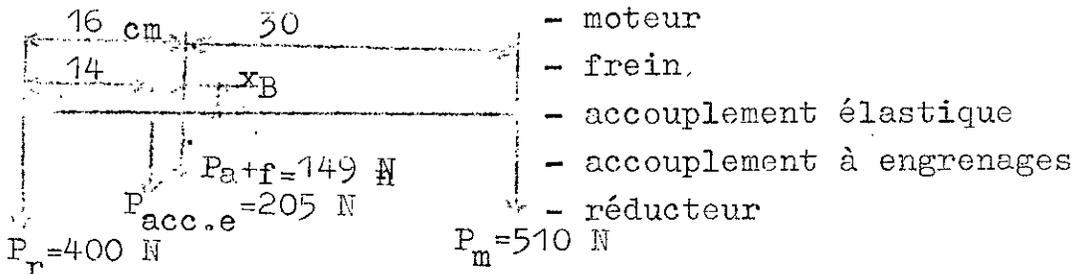


$$P_A = 440 + 440 + 164 = 1044 \text{ N}$$

Galets moteurs

Arbre de transmission

Pour le système (B) comprenant :



$$510 (30 - x_B) - 400 (16 + x_B) - 205 (2 + x_B) - 149x_B = 0$$

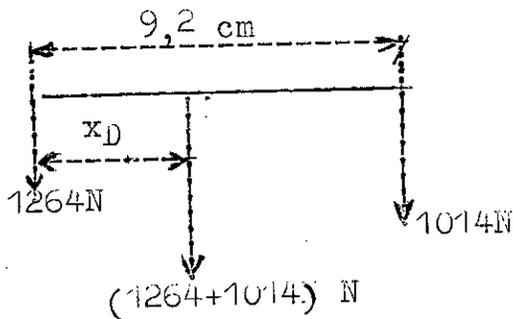
$$x_B (510 + 400 + 149 + 205) = 510 \times 30 - 400 \cdot 16 - 205 \cdot 2$$

$$x_B = \frac{8490}{1264} = 6,7 \text{ cm}$$

$$x_B = 67 \text{ mm}$$

$$F_B = 1264 \text{ N}$$

Pour le mécanisme de direction :



$$1264 x_D - 1044 (9,2 - x_D) = 0$$

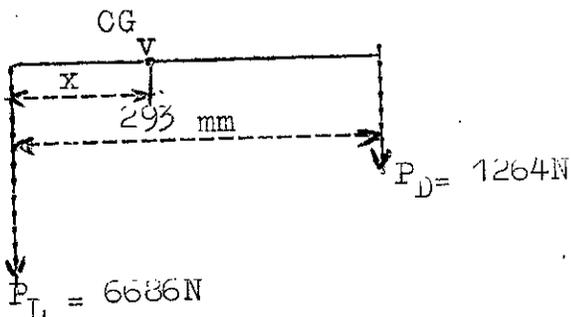
$$x_D (1264 + 1044) = 1044 \cdot 9,2$$

$$x_D = \frac{9604,8}{2308} = 4,16$$

$$\underline{x_D = 42 \text{ mm}}$$

Dans le sens transversal : $y_D = 0$ (Sur l'axe du système)

3.4.1.3. Centre de Gravité du chariot à vide .

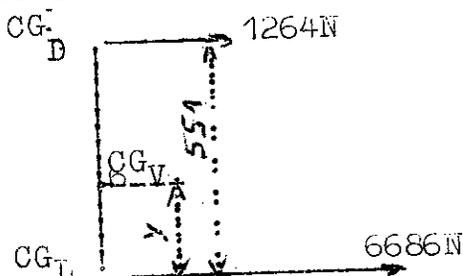


$$6686 x = 1264 (293 - x)$$

$$x (6686 + 1264) = 1264 \cdot 293$$

$$x = \frac{370352}{7950} \quad \underline{x = 46,58 \text{ mm}}$$

Dans le sens transversal :



$$6686 y = 1264 (551 - y)$$

$$y = \frac{696464}{7950} = 87,6$$

$$y = 88 \text{ mm}$$

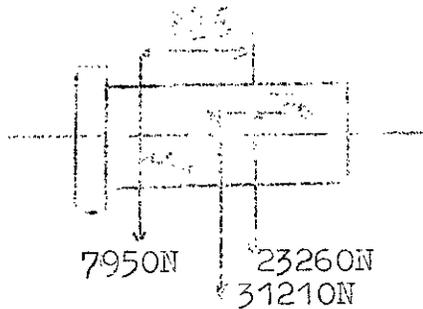
$$\underline{y = 88 \text{ mm}}$$

3.4.2 Centre de gravité du chariot en charge :

Afin que les galets soient également chargés, la poulie d'équilibrage devrait être montée telle que le centre de gravité en charge soit au milieu des quatre galets.

Les exigences de montage nous imposent le montage tel qu'il est représenté sur le dessin.

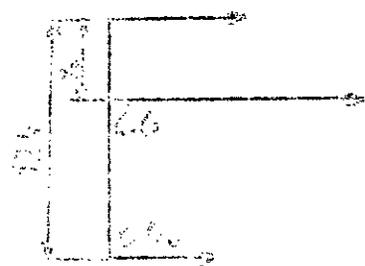
Cherchons donc le centre de gravité :



x_G pris à partir de l'axe de la poulie d'équilibrage (milieu de la longueur lisse du tambour).

$$23260 x_G = 7950 \times 325 \quad \text{d'où} \quad \underline{x_G = 83 \text{ mm}}$$

Dans le sens transversal nous aurons :



y_G pris à partir de l'axe de la poulie d'équilibrage (axe du tambour).

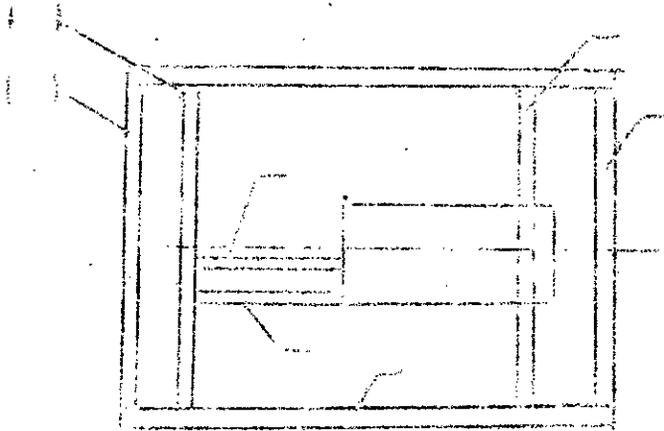
$$23260 y_G = 7950 (124 - y_G)$$

$$y_G (23260 + 7950) = 7950 \times 124 \quad \text{d'où} \quad y_G = 31,5 \text{ m}$$

3.4.3. Calcul du châssis

Matière : A37 avec $R_e = 24 \text{ daN/mm}^2$
 $s = 2$

$$\text{d'où} \quad R_p = 12 \text{ daN/mm}^2 = 120 \text{ N/mm}^2$$



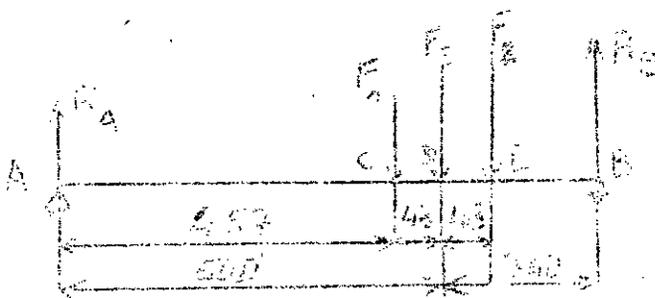
Nous supposons le poids du réducteur également réparti sur les six appuis . Par conséquent la charge sur chaque appui sera négligée .

