

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

**HOUARI BOUMEDIENNE**

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

Tex

اندرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
الميكانيكية  
PROJET DE FIN D'ETUDES  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

**PORTIQUE ELECTRIQUE  
DE 70 KN**

Proposé par :

**S.N. METAL**

Unité Côte Rouge

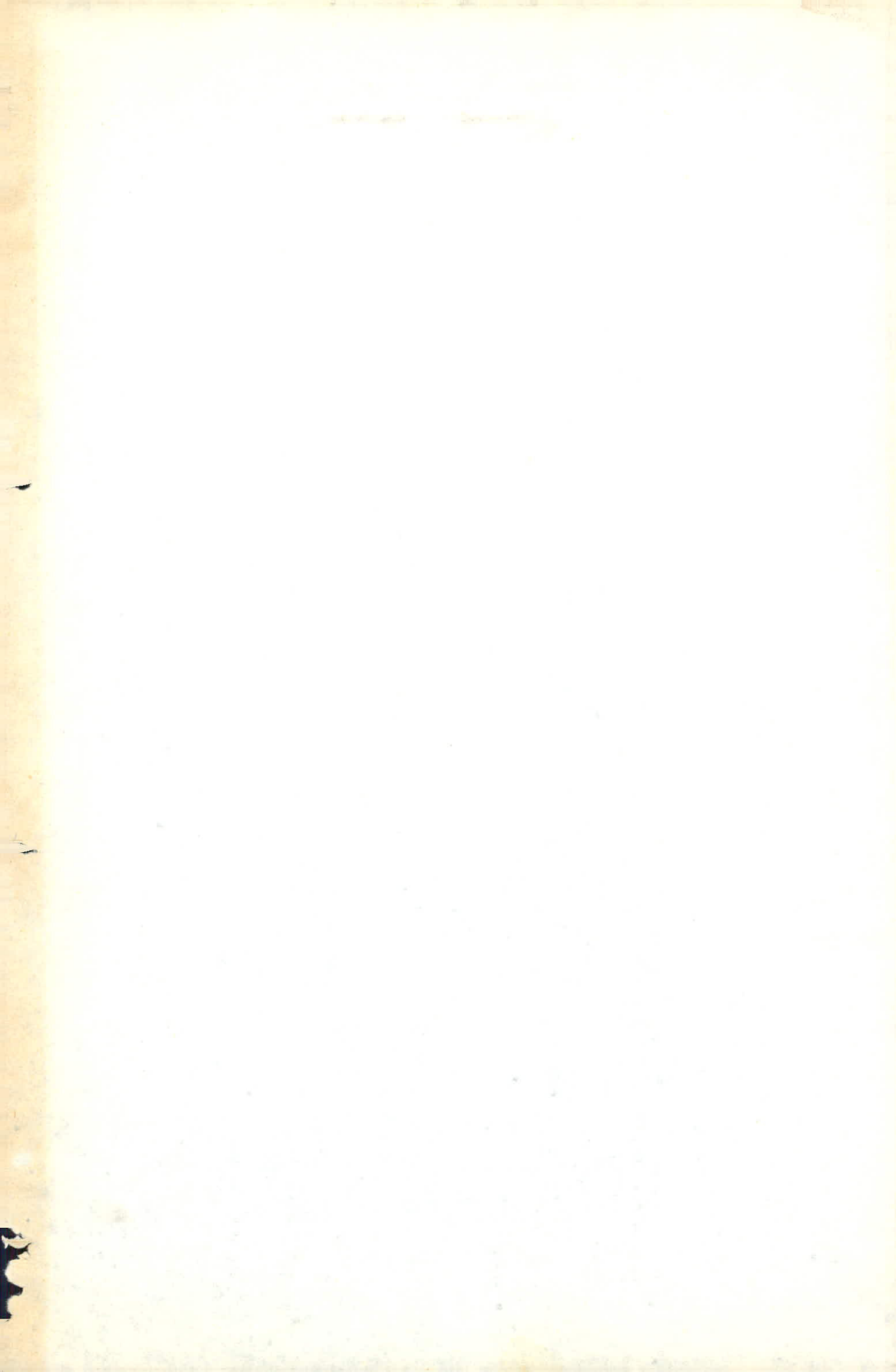
suivi par :

**Mr G. SPIRIDONOV**

Maître assistant à l'ENPA

Etudié par :

**Mr BACHA Nacer - Eddine**



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

«O»

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

**HOUARI BOUMEDIENNE**

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

**DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE**

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

**PORTIQUE ELECTRIQUE  
DE 70 KN**

Proposé par :

**S.N. METAL**

Unité Côte Rouge

suivi par :

**Mr G. SPIRIDONOV**

Maître assistant à l'ENPA

Etudié par :

**Mr BACHA Nacer - Eddine**



## REMERCIEMENTS :

Je tiens à remercier chaleureusement M<sup>r</sup> SPIRIDONOV mon promoteur dont les précieux conseils m'ont largement aidé à l'élaboration de ce modeste travail.

Je remercie tout le corps enseignant à qui je dois ma formation, et en particulier M<sup>r</sup> PIEROZAK dont la persévérance et l'efficacité au travail n'échappe à personne.

Je terminerai en remerciant M<sup>r</sup> CHENAF Ing. Post-Gradué du Génie Civil pour l'aide qu'il m'a prodigué, ainsi que mon frère RABAH à qui je dois le tirage de ce polycopié. Mes remerciements vont également à mes amis : MAZOUZI, OUANES et DRIAS djamel.