Nous aurons donc pour le châssis (2)

$$F_1 = \frac{Q_u + G_m + G_e}{8}$$

$$F_2 = \frac{Q_u + G_m + G_e}{8}$$

$$F_3 = \frac{Q_u + G_m + G_e}{4} + \frac{G}{2}$$



$$F_1 = \frac{46520}{8} = 5815 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 = 5815 \text{ N}$$

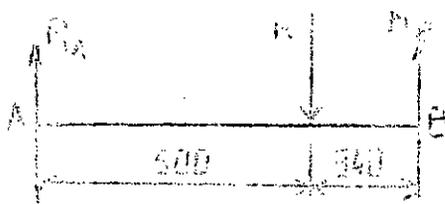
$$\text{Avec } G = P_1 + P_3 + P_{14} + P_6 + P_{16}$$

$$F_3 = \frac{46520}{4} + \frac{1463}{2} \quad F_3 = 12362 \text{ N}$$

Cherchons les réactions R_A et R_B

Le syst. (F_1, F_2, F_3) est équivalent à une force $R = F_1 + F_2 + F_3$

au point d'application de F_3 avec $R = F_1 + F_2 + F_3$



$$M_A = 0 = 23992 \text{ N}$$

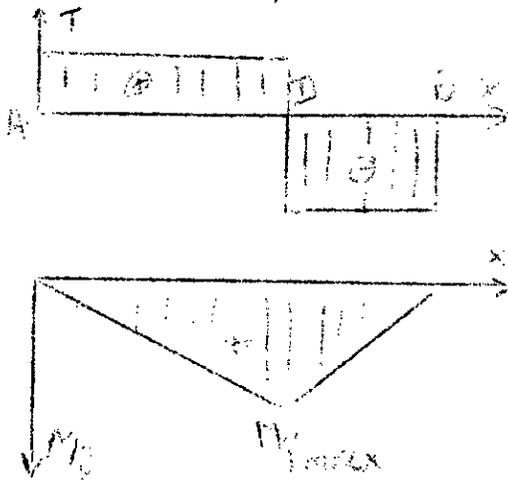
$$R_3 \cdot 840 = R \cdot 500 \text{ d'où } R_B = R \frac{500}{840}$$

$$R_B = 5815 \cdot 2 + 12362 \cdot \frac{500}{340}$$

$$R_B = 14281 \text{ N}$$

$$R_A = 9711 \text{ N}$$

Diagramme de l'effort tranchant et du moment fléchissant :



zone A-D

$$T = + R_A$$

$$M_f = R_A x$$

$$M_{fD} = 9711 \cdot 0,5 \\ = 4855,5 \text{ mN}$$

zone DB :

$$T = R_A - R$$

$$= - 14281 \text{ N}$$

$$M_f = R_A (0,5 + x) - Rx$$

$$M_{fmax} \text{ en D avec } M_{fmax} = 4855,5 \text{ mN}$$

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{\frac{I_{xx}}{y}} \leq R_p \quad \text{avec } y = \frac{h}{2}$$

$$\text{d'où } \frac{M_{fmax} \cdot h}{2 \cdot I_{xx}} \leq R_p$$

Prenons $h = 120 \text{ mm}$;

nous avons : $I_{xx} = 313 \text{ cm}^4$

$$\sigma = \frac{4855,5 \cdot 10^2 \cdot 12}{2 \cdot 313} = 9307,66 \text{ N/cm}^2$$

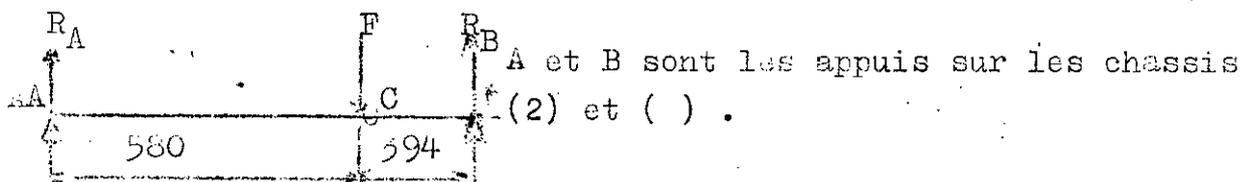
$$\text{soit } 93 \text{ N/mm}^2 \leq R_p$$

Si nous prenons un profilé U de hauteur $h = 120 \text{ mm}$; cela suffirait pour que la condition de résistance soit satisfaite. Comme le diamètre du galet est important les conditions de montage imposent $h = 160 \text{ mm}$

Il en est de même pour le châssis $\bar{4}$.

Pour un meilleur équilibrage du chariot nous prenons le même profilé U pour les quatre châssis ainsi que les deux poutres (3) et (6).

Calcul des poutres (7) et ()



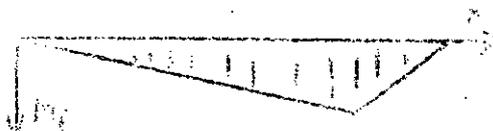
$$F = \frac{G_m + G_e + Q_u}{4} = 11260 \text{ N}$$

$$M_a = 0 \text{ d'où } : 11260 \cdot 0,58 - R_B \cdot 974 = 0 \quad R_B = 5705 \text{ N}$$

$$M_B = 0 \quad 11260 \cdot 0,394 - R_A \cdot 0,974 = 0 \quad R_A = 4555 \text{ N}$$

zone AC : $M_f = R_a \cdot x$

$$M_{f_c} = 4555 \cdot 0,58 = 2642 \text{ mN}$$

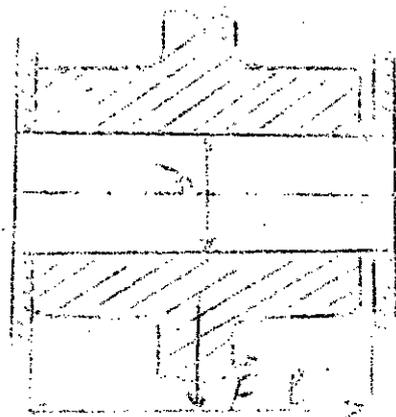


Preignons $h = 80 \text{ mm}$ d'où $I_{xx} = 99,9 \text{ cm}^4$

$$\sigma = \frac{M_{f_{\text{max}}} \cdot h}{2 I_{xx}} = \frac{2642 \cdot 10^2 \cdot 8}{2 \cdot 99,9} = 10578 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma = 105 \text{ N/mm}^2 < 120 \text{ N/mm}^2$$

Calcul de l'axe de la poulie d'équilibrage



l'axe travail à la flexion et au cisaillement.

$$F = \frac{Q_u + G_e + G_m}{2} = 23260 \text{ N}$$

Nous prenons un axe en acier A5^c Porgé

$$R_p = 135 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{pg} = 0,6 R_p = 81 \text{ N/mm}^2$$

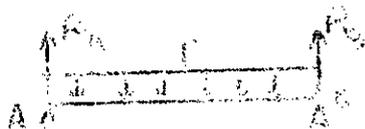
a) cisaillement :

$$\tau_c = \frac{F}{S} \leq R_{pg} \quad \left\{ \begin{array}{l} F = 23260 \text{ N} \\ S = \frac{d^2}{4} \times 2 = \frac{d^2}{2} \end{array} \right.$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2 F}{R_{pg}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 23260}{81}} = 13,5 \text{ mm} \quad d \geq 13,5 \text{ mm}$$

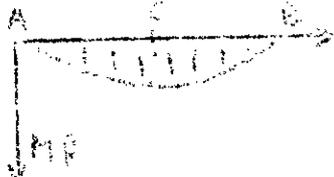
b) Flexion

$$p = \frac{F}{l} = \frac{23260}{36} = 646 \text{ N/mm}$$



$$R_A = R_B = \frac{23260}{2} = 11630 \text{ N} \quad (R_A = \frac{pl}{2})$$

$$M_f = R_A x - \frac{px^2}{2}$$



$$M_{f_c} = R_A \frac{l}{2} - \frac{pl^2}{4 \cdot 2} = \frac{pl^2}{8}$$

$$M_{f_c} = 104652 \text{ mmN}$$

M_{fmax} au milieu de l'axe $M_{max} = 104652 \text{ mm N}$

$$\frac{M_{fmax}}{\frac{I_{xx}}{y}} \leq R_p \quad \text{d'où} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{fmax}}{R_p}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 104652}{11630}}$$

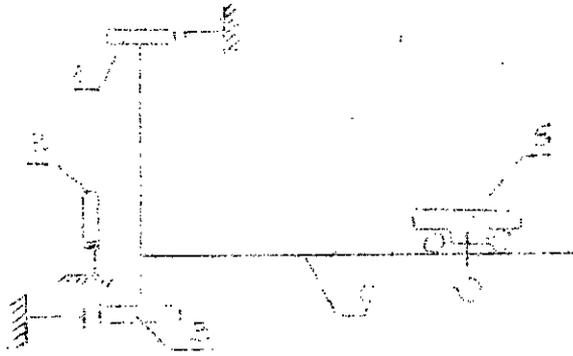
$$d \geq 19,9 \text{ mm}$$

choix d = 20 mm

CHAPITRE IV :

LA CONSTRUCTION METALLIQUE .

4.1-Structure principale de la construction métallique.

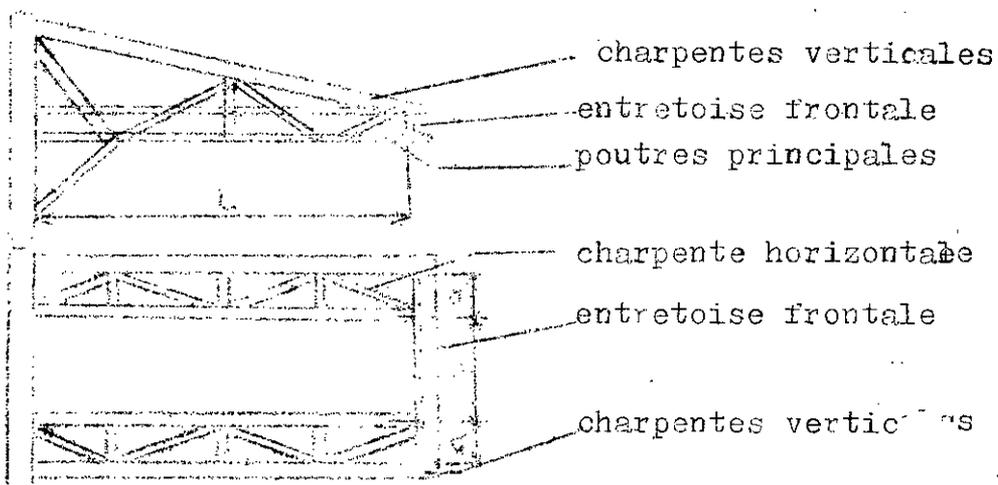


- 1: galets horizontaux supérieurs
- 2: galets verticaux
- 3: galets horizontaux inférieurs
- 4: poutres principales
- 5: chariot.

4.2 Choix de la construction.

Nous adoptons une construction métallique combinée comprenant:

- des poutres principales pleines ouvertes en double T
- la charpente horizontale en cornières doublées
- la charpente verticale en cornières doublées
- l'entretoise frontale en U.



Pour ce type de construction, les calculs seront relativement simples du fait que nous pourrions nous ramener à des cas simples.

Calcul des paramètres principaux:

a) Poids du chariot à vide

- 4 poutres UPN avec $h = 160$ mm et $l = 1,14$ m

$p = 14,1$ kg/m

$m_1 = 14,1 \cdot 1,14 \cdot 4 = 64$ kg

- 2 poutres UPN avec $h = 160$ mm et $l = 1,36$ m

$m_2 = 14,1 \cdot 1,36 \cdot 2 = 38,4$ kg

- 2 poutres UPN avec $h = 100$ mm et $l = 1,36$ m

$p = 9,2$ kg/m

$m_3 = 9,2 \cdot 1,03 \cdot 2 = 19$ kg

Pour les masses des différents organes ou éléments, se reporter à la nomenclature.

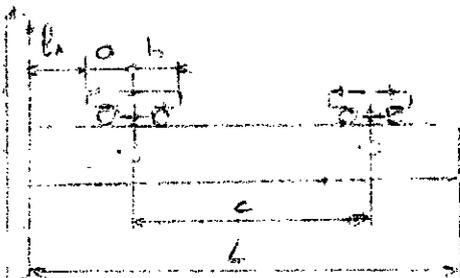
Nous estimons à 80 kg la masse des éléments ou organes intermédiaires (installation électrique, boulonnerie... etc)

$M_c = 64 + 38,4 + 19 + 345 + 20,3 + 120 + 2 \cdot 44 + 2 \cdot 46,5$

$+ 146 + 51 + 12 + 40 + 80 = 1153,7$ kg

D'où le poids du chariot à vide: $G_c = 11537$ N

b) Longueur des poutres principales :



l_s : longueur nécessaire pour l'installation électrique, la charpente ... ETC

Adoptons : $2 l_s = 1$ m .

$$a = 0,56 \text{ m}$$

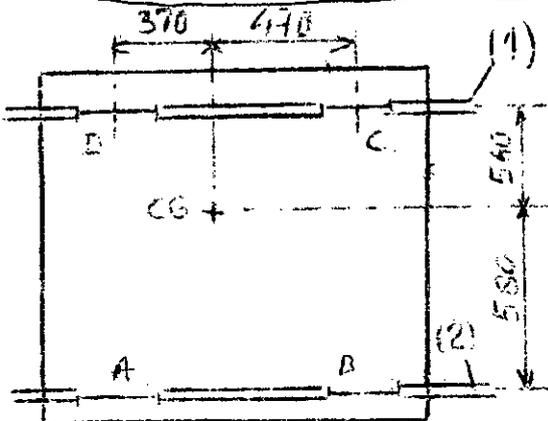
$$b = 0,866 \text{ m (environ } 0,87 \text{ m)}$$

$$L = c \pm 2l_s \pm b = 4 \pm 1 \pm 0,56 \pm 0,87$$

$$= \underline{\underline{L = 6,43 \text{ m}}}$$

c) Conditions de travail des deux poutres principales :

Calcul de l'effort sur chaque galet :



A et D : galets moteurs

B et C : galets fous

(I) et (2) : poutres principales

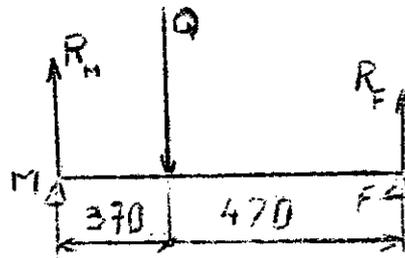
$$Q = Q_u \pm G_e \pm G_m \pm G_c = 58060 \text{ N}$$