## DEDICACES :

# TABLE DES MATIERES

Pages

I Introduction et Généralités . . . . .	1
II CHARIOT . . . . .	3
2.1 Mécanisme de levage . . . . .	3
2.1.1 Paramètres initiaux - Choix cinématique . . . . .	3
2.1.2 calcul préliminaire . . . . .	4
2.1.2.1 choix de la construction et calcul du palan . . . . .	4
2.1.2.2 calcul du câble . . . . .	5
2.1.2.3 Calcul du diamètre du tambour . . . . .	6
2.1.2.4 Vérification des contraintes du câble . . . . .	7
2.1.2.5 choix des poulies de fonctionnement . . . . .	8
2.1.2.6 choix de la poulie d'équilibrage . . . . .	9
2.1.2.7 Choix de la moufle mobile . . . . .	9
2.1.2.8 Profil du tambour . . . . .	9
2.1.2.9 choix des éléments normalisés . . . . .	10
2.1.2.10 calcul de la longueur du tambour . . . . .	16
2.1.3 Calculs définitifs . . . . .	18
2.1.3.1. Dynamique du mécanisme de levage . . . . .	18
2.1.3.2 vérification du moteur à la non surchauffe . . . . .	20
2.1.3.3 calcul à la résistance du tambour . . . . .	24
2.1.3.4. Calcul à la résistance de la moufle . . . . .	29
2.2 Mécanisme de direction . . . . .	33
2.2.1 Paramètres initiaux - choix cinématique . . . . .	33
2.2.2 calculs préliminaires . . . . .	34
2.2.2.1 calcul des galets . . . . .	34
2.2.2.2 calcul de la résistance au $m^{vt}$ du chariot . . . . .	35
2.2.2.3 choix des éléments normalisés . . . . .	36
2.2.3 calculs définitifs . . . . .	40
2.2.3.1 Première vérification . . . . .	40
2.2.3.2 Deuxième vérification . . . . .	41
2.2.3.3 Troisième vérification . . . . .	44
2.2.3.4 Quatrième vérification . . . . .	45

2.3 Châssis du charriot . . . . .	46
2.3.1 Recherche de la position du centre de gravité . . . . .	46
2.3.2 Calcul du châssis . . . . .	49
2.3.2.1 Elaboration de la construction du châssis . . . . .	49
2.3.2.2 Calcul à la résistance des éléments du châssis . . . . .	50
2.3.2.2.1 calcul des poutres transversales . . . . .	51
2.3.2.2.2 Calcul des poutres principales . . . . .	55
III CONSTRUCTION METALLIQUE DU PORTIQUE . . . . .	57
3.1 Généralités . . . . .	57
3.2 Determination du poids propre du portique . . . . .	58
3.3 Calcul des reactions maxi. sur les galets . . . . .	59
3.4. calcul de la poutre principale . . . . .	61
3.4.1. Cas de sollicitation I . . . . .	61
3.4.2 cas de sollicitation II . . . . .	63
3.4.3 Vérification des contraintes de flexion . . . . .	66
3.4.4 cas de sollicitation III . . . . .	67
3.4.5 Vérification de la contrainte de cisaillement . . . . .	67
3.4.6 Contrainte de comparaison . . . . .	69
3.4.7 calcul de la rigidité . . . . .	69
3.4.7.1 flèche due à la charge roulante . . . . .	69
3.4.7.2 flèche due au poids propre de la poutre . . . . .	70
3.5 calcul des palées . . . . .	72
3.5.1 Determination des efforts de calculs . . . . .	72
3.5.2. condition de résistance . . . . .	73
3.5.3. Vérification au flambement . . . . .	74
3.6 Stabilité du portique . . . . .	75
3.6.1 stabilité du portique en service sans vent . . . . .	76
3.6.2 stabilité du portique en service avec vent . . . . .	76
3.6.3 stabilité du portique hors service . . . . .	76
IV MECANISME DE TRANSLATION . . . . .	77
4.1 calcul des galets . . . . .	77
4.2 choix du motoréducteur . . . . .	78
4.3 vérification de non entraînement du portique hors service par le vent . . . . .	80
V EQUIPEMENT ELECTRIQUE . . . . .	81
Conclusion . . . . .	82

# PRESENTATION DU SUJET :

## PORTIQUE ELECTRIQUE

Force	7 tonnes
Portée 16,07 m avec un porte à faux de 5,63 m	
Groupe F.É.M.	3/2 m.
Facteur de marche	20%
Classe de démarrage	150 d/h
Hauteur de levage	7 m
Vitesse de levage	4,65 m/min
Vitesse de direction	14 m/min
Vitesse de translation	40 m/min
Longueur de chemin de roulement	100 m
Tension d'alimentation	380V-50Hz.
Tension de Commande	2 x 24 v
Commande par boîtes à boutons poussoirs	
Nature du rail de roulement : Burbach n°2	
Service extérieure, atmosphère normale	



# Chp I. Introduction et Généralités

## 1.1. Introduction

Aujourd'hui, la nécessité d'un appareil de levage est si évidente dans toute industrie, parc de stockage, chantier ou port qu'on ne peut s'en passer de sa présence. Du seau accroché à une corde passant par une poulie aux énormes engins de sidérurgie, l'économie d'énergie et de temps sont deux facteurs importants qui font de la manutention un outil de travail permanent.

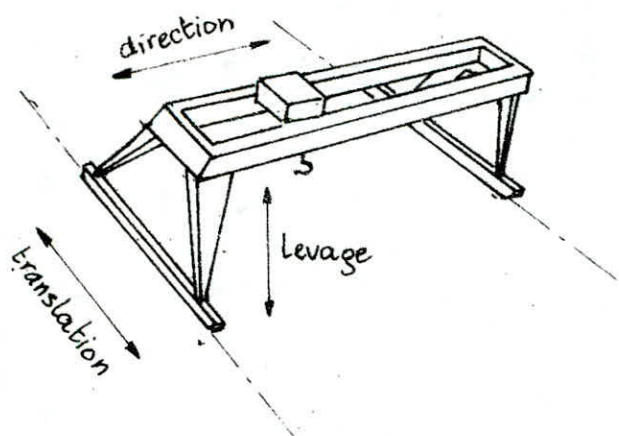
Dans notre projet, nous avons été chargé par la SN-METAL de concevoir un portique d'une force de 7 tonnes au profit de la SNTF pour charger et décharger un parc de stockage à l'air libre dont la nature des charges était : des caisses d'environ 2x3m et des poutres en profiles ou des rails de roulement. Dès le début nous avons constaté que les données du mécanisme de levage et de direction n'étaient pas normalisées, ceci afin de pouvoir choisir un palan standardisé. Malgré la consultation d'un grand nombre de catalogues de firmes spécialisées, nous n'avons pu faire un choix convenable qui répondait aux exigences du client, nous étés amener à concevoir le chariot avec la charpente métallique du portique.

## 1.2. Généralités.

" Par définition les appareils de levage sont des engins capables de lever des charges au moyen de câbles, ou éventuellement de chaînes et de les déplacer à l'intérieur d'une certaine aire.

Le m<sup>vt</sup> essentiel d'un tel appareil est donc le mécanisme de levage. Un ou plusieurs autres m<sup>vt</sup>s sont le plus souvent adjoints au mécanisme de levage pour permettre le déplacement horizontal de la charge lorsque l'ensemble de l'appareil est mobile. Ce m<sup>vt</sup> peut avoir soit sur un chemin de roulement surélevé soit sur une voie posée au niveau du sol. (Le portique dans notre cas)

Le portique a la possibilité d'avoir des avant-becs qui permettent de desservir aisément des accès, routes, voies ferrés, voies d'eau laissant toute la zone entre les pieds pour le parc de stockage.



Le portique peut effectuer trois m<sup>vt</sup> dans l'espace:

- le m<sup>vt</sup> de levage (déplacement de la charge)
- le m<sup>vt</sup> de direction (déplacement du chariot)
- le m<sup>vt</sup> de translation (déplacement du portique).

Les appareils de levage sont classés par groupe de fonctionnement suivant la fréquence du service et son intensité:

- a) Service léger : matériel soumis exceptionnellement à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations très faibles.
- b) Service moyen : matériel soumis assez souvent à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations faibles.
- c) Service lourd : matériel soumis fréquemment à la sollicitation maximale et couramment à des sollicitations moyennes.
- d) Service très lourd : matériel soumis régulièrement à des sollicitations voisines de la sollicitation maximale.

## Chp II - CHARIOT

### 2.1. MECANISME DE LEVAGE

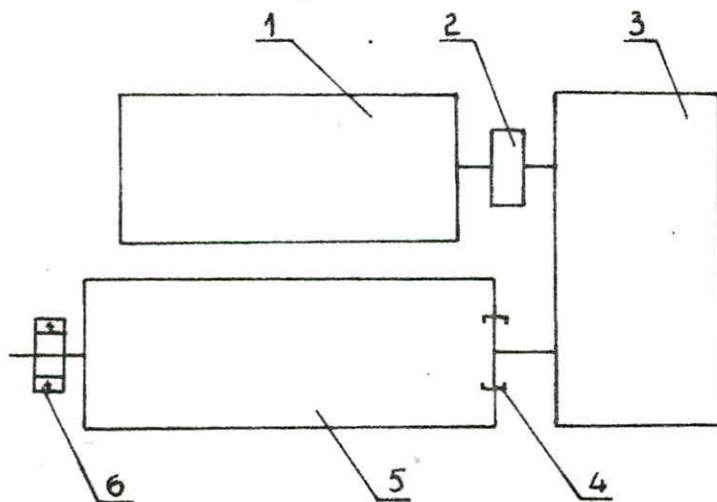
#### 2.1.1 Paramètres initiaux - Choix du schéma cinématique

##### a) Paramètres initiaux.

Charge	7 tonnes
Groupe F.E.M	2m
Classe de démarrage	150 d/R
Hauteur de levage	7 mètres
Vitesse de levage	4,65 m/min
Facteur de marche	20%.

##### b) schéma cinématique préliminaire.

Il existe plusieurs solutions possibles pour le choix du schéma cinématique. La solution retenue peut dépendre notamment de la longueur du tambour et de la réduction calculée. Pour un choix préliminaire, nous adoptons le schéma cinématique suivant :



Il pourrait être éventuellement modifié pour une meilleure répartition des charges sur le châssis et par conséquent une bonne centralisation du centre de gravité du mécanisme de levage avec le centre géométrique du chariot.

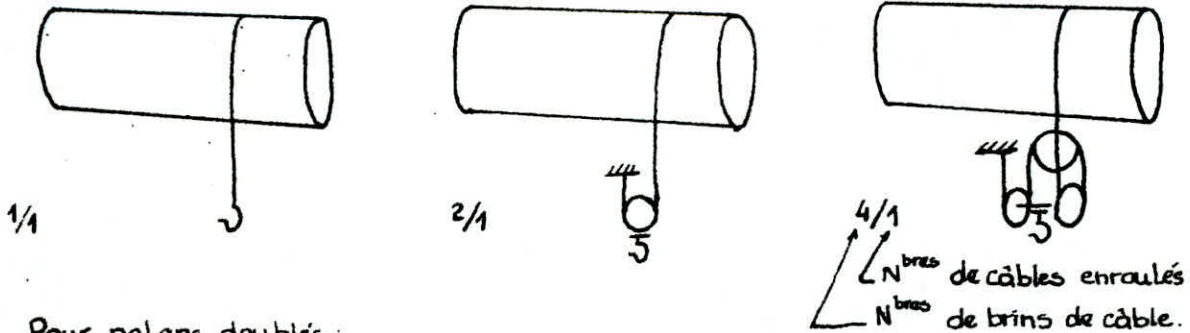
## 2.1.2 Calcul Préliminaire

### 2.1.2.1. Choix de la construction et calcul du palan.

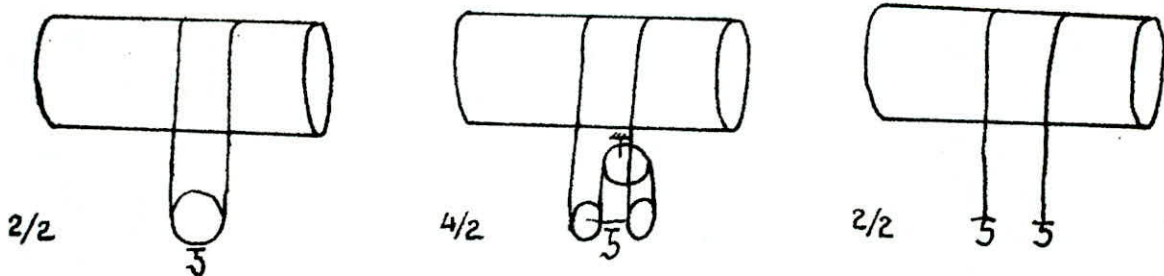
Pour une charge de 70 kN, on peut utiliser des palans simples ou doublés.

- Parmi eux, existent plusieurs combinaisons :

Pour palans simples :



Pour palans doublés :



Pour palans simples :

- Longueur du tambour réduite  $\rightarrow$  longueur du câble diminuée
- charge mal répartie sur le tambour  $\rightarrow$  augmentation du  $\phi$  du câble.