R_M : réaction sur les galets moteurs

R_F : réaction sur les galets fous

$$M_F = 0 \text{ d'où } R_M = Q \frac{470}{840}$$

$$M_M = 0 \quad R_F = Q \frac{370}{840}$$



$$R_M = 32\,486 \text{ N}$$

$$R_F = 25\,574 \text{ N}$$

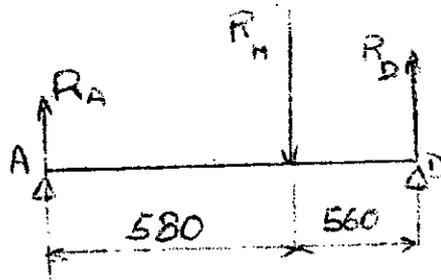
Sur les galets moteurs nous avons :

$$R_D = R_M \frac{580}{1140}$$

$$\underline{\underline{R_D = 16528 \text{ N}}}$$

$$R_A = R_M \frac{560}{1140}$$

$$\underline{\underline{R_A = 15958 \text{ N}}}$$



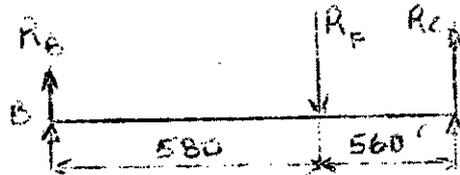
Sur les galets fous nous avons :

$$R_B = R_F \frac{560}{1140}$$

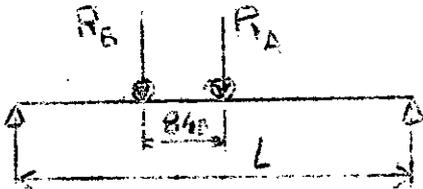
$$R_B = 12563 \text{ N}$$

$$R_C = R_F \frac{580}{1140}$$

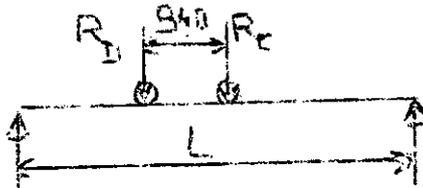
$$R_C = 13011 \text{ N}$$



La poutre (1) sous les efforts R_B et R_A



La poutre (2) travaille sous les efforts R_C et R_D :



Il y a aussi l'effet du poids propre de la poutre qui sera déterminé sur avant projet;

Calcul approché de G_I (poids propre de la poutre principale) :

Nous prenons le cas le plus défavorable des conditions de travail

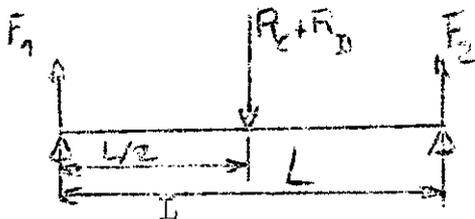
des deux poutres. Il s'agit du cas où $R_C = 13011 \text{ N}$
 $R_D = 16528 \text{ N}$

Nous supposons ($R_C \mp R_D$) concentré au milieu de la poutre

(M_{fmax} au milieu de la poutre)

$$F_I = F_2 = \frac{R_C \mp R_D}{2}$$

$$F_I = F_2 = 14769,5 \text{ N}$$



$$M_{f \max} = F_I \frac{L}{2}$$

$$M_{f \max} = 47484 \text{ mN}$$

Condition de résistance :

$$\sigma = \frac{M_{fmax}}{w_x} \leq R_p \quad \text{avec } w_x = \frac{2I_{xx}}{h}$$

$$\text{d'où } w_x \geq \frac{M_{fmax}}{R_p} \quad (R_p = 80 \text{ N/mm}^2)$$

$$w_x \geq \frac{47484 \cdot 10^3}{80} = 593\,550 \text{ mm}^3 = 593,5 \text{ cm}^3$$

Nous avons donc une poutre UPN avec $h = 330 \text{ mm}$; $p = 42,2 \text{ Kg/m}$

$$\text{d'où } G_I = 42,2 \cdot 10 \cdot 6,43$$

$$G_{II} = 2713 \text{ N}$$

4.3 Sollicitations exercées sur la construction métallique ;

4.3.1 Forces verticales

Elles sont dues :

- au poids propre G de la construction
- à la charge $Q = Q_u + Q_e + Q_m + Q_c$
- mouvements verticaux conséquence du soulèvement plus ou moins brutal de la charge.

Calcul de G :

$$G = 2G_1 + 2G_2 + 2G_3 + G_4 + G_5$$

G_1 / poids propre de la poutre principale

G_2 : poids propre de la charpente verticale

Nous adoptons $G_2 = 0,5G_5$

$$G_2 = 1356 \text{ N}$$

G_3 : poids propre de la poutre horizontale

$$\text{Adoptons } G_3 = \frac{G_1}{8}$$

$$G_3 = 339 \text{ N}$$

G_4 / poids propre de l'entretoise (poutre UPN avec $h = 330 \text{ mm}$)

$$p = 36,5 \text{ Kg/m} \quad L' = s + 2a$$

$s = 1,74 \text{ m}$ (distance entre les deux poutres principales)

$$a = \left\{ \frac{1}{12} + \frac{1}{16} \right\} L$$

$$\text{Adoptons } a = \frac{1}{14} L \quad \text{d'où } a = 0,50 \text{ m}$$

$$L_1 = 1,14 + 0,20 \cdot 2 = 1,54 \text{ m}$$

$$G_4 = 36,5 \cdot 10 \cdot 2,14$$

$$\underline{G_4 = 781 \text{ N}}$$

G_5 poids propre du chassis

Nous adoptons $G_5 = 0,25(2G_1 + 2G_2 + G_4)$

$$G_5 = 0,35(2 \cdot 2713 + 2 \cdot 1356 + 781)$$

$$\underline{G_5 = 3122 \text{ N}}$$

$$G = 2 \cdot 2713 + 2 \cdot 1356 + 2 \cdot 339 + 781 + 3122$$

$$\underline{G = 12719 \text{ N}}$$

Coefficient de dynamisme Ψ :

$$\Psi = 1 + 2,14V \leq 1,6$$

avec V [m/s] : vitesse de levage

exprime l'influence des forces dynamiques en processus de levage.

$$\Psi = 1 + 2,4 \cdot \frac{1}{8} = 1,4$$

$$\Psi = 1,4$$

Coefficient de dynamisme $\frac{K_A}{1}$

K exprime l'influence des forces dues à la mauvaise continuité du chemin de roulement.

Sa valeur est fonction de la vitesse de translation ou de direction.

Dans les deux cas, nous avons : $V < 1 \text{ m/s}$

K est donné par le tableau suivant :

V(m/s)	1	1 à 1,5	1,5 à 2,5	2,5
K	1	1,1	1,2	1,3

D'où $K = 1$

4.3.2 Forces horizontales résultant du chariot :

La valeur maximale est donnée par la condition de non patinage.

$$H_I = \mu Q$$

Q: masse du chariot en charge

$\mu = 0,14$: coefficient de frottement galet-rail (valeur maxi)

$$H_I = 0,14 \cdot 58060$$

$$\underline{H_I = 8128 \text{ N}}$$

Pour le calcul des poutres principales, de l'entretoise, des charpentes horizontales et verticales, la force H_I ne sera pas prise en considération.

Nous supposons que H_I charge uniquement le châssis de la construction métallique.