Pour palans doublés :

- Longueur du tambour plus longue  $\rightarrow$  longueur du câble augmente  $\rightarrow$
- $\rightarrow$  diminution du  $\phi$  du diamètre  $\rightarrow$  souplesse  $\rightarrow$  durée de vie plus longue

Finalement nous optons pour un palan doublé avec quatre brins de câble en vue d'un meilleur centrage de la charge par rapport au tambour dont la multiplicité est égale à 2.

a) Rendement du palan.

A cause des pertes par frottement du câble sur les poulies, des axes de poulies sur les paliers, le rendement du palan  $\eta_p$  est légèrement inférieur à l'unité. Il est donné par la formule :

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^{i_p}}{(1 - \eta)^{i_p}} \quad \text{ou } i_p = 2 : \text{multiplicité du palan.}$$

avec :  $\eta = 0,98$  - poulies sur roulement

$\eta = 0,96$  - poulies sur paliers

Nous adoptons un palan à roulements :

$$\eta_p = \frac{1 - 0,98^2}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,99$$

$$\eta_p = 0,99$$

b) Effort statique sur un seul brin :  $F_t$

$$F_t = \frac{Q + G_m}{z \cdot i_p \cdot \eta_p}$$

$Q = 70 \text{ kN}$  : poids de la charge utile

$G_m = 1,2 \text{ kN}$  : poids de la moufle.

$z = \begin{cases} 1 & \text{pour palan simple} \\ 2 & \text{pour palan double.} \end{cases}$

$$F_t = \frac{70 + 1,2}{2 \cdot 0,99 \cdot 2} = 17,98 \text{ kN}$$

$$F_t = 17,98 \text{ kN}$$

### 2.1.2.2. Calcul du câble

L'effort de calcul est donné par :

$$F_z \geq C \cdot F_t. \quad \text{ou } C : \text{coef. de sécurité.}$$

Généralement, pour les palans à câble on donne un coefficient de sécurité égal à  $5 \div 6$ . Pour un régime moyen  $2m$ , nous prenons  $C = 5,5$ .

$$F_z \geq 5,5 \cdot 17,98 = 98,89 \text{ kN}$$

$$F_z = 98,89 \text{ kN}$$

D'après la norme AFNOR A47-202, nous choisissons un câble composé de 6 torons de 37 fils ( $6 \times 37$ ) standard, câble plus souple que celui de la catégorie  $6 \times 19$  ayant de bonnes caractéristiques moyennes, n'oblige pas à

prendre autant de précautions contre les chocs, écrasements et fausses manoeuvres.

Ses caractéristiques sont :

Diamètre théorique [mm]	14,7
Diamètre pratique [mm]	15,4
Diamètre des fils [mm]	0,7
Section [mm <sup>2</sup> ]	85,4
Poids approximatif [m/kg]	0,790
charge de rupture effective [daN/mm <sup>2</sup> ]	160
Charge de rupture théorique [daN]	11600

### 2.1.2.3 calcul du diamètre du tambour.

Le diamètre minimal d'enroulement d'un câble est déterminé suivant les règles de calcul de la F.E.M donné par la relation :

$$D \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d$$

avec : D : diamètre du tambour

$H_1$  : Coef. dépendant du groupe de mécanisme

$H_2$  : coef. dépendant du mouflage.

d : diamètre extérieur du câble.

Pour un groupe F.E.M 2m, on donne  $H_1 = 18$ .

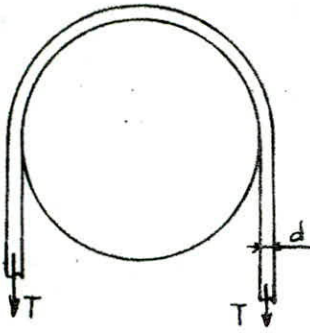
Pour un tambour  $H_2 = 1$

$$D \geq 18 \cdot 1 \cdot 15,4 = 277,2 \text{ mm}$$

Nous choisissons un diamètre d'une série normalisée d'après [1].

$D = 280 \text{ mm}$
----------------------

### 2.1.2.4 Vérification des contraintes dans le câble



Les câbles qui s'enroulent sur le tambour sont soumis à la traction et à l'incurvation.

$\sigma_1$ : contrainte due à la charge

$\sigma_2$ : Contrainte d'incurvation

Ces deux contraintes  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$  doivent être inférieures à

$\sigma_{adm}$ . du câble qui dépend de la résistance à la rupture des fils de fer et du coefficient de sécurité.

a) Contrainte due à la charge

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{n \cdot \pi \frac{d_f^2}{4}} = \frac{F_t}{S}$$

où  $n$ : n<sup>bres</sup> de fils constituant le câble

$d_f$ : diamètre d'un fil

$S$ : section totale du câble

$$\sigma_1 = \frac{17,98 \cdot 10^3}{85,4} = 21,05 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_1 = 21,05 \text{ daN/mm}^2$$

b) Contrainte d'incurvation

$$\sigma_2 = K \cdot E \cdot \frac{d_f}{D}$$

où  $E$ : module d'élasticité de l'acier

$D$ : diamètre du tambour

$K$ : coef. -  $K = 1/8$  pour câble souple à fils fins

$K = 3/8$  pour câble courant.

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} \cdot 21 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,7}{280} = 19,68 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_2 = 19,68 \text{ daN/mm}^2$$

c) Contrainte totale  $\sigma$ :

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$$

$$= 21,05 + 19,68 = 40,73 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma = 40,73 \text{ daN/mm}^2$$

D'après 141, on doit s'assurer que la contrainte totale  $\sigma$  ne doit pas

dépasser :

20 ÷ 25 daN/mm<sup>2</sup> : pour appareils pour transport du personnel

30 ÷ 35 daN/mm<sup>2</sup> : pour appareils pour transport des matériaux.

Le coef. de sécurité réel :  $c = \frac{160}{40,73} = 3,92$  insuffisant

Dans notre cas, nous avons un appareil de transport de matériaux, la contrainte totale  $\sigma'$  trouvée est hors de la plage admise. Pour palier à ce problème, nous avons plusieurs solutions possibles, soit :

- Augmenter le diamètre du câble
- Augmenter le diamètre du tambour
- Augmenter la qualité du câble.

Nous retiendrons la 2<sup>ème</sup> et la 3<sup>ème</sup> solution. Nous choisissons un diamètre du tambour  $D_T = 385 \text{ mm}$ , nous améliorons la qualité du câble en augmentant la charge de rupture effective  $R_r = 180 \text{ daN/mm}^2$ .