4.3.3 Forces horizontales dues au mouvement du pont en totalité :

$$H_2 = \mu (Q + P_p)$$

P_p : poids propre du pont

μ : coefficient de frottement galet-rail ($\mu = 0,2$)

H_2 : force horizontale

$$P_p = G + G_t$$

G_t : poids du mécanisme de translation

Adoptons $G_t = 1,5 G_d$

G_d : poids du mécanisme de direction

$$G_d = (40 \pm 12 \pm 51 \pm 2 \cdot 46,5 \pm 20,5 \cdot 3) \cdot 10$$
$$= 257,5 \text{ N}$$

$$G_t = 386 \text{ N}$$

$$H_2 = 0,2 (58060 \pm 386 \pm 12719) \quad H_2 = 14233 \text{ N}$$

Pour le 2^{ème} cas de sollicitations (voir 2.2), la combinaison des mouvements est :

- a) le mécanisme de levage marche, les mécanismes de direction et de translation ne marchent pas.
 - b) le mécanisme de translation marche, le mécanisme de direction ou bien le mécanisme de levage marche.
- La valeur des efforts est donnée dans le tableau suivant :

	Combinaison des mouvements	
	a	b
Poids propre	G	KG
Charge Q	Q	KG

$$\text{Avec } Q = Q_u \pm G_e \pm G_m \pm G_c$$

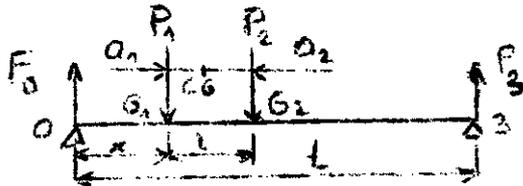
4.4 Répartition des forces sur les éléments de la construction métallique :

4.4.I Poutres principales

La poutre principale est considérée comme une poutre simple reposant sur deux appuis simples.

Cette poutre travaille à la flexion sous l'effet des galets du chariot en charge et sous l'effet du poids propre de cette poutre.

a) Poutre soumise aux efforts des galets du chariot en charge:



Nous prenons le cas défavorable pour le calcul de cette poutre

(cas où $\gamma = 1,4$ avec $(P_1 \mp P_2) = \gamma(R_D \mp R_C)$).

$$P_1 = R_D = 1,4 \cdot 16528 \text{ N} \quad P_1 = \underline{\underline{23\,139 \text{ N}}}$$

$$P_2 = R_C = 1,4 \cdot 13011 \text{ N} \quad P_2 = \underline{\underline{18215 \text{ N}}}$$

Cherchons la position du chariot pour laquelle le moment de flexion M_f sera le plus important :

F_0 = réaction sur l'appui 0

$$F_0 = \frac{P_1}{L}(L - x) \mp \frac{P_2}{L}(L - x - l)$$

M_f au droit du galet G_1 sera :

$$M_{fG_1} = F_0 x = \frac{P_1}{L}(Lx - x^2) \mp \frac{P_2}{L}(Lx - lx - x^2)$$

Ce moment est maximal pour :

$$\frac{dM}{dx} = \frac{P_1}{L}(L - 2x) \mp \frac{P_2}{L}(L - l - 2x) = 0$$

$$\text{Soit pour } x = \frac{L}{2} - \frac{P_2 l}{2(P_1 \mp P_2)} \quad \text{ou bien } x = \frac{L - \frac{P_2 l}{P_1 \mp P_2}}{2}$$

$$\text{soit } \underline{\underline{x = 3,03 \text{ m}}}$$

D'où le schéma suivant :



$$l = 0,84 \text{ m}$$

$$d = 3,03 \text{ m}$$

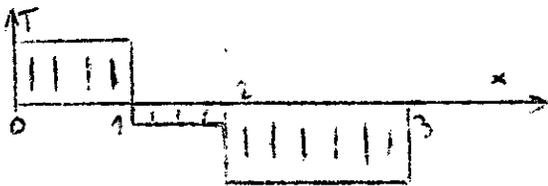
$$L = 6,43 \text{ m}$$

$$M_3 = 0 \text{ d'où } F_0 = \frac{P_1(L - d)}{L} \mp \frac{P_2(L - d - l)}{L}$$

$$\text{soit } F_0 = 19\,487 \text{ N}$$

$$F_3 = 21\,867 \text{ N}$$

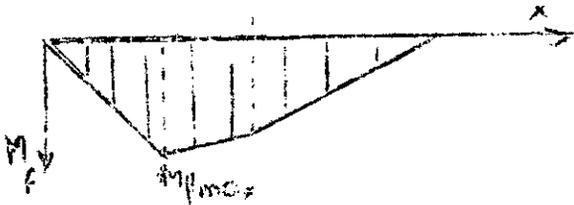
Zone 0 - I :



$$T = F_0$$

$$M_f = F_0 \cdot x \quad M_{fI} = 59\,046 \text{ mN}$$

Zone I - 2



$$T = F_0 - P_I$$

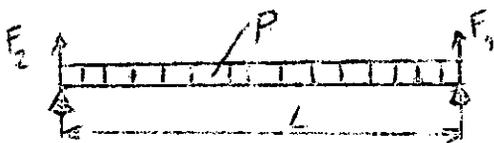
$$M_f = F_0(x - d) - P_I \cdot x$$

$$M_{f2} = 55\,978 \text{ mN}$$

M_{fmax} en I avec $M_{fmax} = 59\,046 \text{ mN}$

Comme $P_I > P_2$, la variation de M_{fmax} au droit du galet G_2 ne sera pas étudiée.

b) Poutre soumise à l'effort dû au poids propre :



$$p = 422 \text{ N/m}$$

$$F_1 = F_2 = 1357 \text{ N}$$

Pour $x = 3,03 \text{ m}$, M_f dû au poids propre est :

$$M_f = F_1 \cdot x - p \cdot \frac{x^2}{2} = 2\,175 \text{ mN}$$

D'où le moment maximal sur la poutre :

$$M_f = 59\,046 \pm 2\,175$$

$$\underline{M_f = 61\,221 \text{ mN}}$$

La condition de résistance est :

$$= \frac{M_{fmax}}{w_x} \leq R_p \quad \text{avec } w_x = \frac{I_{xx}}{h/2} \quad [cm^3]$$

$$w_x \geq \frac{61\,221 \cdot 10^2}{8\,000} = 765,2 \text{ cm}^3$$

Nous prenons donc en définitive, deux poutres IPN 360x445x 15

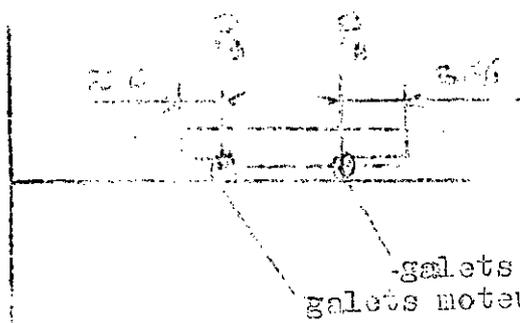
avec $p = 486 \text{ N/m}$

$$(L = 6,43 \text{ m})$$

D'où le poids de la poutre : $G_I = 3\,125 \text{ N}$

Remarque 1 :

La charge sur les galets du chariot étant répartie d'une façon non uniforme, la position de ce dernier est telle que le moment (ou effort) à l'extrémité des poutres soit moins important.



$$P_3 = \psi (R_A + R_D)$$

$$P_4 = \psi (R_B + R_C)$$

$$P_3 = 1,4 \cdot 32\,486 \text{ N}$$

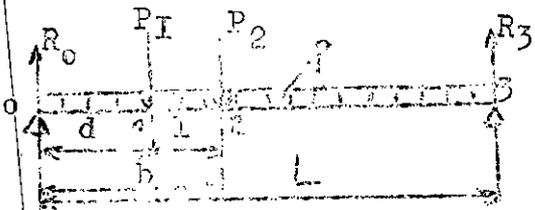
$$P_4 = 1,4 \cdot 25\,574 \text{ N}$$

$$P_3 = 45\,480 \text{ N}$$

$$P_4 = 35\,804 \text{ N}$$

Remarque 2 :