La contrainte  $\sigma_1$  due à la charge reste inchangée, seule la contrainte d'incurvation change :

$$\sigma'_2 = \frac{3}{8} \cdot 21 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,7}{385} = 14,32 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma'_2 = 14,32 \text{ daN/mm}^2$$

La nouvelle contrainte totale devient :

$$\sigma' = 21,05 + 14,32 = 35,37 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma' = 35,37 \text{ daN/mm}^2$$

Le coef. de sécurité réel devient :

$$C' = \frac{R_r}{\sigma'} = \frac{180}{35,37} = 5,08 \text{ - acceptable}$$

### 2.1.2.5 choix des poulies de fonctionnement

$$D_{PF} \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d$$

Pour un groupe F.E.M 2m, on donne  $H_1 = 20$

$H_2$  dépend d'un coef.  $W_T$ , avec

$$W_T = W_1 + 2W_2 + 4W_3 + W_4$$

$W_1$  : n<sup>bre</sup> de tambours d'enroulement

$W_2$  : n<sup>bre</sup> de poulies n'apportant pas d'inversion de sens d'enroulement dans le parcours du câble.

$W_3$  : n<sup>bre</sup> de poulies qui provoquent une inversion de sens d'enroulement.

$W_4 = 0$  pour poulies d'équilibrage.



Dans le mouflage du palan étudié, nous disposons :

- de deux poulies de fonctionnement (mobiles) n'apportant pas de changement de sens.
- d'une poulie d'équilibrage
- d'un seul tambour.

$$W_T = 1 + 2 \times 2 = 5 \Rightarrow H_2' = 1$$

le diamètre minimal d'une poulie de fonctionnement sera :

$$D_{PF} \geq 20 \cdot 15,4 = 308 \text{ mm}$$

Nous choisirons une poulie d'une série normalisée

$$D_{PF} = 315 \text{ mm}$$

#### 2.1.2.6 choix de la poulie d'équilibrage

$$D_{PE} \geq H_1'' \cdot H_2'' \cdot d$$

Pour un groupe F.E.M 2m, on donne  $H_1'' = 14$

$H_2'' = 1$  pour les poulies d'équilibrages.

$$D_{PE} \geq 14 \cdot 15,4 = 215,6 \text{ mm.}$$

Nous choisirons une poulie d'une série normalisée

$$D_{PE} = 250 \text{ mm}$$

#### 2.1.2.7 choix de la moufle mobile

Le choix de la moufle mobile se fait d'après [3] suivant la charge pratique à soulever. Nous adopterons une moufle courte dont les poulies sont en porte à faux sur la traverse du crochet pour réduire la hauteur totale de la moufle.

#### 2.1.2.8 Profil du tambour

Les tambours sont construits en métal suffisamment dur pour éviter les indentations créées par un câble ne viennent détériorer le câble qui le remplace. Le tambour sera fait d'une tôle roulée et soudée, en acier, suivant une génératrice, les économies sur le poids sont appréciables dans ce cas.

Nous adoptons un tambour rainuré. Les gorges seront hélicoïdales et auront l'inclinaison nécessaire pour faciliter l'enroulement du câble.

$P$  : puissance statique [KW]

$Q$  : charge utile [KN]

$G_m$  : poids de la moufle [KN]

$\eta$  : rendement global du mécanisme de levage. Nous adoptons  $\eta = 0,85$ .

$V$  [m/s] : vitesse de levage.

$$P = \frac{(70 + 1,2) \cdot 4,65}{0,85 \cdot 60} = 6,49 \text{ KW}$$

$$P = 6,49 \text{ KW}$$

Nous pouvons choisir une puissance tirée du catalogue inférieure à celle calculée à condition de vérifier le couple de démarrage et de vérifier le moteur à la non surchauffe. Ceci s'explique par le fait que le plus souvent un cycle de travail se compose de mouvements en charge et des mouvements à vide, on tient compte de ces variations de charges par un facteur  $M_r$  qui représente le moment relatif. Pour un treuil à crochet  $M_r = 0,60$  à qui va correspondre un coef.  $r = \frac{\text{Puissance de catalogue}}{\text{Puissance de régime}} = 0,74$

Remarque: Dans notre cas la durée d'enclenchement relative (%) n'est pas la même que celle donnée par le catalogue, nous devons donc rectifier la puissance statique  $P$ . En première approximation, les puissances varient dans le rapport des racines des durées d'enclenchement :

$$P' = P \sqrt{\frac{FM'}{FM}} \quad \text{ou} \quad P' : \text{puissance statique corrigée [KW]}$$

$FM'$  : facteur de marche correspondant.

$$P' = 6,49 \sqrt{\frac{25}{20}} = 7,25 \text{ KW}$$

$$P' = 7,25 \text{ KW}$$

La puissance du catalogue sera  $P_c = 0,74 \cdot 7,25 = 5,36 \text{ KW}$

Nous choisissons un moteur frein Leroy-Somer LS132 M2 à court circuit, dont les caractéristiques sont :

Puissance [KW] . . . . .	5,5
Intensité nominale sous 220V [A] . . . . .	22,6
Intensité nominale sous 380V [A] . . . . .	13
Intensité de démarrage / Intensité nominale . . . . .	6,7
Couple de démarrage / couple nominal . . . . .	2,2
Couple maxi. / couple nominal . . . . .	2,4
vitesse à 4/4 [tr/min] . . . . .	360
$MD^2$ [ $m^2 \cdot Kg$ ] . . . . .	0,339
Masse [Kg] . . . . .	93

le type de frein sera déterminé ultérieurement.

## b) choix du reducteur

La puissance du moteur étant  $P' = 5,5 \text{ kW}$ , nous chercherons sur un catalogue un reducteur ayant un rapport de reduction  $i_R \approx i_m$  et une puissance  $P_R > P$ .

avec  $P_R$ : puissance du reducteur

$i_R$ : rapport de reduction du reducteur

$i_m$ : rapport de reduction du mecanisme.

La vitesse lineaire du cable etant:

$$V_t = i_p \cdot V_e = 2 \cdot 4,65 = 9,3 \text{ tr/min}$$

$$V_t = 9,3 \text{ tr/min}$$

d'où l'on tire la vitesse de rotation du tambour

$$N_T = \frac{V_t}{\pi D_T} = \frac{9,3}{\pi \cdot 0,385} = 7,689 \text{ tr/min}$$

$$N_T = 7,689 \text{ tr/min}$$

Le rapport de reduction  $i_m$  sera:

$$i_m = \frac{N_m}{N_T} \quad \text{où } N_m: \text{nbre de tours/min du moteur}$$

$$i_m = \frac{960}{7,689} = 124,853$$

$$i_m = 124,853$$

Nous avons trouvé dans le catalogue SN-METAL des reducteurs ayant des rapports de reduction pouvant atteindre 200 (jusqu'à 1250 dans les cas spéciaux)

Le choix des reducteurs se fait alors suivant un couple de selection donne par la formule:

$$\text{Couple de selection} = \text{Couple resistant} \times \text{coef. de selection}$$

le couple resistant est donne par la formule:

$$C_r = \frac{P_e \cdot 9550 \cdot r}{V_m} \quad [\text{N.m}]$$

$P_e$ : puissance de la machine motrice [KW]

$r$ : rendement du reducteur

Pour un reducteur à 3 trains, on donne  $r = 0,96$ .

$V_m$  [tr/min]: vitesse de rotation de la machine entraînée. Dans notre cas  $V_m = N_T$

$$C_r = \frac{5,5 \times 9550 \times 0,96}{7,689} = 6557,94 \text{ N.m}$$

Le coefficient de selection est déterminé suivant le tableau suivant :

Durée de vie	Service Journalier	Nature de la charge	Serie du Reducteur T
			coef. de selection
25000 h	8 heures	irrég. à coup. imp.	1,30
			1,60

Nous avons choisi une durée de vie de 25500h, un service journalier de 8h, Une charge à coups importants en raison du nombre de démarrage/heure élevé (150 d/h). Le coef. de selection sera égale à 1,60, d'où l'on tire la valeur du couple de selection:

$$C_s = 6557,94 \times 1,60 = 10492,704 \text{ N.m.}$$

$$C_s = 10492,704 \text{ N.m}$$

Nous adoptons un reducteur ayant un couple de sortie immédiatement supérieur au couple de selection, dont les caractéristiques sont :

Type . . . . .	3 TRS 750
rapport de reduction . . . . .	125
Couple de sortie [N.m]. . . . .	11200
charges radiales [N]: . . . . .	54000
Masse [Kg] . . . . .	700

Remarque: Le rapport réel de reduction est à  $\pm 2\%$  du rapport nominal l'erreur admise sur la vitesse pour le rapport nominal  $i_R = 125$  est:

$$\Delta i = \left| \frac{i_m - i_R}{i_m} \right| \times 100 = \left| \frac{124,853 - 125}{124,853} \right| \times 100 = 0,117\%$$

$$\Delta i = 0,117\%$$

La vitesse du tambour corrigée  $N'_T$  devient:

$$N'_T = \frac{N_m}{i_R} = \frac{960}{125} = 7,68 \text{ tr/min}$$

$$N'_T = 7,68 \text{ tr/min}$$

### c) Choix du frein

Le frein sera choisi en fonction du moment nécessaire au freinage  $M_f$ .

$$M_f = K \cdot M_s \cdot d$$

K: coef. de sécurité

Pour un régime moyen  $\Pi_m$   $K = 1,75$

$M_{sd}$  : moment statique de descente réduit à l'arbre moteur

$$M_{sd} = \frac{(Q + G_m) \cdot D_T \cdot \eta}{2 i_p \cdot i_R} \quad [\text{N}\cdot\text{m}]$$

avec  $i_p$  : multiplicité du palan

$i_R$  : rapport de réduction

$D_T$  : diamètre du tambour

$\eta$  : rendement global du mécanisme de levage.

$$M_{sd} = \frac{(70 + 1,2) \cdot 10^3 \cdot 0,385 \cdot 0,85}{2 \cdot 2 \cdot 125} = 46,60 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{sd} = 46,60 \text{ N}\cdot\text{m}$$

d'où  $M_f = 1,75 \times 46,60 = 81,63 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$M_f = 81,63 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Nous choisissons sur le catalogue Leroy-Somer un frein ayant un moment  $M_{fc} \geq M_f$ . Notre choix s'est porté sur un frein à disque à 2 faces de type FCM ayant un  $M_{fcmax} = 120 \text{ N}\cdot\text{m}$  qui sera réglé à la valeur désirée.

d) Choix de l'accouplement

Pour le réducteur choisi, un accouplement élastique est recommandé par le constructeur. Un accouplement élastique a pour avantage :

- d'absorber et d'amortir les irrégularités du couple.
- de déplacer les régimes critiques
- d'accepter les désalignements et décalages entre les arbres.
- de supprimer les contraintes parasites à craindre d'un accouplement rigide dans les mêmes conditions.
- de permettre de construire plus léger avec des tolérances plus larges donc plus économiques.

Nous avons fait le choix de l'accouplement à partir d'un catalogue NOR-MEX. D'après ce dernier, il faut considérer outre le couple nominal à transmettre l'irrégularité de ce dernier ainsi que les masses entraînant et entraînés. Pour une détermination approchée, on utilise la formule ci-après avec un coef. de sécurité  $K$ .

$$C_{knom} \geq \frac{973,5 \cdot P_e}{n} \cdot K$$

avec  $P_e$  : puissance nominale à transmettre. [KW]

$n$  [tr/min] : vitesse de rotation de l'accouplement.

$C_{knom}$  [daN.m] : couple nominal

Les différents coefficients de sécurité  $K_1, K_2, K_3, K_4$  sont donnés par des tableaux, où :

$K_1$  : facteur de service minimum pour modes d'entraînement

$$K_1 = 1,7$$

$K_2$  : coef. de sécurité minimum pour durée de service.

Pour un service journalier de 8 heures  $K_2 = 1$ .

$K_3$  : coef. de sécurité minimum pour fréquence de démarrage

Pour une fréquence jusqu'à 160 d/h  $K_3 = 1,23$ .

$K_4$  : coef. de sécurité mini. pour température ambiante. Nous avons pris la température qui peut se présenter dans le cas critique.

Pour une température  $T_p = 40^\circ \rightarrow K_4 = 1,1$ .