Vérification de la déformation maximale du chemin de roulement:



$$d = 3,03 \text{ m}$$

$$b = 3,87 \text{ m}$$

$$P_2 = 25\,139 \text{ N}$$

$$P_1 = 18\,215 \text{ N}$$

$$p = 486 \text{ N/m}$$

Calculons R_0 :

$$R_0 = \frac{pL}{2} + \frac{P_2(L - b) + P_1(L - d)}{L}$$

$$R_0 = 21\,049 \text{ N}$$

Pour la position bien définie du chariot ($d = 3,03 \text{ m}$, cas défavorable), l'équation de la flèche s'écrit :

$$EIY = EIY_0 + EIY_0'x - R_0 \frac{x^3}{6} + p \frac{x^4}{24} + P_1 \frac{(x-d)^3}{6} + P_2 \frac{(x-b)^3}{6}$$

Au point 0 : $Y_0 = 0$

Au point 3 : $Y = 0$ ($x = L$) d'où :

$$EIY'_0L - R_0L^3/6 \mp p \frac{L^4}{24} \mp P_1 \frac{(L-d)^3}{6} \mp P_2 \frac{(L-b)^3}{6} = 0$$

$$Y_0 = \frac{I}{EI} \left(\frac{R_0L^3}{6} - p \frac{L^4}{24} - \frac{P_1(L-d)^3}{6} \mp \frac{P_2(L-b)^3}{6} \right)$$

$$Y'_0 = \frac{I}{2I \cdot 10^{10} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} \left(\frac{21049 \cdot 6,43^2}{6} - \frac{486 \cdot (6,43)^3}{24} - \right.$$

$$\left. \frac{23139(3,4)^2}{6 \cdot 6,43} + \frac{18215(2,56)^2}{6} \right)$$

$$Y'_0 = 0,0046I$$

$$EIY = EIY'_0x - \frac{R_0x^3}{6} \mp p \frac{x^4}{24} \mp P_1 \frac{(x-d)^3}{6}$$

Pour $x = d$:

$$Y = Y'_0d - \frac{I}{EI} \left(R_0 \frac{d^3}{6} - p \frac{d^4}{24} \right)$$

$$= 0,0049 \cdot 3,03 - \frac{I}{2I \cdot 13380 \cdot 10^2} \left[\frac{21049 \cdot (3,03)^4}{6} - \frac{486(3,03)^3}{24} \right]$$

$$Y = 0,0105 \text{ m soit } 1 \text{ cm}$$

Mais la déformation maximale de la poutre n'est pas connue.

Nous allons faire la vérification de la pente maximale.

$$Y = Y'_0x \mp \frac{I}{EI} \left(\frac{R_0x^3}{6} - \frac{px^4}{24} \right) \quad Y' = Y'_0 + \frac{I}{EI} \left(\frac{px^3}{6} - \frac{R_0x^2}{2} \right)$$

$$\text{Pour } x = d \quad Y' = Y'_0 \mp \frac{I}{EI} \left(\frac{Pd^3}{6} - \frac{R_0d^2}{2} \right)$$

$$= 0,0046I \mp \frac{I}{2I \cdot 13380 \cdot 10^2} \left(\frac{486(3,03)^3}{6} - \frac{21049(3,03)^2}{2} \right)$$

$$\text{Pour } x = d, Y' = 0,0125 = \text{tg } \alpha \quad \text{d'où } \alpha = 0,0012 \text{rd}$$

NOUS vérifions ainsi que $\alpha \leq \alpha_{\text{max}}$ ($\alpha_{\text{max}} = 0,002 \text{rd}$)

4.4.2 Entretoise Frontale

L'entretoise frontale est considérée comme une poutre simple reposant sur deux appuis simples, chargée par les poutres principales, le chariot étant en position extrême;

$b_I = 366 \text{ mm}$

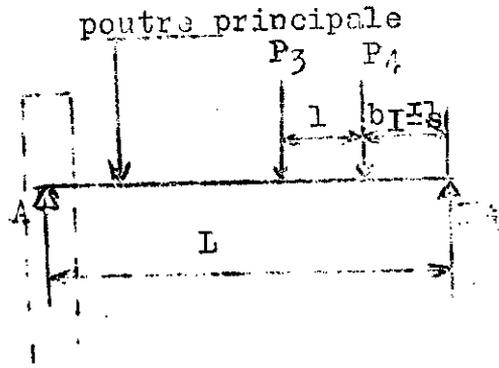
$l_s \pm b_I = 0,5 \pm 0,366 = 0,866 \text{ m}$

$l = 0,84 \text{ m}$

$L = 6,43 \text{ m}$

$P_3 = 45480 \text{ N}$

$P_4 = 35804 \text{ N}$



Calcul des réactions B_i :

$M_A = 0$ d'où $B_i = \frac{P_4(L - (l_s \pm b_1)) + P_3(L - (l \pm l_s \pm b_1))}{L}$

$B_i = \frac{35804(6,43 - 0,866) + 45480(6,43 - (0,84 \pm 0,866))}{6,43}$

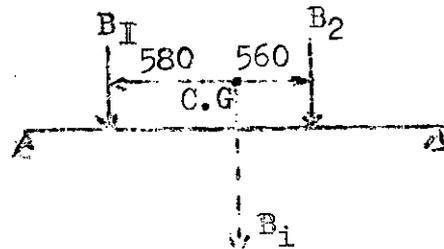
$B_i = 64395 \text{ N}$

Nous avons donc pour l'entretoise frontale :

$M_{CG} = 0$

$B_2 = B_i \frac{580}{560}$

$B_1 \pm B_2 = B_i = 64395 \text{ N}$



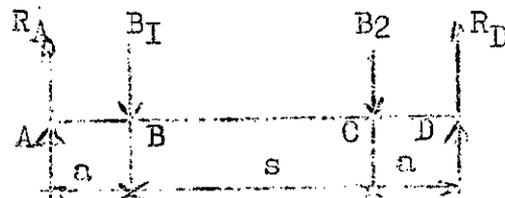
d'où $B_1 = 31633 \text{ N}$

$B_2 = 32762 \text{ N}$

Calcul des réactions :

$M_D = 0$

$R_I = \frac{B_1(s \pm a) + B_2 a}{s \pm 2a}$



$R_A = \frac{31633(7,04 \pm 0,5) + 32762 \cdot 0,5}{7,14 \pm 1}$

$R_D = 31697 \text{ N}$

$R_A = 0$ d'où $R_D = \frac{B_1 a + B_2 (s + a)}{s + 2a}$

$R_D = \frac{31633 \cdot 0.5 + 32762 \cdot 1.64}{2.14} = 32498 \text{ N}$

Zone AB $T = R_1$
 $M_f = R_1 x$

$M_{fB} = R_1 a = 15948,5 \text{ mN}$

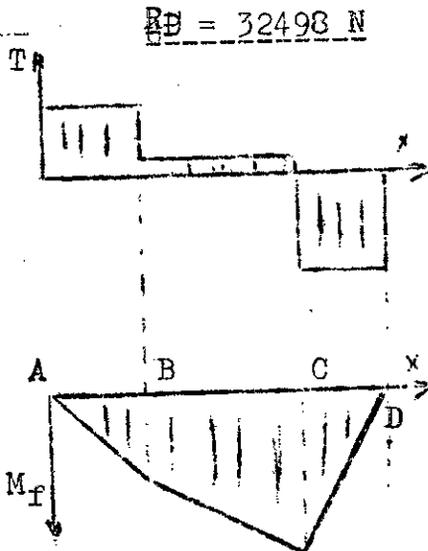
Zone BC $T = R_1 - B_1 = 264 \text{ N}$

$M_f = R_1 (x + a) - B_1 x$

Zone CD $T = -R_2 = -32498 \text{ N}$

M_{fmax} en D (T change de signe)

$M_{fmax} = R_2 a$ $M_{fmax} = 16249 \text{ mN}$

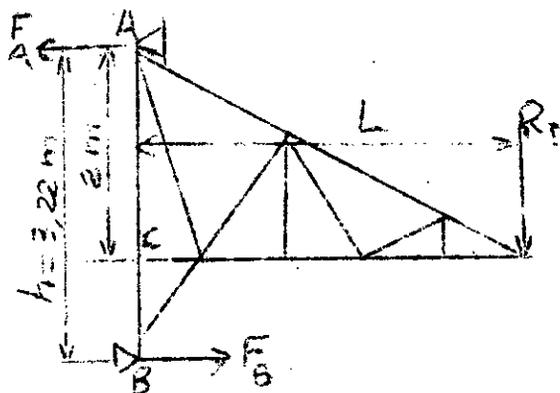


comme le choix de la poutre en dimensions est déjà fait, nous ferons un calcul de vérification ou bien le choix de la matière.

$R_p \gg \frac{M_{fmax} \cdot h}{2 I_{xx}} = \frac{16249 \cdot 36 \cdot 10^2}{2 \cdot 9840} = 2972 \text{ N/m}^2$

Nous vérifions bien que pour $R_p = 8000 \text{ N/m}^2$ la poutre travaille sous un coefficient de sécurité élevé.

4.4.3. La charpente verticale



Cas où le chariot est en position extrême (fin de course)

$$R_D = 32498 \text{ N (voir 4.4.2)}$$

Calcul des efforts F_A , F_B et F_C

$$M_A = 0 = R_D L - F_B h \quad F_B = \frac{R_D L}{h}$$

$$M_B = 0 = R_D L - F_A h \quad F_A = F_B = \frac{R_D L}{h} \quad F_C = R_D$$

les barres

Les efforts dans seront déterminés par la méthode de Crémone.

Pour ce tracé, nous prenons comme unité R_D

$$R_D = 1 \text{ d'où } F_A = F_B = \frac{R_D \cdot 6,43}{3,25}$$

$$F_A = F_B = 1,99 R_D$$

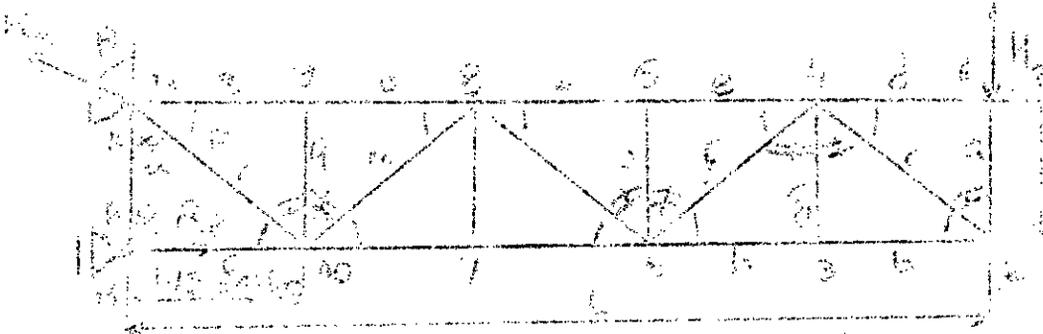
Le tracé nous donne les résultats suivants :

Barre	Valeur de l'effort	Nature de la containte
JA	3,15 R_D	Compression
IA	3,32 R_D	TRACTION
BA	0	/
JB	3,15 R_D	Compression
BC	0	/
CI	3,32 R_D	Traction
DC	0	/
JD	3,15 R_D	Compression
JE	3,15 R_D	Compression
DE	0	/
EF	0	/
FI	3,32 R_D	Traction
FG	2,35 R_D	Compression
GH	0	/
JH	2,85 R_D	Compression
HK	R_D	Traction
GK	R_D	Compression

Effort maximal de compression: $F_{Co} = 3,15 R_D = 102.369 \text{ N}$

Effort maximal de traction : $F_{tr} = 3,32 R_D = 107.893 \text{ N}$

4.4.4 Charpente horizontale



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{5a} = \frac{6,43}{50,5} \quad \alpha = 68,85^\circ$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \quad \beta = 21,24^\circ$$

Nous supposons la charpente horizontale chargée uniquement par H_2 .

Calcul des réactions R_A et R_B :

$$M_A = 0 = R_B a - H_2 \cdot L \Rightarrow R_B = \frac{H_2 L}{a} \quad \underline{R_B = 12,86 H_2}$$

$$\begin{aligned} \text{Proj}/x = 0 & \quad R_A \sin \theta = R_B \\ \text{Proj}/y = 0 & \quad R_A \cos \theta = H_2 \end{aligned} \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{R_B}{H_2} = 12,86 \quad \theta = 85,55^\circ$$

$$R_A = \frac{H_2}{\cos \theta} \quad \underline{R_A = 12,88 H_2}$$

Nous cherchons les efforts dans les barres par la méthode analytique.

Pour chaque nœud en équilibre : $\sum \vec{F}_i = 0$

* Nœud (1) (les lettres minuscules désignent les barres)

$$F_d = 0$$



$F_d = 0$

$F_a = H_2$ (compression)

Proj/y $\frac{F_c \sin \beta}{F_c} = F_a$ $F_c = \frac{F_a}{\sin \beta}$



Proj/x $F_b = F_c \cos \beta$

$F_c = 2,76 H_2$ (traction)

$F_b = 2,57 H_2$ (compression)

* neoud (3)

$F_g = 0$

$F_h = F_b = 2,57 H_2$ (compression)



* neoud (4)

Proj/y $F_f = F_c$ (compression)

Proj/x $F_e = 2F_c \cos \beta$

$F_f = 2,76 H_2$ (compression)

$F_e = 5,14 H_2$ (traction)



* neud (5)

$F_j = 0$

$F_i = F_e = 5,14 H_2$ (traction)



* neud (6)

Proj/y $F_R = F_f = 2,76 H_2$ (traction)

Proj/x $F_1 = F_h + 2F_f \cos \beta$ (compression)

$F_1 = 7,71 H_2$



* neud (7)

$F_p = H_2$ (compression)



* neud (8)

Proj/y $F_r = F_p$



* neoud (7)

$$F_p = F_1 = 7,71 H_2 \text{ (compression)}$$

$$F_m = 0$$



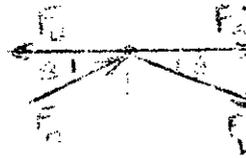
* NEoud (8)

Proj/y : $F_n = F_r$

Proj/x : $F_o = F_i + 2F_n \cos \beta$

$$F_r = 2,76 H_2 \text{ (compression)}$$

$$F_o = 10,28 H_2 \text{ (traction)}$$



* neoud (9)

$$F_q = 0$$

$$F_r = F_o = 10,28 H_2 \text{ (traction)}$$



* neoud (10)

PROJ/y : $F_s = F_n$

PROJ/x : $F_t = F_p + 2F_n \cos \beta$

$$F_s = 2,76 H_2 \text{ (traction)}$$

$$F_t = 12,85 H_2 \text{ (compression)}$$



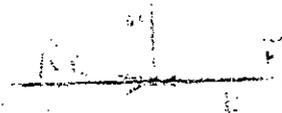
* neoud (11)

Il s'agit dans ce cas d'une verification de calcul

L'equilibre du neoud nous donne :

$$R_B = F_t$$

$$F_u = 0$$



En effet nous avons : $R_B = 12,88 H_2$

$$F_t = 12,85 H_2$$

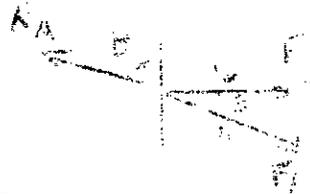
Nous constatons une légère erreur due aux calculs non précis

* neoud (12)

* ncoud (12)

$$\text{Proj/y} : R_A = \frac{F_s \sin \theta}{\cos \theta}$$

$$R_A = \frac{276 H_2 \frac{3+1}{2}}{\cos \theta} = 12,88 H_2$$



ce qui est vérifié.