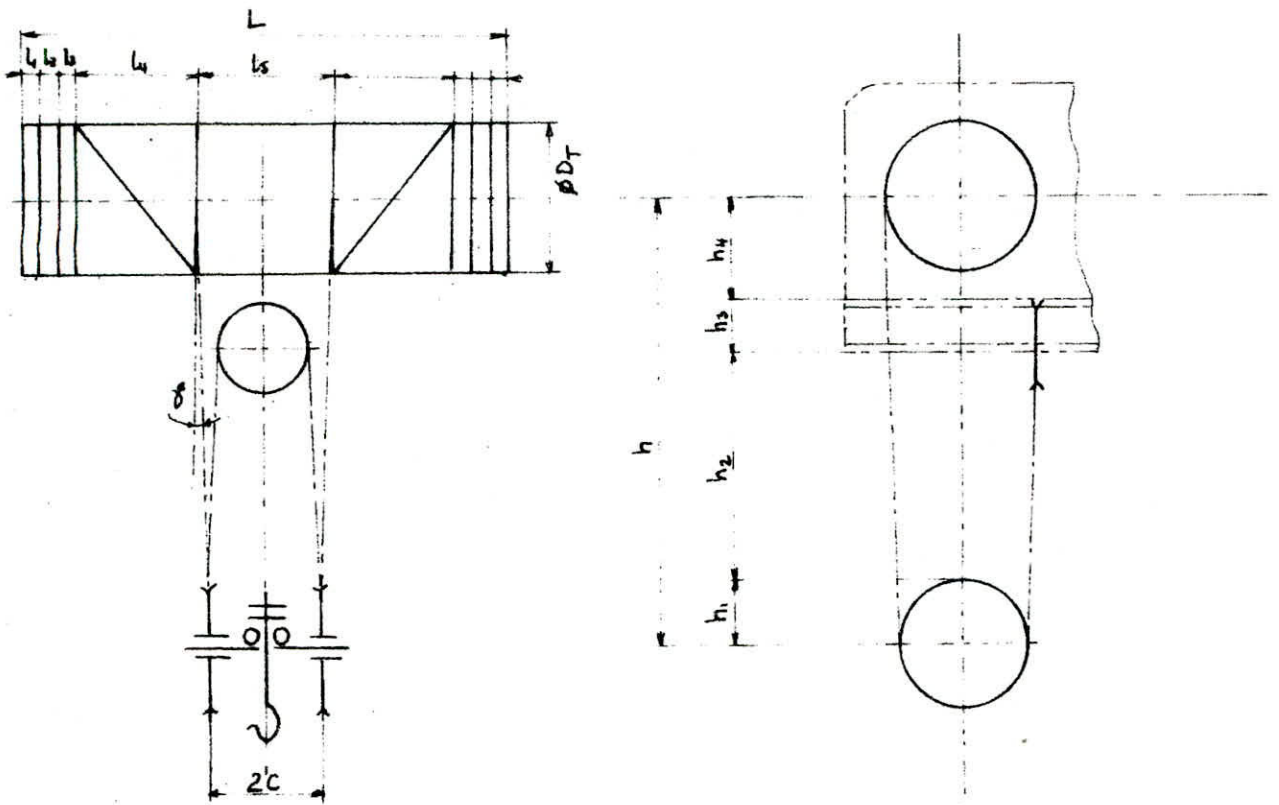
Le coef. nominal sera :

$$C_{knom} \geq \frac{973,5 \times 5,5}{960} \times 1,7 \times 1 \times 1,23 \times 1,1 = 12,828 \text{ daN.m}$$

Les caractéristiques de cet accouplement sont :

Exécution choisie . . . . .	EBA 112 GG
Couple nominal [daN.m] . . . . .	16,7
$n$ [tr/min] maxi. . . . .	5960
$I_{acc}$ [Kg.m <sup>2</sup> ] . . . . .	0,0052
Poids [Kg] . . . . .	4,2

## 2.1.2.10 calcul de la longueur du tambour



$L$  : longueur total du tambour

$$L = L_5 + 2(L_1 + L_2 + L_3 + L_4)$$

$L_5 = 2c \pm 2htg\delta$  : longueur de la partie lisse du tambour.

$L_1 = (4 \div 5)t$  : longueur de la partie lisse aux extrémités du tambour  
(peut être réduite)

$L_2 = (3 \div 4)t$  : longueur nécessaire à la fixation du câble.

$L_3 = (2 \div 3)t$  : spires de sécurité.

$L_4 = \frac{i_p \cdot H \cdot t}{\pi \cdot D_T}$  : longueur de la partie fileté du tambour

avec  $i_p$  : multiplicité du palan

$H$  : hauteur de levage

$t$  : pas du profil du tambour

$D_T$  : diamètre du tambour

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$$

$h_1 = \frac{D_{PF}}{2}$  où  $D_{PF} = 315 \text{ mm}$  : diamètre de la poulie de fonctionnement.

$h_2$  : hauteur d'assurance. Pour un calcul préliminaire, nous adoptons

$$h_2 = 250 \text{ mm.}$$

Nous devons vérifier ensuite que  $h_2 > 5S_f$  où  $S_f$  : chemin de freinage de la moufle non chargée.

$h_3$  : hauteur du châssis . Nous adoptons  $h_3 = 200$  mm.

$h_4$  : hauteur du réducteur choisi -  $h_4 = 315$  mm.

$$\text{d'où } h = \frac{315}{2} + 250 + 200 + 315 = 922,5 \text{ mm}$$

$$\text{D'après } |a| \quad 2c = 220 \text{ mm}$$

En prenant  $\delta' = 3^\circ$  : pente admissible du câble au moment où  $h$  est minimum

$$l_5 = 220 + 2 \times 922,5 \operatorname{tg} 3^\circ = 316,69 \text{ mm} \quad \text{— Nous prendrons } l_5 = 317 \text{ mm}$$

$$l_1 = 10 \text{ mm}$$

$$l_2 = 3.t = 60 \text{ mm}$$

$$l_3 = 2t = 2 \times 18 = 36 \text{ mm}$$

$$l_4 = \frac{2.7000.18}{\pi \cdot 385} = 208,35 \text{ mm}$$

$$L = 317 + 2(208,35 + 36 + 60 + 10) = 945,7 \text{ mm}$$

Nous prendrons  $L = 945$  mm

$$L = 945 \text{ mm}$$

Inclinaison des rainures hélicoïdales :

Les rainures hélicoïdales du tambour ont l'inclinaison nécessaire égale à :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{\pi D_T}$$

avec  $t = \text{pas} = 18$  mm

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{18}{385 \times \pi} = 0,014882 \text{ rd}$$

$$\beta = 1^\circ 42'$$



## 2.1.3 Calculs définitifs

### 2.1.3.1 Dynamique du mécanisme de levage

Cette étude a pour but de déterminer les accélérations moyennes de démarrage et de freinage qui peuvent charger les éléments du mécanisme de levage.