Effort maximal de compression : $F_{co} = 12,88 H_2 = 183.321 \text{ N}$

Effort maximal de traction : $F_{tr} = 10,28 H_2 = 146.315 \text{ N}$

4.4.5 Dimensionnement des barres

4.4.5.1 Pièces soumises à la compression et au flambement simple :

Les barres seront calculées au flambement. Elles en cornières L doublées. Dans ce cas le rayon de giration i_x est le même que celui d'une cornière simple.

$$i_x = i_{cx} \left(\cos \theta \sqrt{\frac{I_x}{A}} \right)$$

Le coefficient λ pour une poutre est conforme à la relation :

$$\lambda = \frac{l}{i_x} \leq \lambda_{adm} \left(\lambda_{adm} = 120 \text{ en général} \right)$$

l : longueur de la barre

i_x : rayon de giration

Condition de résistance de la barre : $\frac{F_{co}}{\varphi A} \leq R_p$

Pour une charpente en acier E₃₆ : $R_p = 175 \text{ N/mm}^2$

avec ($s = \epsilon$)

F_{co} : effort maximal de compression

A : section de la pièce composée

φ : coefficient de flambement fonction de

Les valeurs de φ sont données dans le tableau suivant :

λ	0	10	20	30	40	50	60	70
ψ	1	0,99	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	0,81

λ	80	90	100
ψ	0,75	0,69	0,6

Comme nous avons plusieurs inconnues, nous allons d'abord procéder à un calcul préliminaire de la section, choisir le profilé, avant de reprendre le calcul définitif.

$$\frac{F_{co}}{k} \leq R_p \Rightarrow A \geq \frac{F_{co}}{R_p}$$

a) Charpente verticale :

Pour la membrure inférieure : (l = 128 mm)

$$A \geq \frac{102.369}{175} = 585 \text{ mm}^2 \text{ soit } 5,85 \text{ cm}^2$$

Prenons des poutrelles L 50.50.5 : $I_x = 2.11,2 = 222,4 \text{ cm}^2$
 $A = 2.4,8 = 9,6 \text{ cm}^2$

$$i_x = \sqrt{\frac{11,2}{4,8}} = 1,52$$

$$\lambda = \frac{l}{i_x} = \frac{128}{1,52} = 84 \text{ d'où } \psi = 0,73$$

$$A \geq \frac{F_{co}}{\psi R_p} = \frac{102.369}{0,73 \cdot 175} = 8003 \text{ mm}^2$$

$$\text{soit } A \geq 8,01 \text{ cm}^2$$

Notre choix est donc acceptable

Pour la barre GF : l = 2,4 m

$$F = 2,35 R_D = 76370 \text{ N}$$

$$A \geq \frac{76370}{175} = 436 \text{ mm}^2$$

Prenons une cornière L = 63.63.5

$$I_x = 2.36,6 = 73,2 \text{ cm}^2$$

$$A = 2.6,13 = 12,26 \text{ cm}^2$$

$$i_x = \sqrt{\frac{36,6}{6,13}} = 2,44 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{240}{2,44} = 98 \approx 0,61$$

$$A \geq \frac{76.370}{0,61.175} = 715 \text{ mm}^2 \text{ soit } 7,2 \text{ cm}^2$$

Le choix est donc bon.

b) Charpente horizontale :

Effort maximal sur la barre t :

$$\frac{F_{co}}{R_p} = \frac{183.321}{175} = 1047,5 \text{ mm}^2 \text{ soit } 10,5 \text{ cm}^2$$

Pour les poutres L 70.70.5 $I_x = 2.31,9 = 63,8 \text{ cm}^4$
 $A = 2.6,86 = 13,72 \text{ cm}^2$

$$i_x = \sqrt{\frac{31,9}{6,86}} = 2,15 \text{ cm} \quad \lambda = \frac{128}{2,15} = 59 \approx 60$$

d'où : $\lambda = 0,86$

En définitive

$$A \geq \frac{183.321}{0,86.175} = 1218 \text{ mm}^2 \text{ soit } 12,18 \text{ cm}^2$$

Les barres b, h, i, p et t seront en cornières doublées :
 L.70.70.5

Pour les barres a, q, j, q et u l'effort est relativement faible. Pour des raisons technologiques, nous prendrons des cornières L 45.45.5 au lieu de faire un calcul qui aboutirait à l'utilisation de cornières plus petites

Les barres f et h seront prises pareilles aux autres barres diagonales travaillant à la traction.

L'effort étant faible sur les barres f et n, ces dernières auront des sections qui seront données par le calcul des autres barres .

4.4.5.2 Filets soumis à la traction

a) Charpente verticale :

condition de résistance :

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq R_p$$

$$\begin{aligned} \text{Pour } F &= 107\,893 \text{ N} \\ R_p &= 175 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \Rightarrow A \geq \frac{107\,893}{175} = 616 \text{ mm}^2$$

soit $A \geq 6,16 \text{ cm}^2$

Les barres soumises à la traction seront en cornières doublées L 50x50x4 .

b) Charpente horizontale :

$$A \geq \frac{F}{R_p} \text{ (avec } F = 146\,215 \text{ N)}$$

$$A \geq \frac{146\,215}{175} = 836 \text{ mm}^2 \text{ soit } 8,36 \text{ cm}^2$$

Nous prendrons des cornières doublées L 50 X 50 x 5 .

Pour des raisons de montage nous allons faire en sorte que la gamme des profilés utilisés ne soit pas très variée .

Tableau récapitulatif :

* Charpente verticale :

Barres	Nature de la contrainte	Cornière L
Verticales AB DE GK HK	Traction Traction Compression Traction	45 x 45 x 5
Horizontales JA JB JD JE GH	compression " " " "	50 x 50 x 5
Diagonales GF, JH FI CI AI EF DC, BC	compression traction " " " "	63 x 63 x 5

Remarque ; nous adoptons trois types de cornières, ceci afin de faciliter le montage. Pour cela, plusieurs barres travaillent largement en dessous de leur résistance pratique .

* Charpente horizontale :

Barres	Nature de la contrainte	Cornière L
Verticales g, a j, q u	compression " "	45 x 45 x 5
Horizontales d, e i, o r b, h l, p, t	traction " " compression "	70 x 70 x 5
Diagonales f, n c, k s	compression traction "	45x 45 x 5

C O N C L U S I O N
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

Les facteurs essentiels recherchés pour la construction d'un pont roulant sont :

- l'emploi de matériaux et choix d'une construction permettant de réduire le poids propre du pont ;
- la fiabilité et la longévité ;
- la sécurité au travail ;
- l'emploi de pièces ou ensembles normalisés.

L'étude du pont roulant en porte-à-faux présentée dans cet ouvrage, est préliminaire. Pour plusieurs éléments, les calculs doivent être repris à la base des résultats déjà obtenus afin de réduire le coût de la réalisation ainsi que le poids propre du pont .

Il est clair aussi que cette étude n'est pas complète. Elle nécessite un travail de plusieurs équipes .

B I B L I O G R A P H I E

1. Guide d'élaboration de projets d'app. de levage, D^c I. Kolarow. Edition "Technika", Sofia 1978.
2. Règles pour le calcul des app. de levage, Fédération Européenne de la Manutention. Paris 1970.
3. Appareils de levage , N.Roudenko . Moscou 1971.
4. Appareils de levage et de manutention, W.Diviziev, Sofia 1973.
5. Eléments de construction, tome VIII, G. Lemasson. Paris 1966.
6. Les appareils de levage . ERNST . Paris 1963.
7. Résistance des matériaux.Cours de M^rBONNEVILLE.
8. Cours de Mr. IVAN : "les appareils de levage".
9. Cours de construction mécanique de Mr. PIEROZAK.