Il est donc nécessaire de procéder à deux vérifications :

- Démarrage pendant le levage  $[a_d]$
- Freinage pendant la descente  $[a_f]$ .

$$\text{tel que l'on ait : } \begin{cases} a_d \leq [a] \\ a_f \leq [a] \end{cases}$$

où  $[a]$  : accélération admissible. Pour les appareils de levage de charges différentes  $[a] = 0,5 \text{ m/s}^2$ .

#### a) Cas du démarrage pendant le levage

L'accélération au démarrage est donnée par  $a_d = \frac{V_e}{t_d}$

$V_e$  : vitesse de levage

$t_d$  : temps de démarrage qui est tiré de la relation :

$$M_d = M_s + I_d \cdot \frac{\omega}{t_d} \Rightarrow t_d = \frac{I_d \omega}{M_d - M_s}$$

avec :  $\omega$  = vitesse angulaire du moteur

$$\omega = \frac{2\pi N_m}{60} = \frac{2\pi \cdot 960}{60} = 100,53 \text{ rd/s}$$

$$\omega = 100,53 \text{ rd/s}$$

$I_d$  : moment d'inertie total exprimé par la relation :

$$I_d = \Delta (I_m + I_{acc}) + \frac{m V_e^2}{\omega^2 \eta}$$

avec  $I_m$  : moment d'inertie du moteur .  $I_m = 0,339 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$I_{acc}$  : moment d'inertie de l'accouplement -  $I_{acc} = 0,0052 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$\Delta = 1,05 \div 1,25$  : coef. exprimant les moments d'inerties des masses en rotation. Nous prenons  $\Delta = 1,2$ .

$\frac{m V_e^2}{\omega^2 \eta}$  : facteur exprimant les moments d'inerties des masses en translation réduit à l'arbre moteur.

$m = \frac{Q + G_m}{g}$  : masse de la charge utile + masse de la moufle.

$\eta = 0,85$  rendement global

$$I_g = 1,2 (0,339 + 0,0052) + \frac{71200 \cdot (4,65)^2}{9,81 \cdot 3600 \cdot (100,53)^2 \cdot 0,85} = 0,418 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I = 0,418 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$M_d$  : moment moyen de démarrage

$M_d = 2,2 M_n$  donné par le catalogue Leroy-Somer où  $M_n$  est le moment nominal.  $M_n = 56,25 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M_d = 2,2 \cdot 56,25 = 123,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_d = 123,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$M_s$  : moment statique de montée donné par l'expression

$$M_s = \frac{(Q + G_m) D_T}{2 i_p \cdot i_r \cdot \eta}$$

$$M_s = \frac{(70 + 1,2) \cdot 0,385}{2 \cdot 2 \cdot 125 \cdot 0,85} = 64,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_s = 64,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$t_d = \frac{0,418 \cdot 100,53}{123,75 - 64,5} = 0,709 \text{ sec.}$$

$$t_d = 0,709 \text{ sec.}$$

La valeur de l'accélération au démarrage :

$$a_d = \frac{4,65}{60 \times 0,709} = 0,109 \text{ m/s}^2$$

$$a_d = 0,109 \text{ m/s}^2$$

La condition  $a_d = 0,109 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$  est bien respecté.

b) Cas de freinage à la descente

L'accélération pendant la descente est donnée par :

$$a_f = \frac{V_e}{t_f}$$

$t_f$  : temps de freinage tirée de la relation :

$$M_f = M_{s,f} + I_f \cdot \frac{\omega}{t_f} \Rightarrow t_f = \frac{I_f \cdot \omega}{M_f - M_{s,f}}$$

où  $I_f$  : moment d'inertie donné par l'expression :

$$I_f = \Delta (I_m + I_{acc}) + \frac{m \cdot V_e^2}{\omega^2} \cdot \eta$$

$$I_f = 1,2 (0,339 + 0,052) + \frac{71200 \cdot (4,65)^2 \cdot 0,85}{9,81 \cdot 3600 \cdot (100,53)^2} = 0,416 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_f = 0,416 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$M_f$  : moment moyen de freinage à la descente. -  $M_f = 46,60 \text{ N}\cdot\text{m}$

$M_{s,f}$  : moment statique de freinage -  $M_{s,f} = 81,23 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

$$t_f = \frac{0,416 \cdot 100,53}{81,23 - 46,60} = 1,20 \text{ sec.}$$

$$t_f = 1,20 \text{ sec.}$$

Nous aurons comme accélération :

$$a_f = \frac{4,65}{60 \cdot 1,20} = 0,064 \text{ m/s}^2$$

$$a_f = 0,064 \text{ m/s}^2$$

La condition  $a_f = 0,064 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$  est bien respectée.

### 2.1.3.2 Vérification du moteur à la non surchauffe.

Lorsqu'on choisit la puissance du moteur inférieure à la puissance statique on procède à la vérification de non surchauffe du moteur. Pour cela, on doit satisfaire l'expression :

$$M_n \geq M_e$$

$M_n$  : moment nominal du moteur

$M_e$  : moment équivalent avec lequel on charge le moteur.

$$M_e = \sqrt{\frac{M_d^2 \sum_{i=1}^n t_{d,i} + \sum_{i=1}^n M_{s,i}^2 \cdot t_{f,i}}{\beta \sum_{i=1}^n t_{d,i} + \sum_{i=1}^n t_{f,i}}} \quad [\text{N}\cdot\text{m}]$$

$M_d$  : moment de démarrage

$M_{s,i}$  : moment statique chargeant le moteur pendant la  $i^{\text{ème}}$  période de fonctionnement.

$t_{d,i}$  : temps de démarrage pendant la  $i^{\text{ème}}$  période de fonctionnement.

$t_{f,i}$  : temps de fonctionnement durant la  $i^{\text{ème}}$  période.

$\beta$  : coefficient d'altération de refroidissement du moteur électrique exprimant l'altération des conditions de refroidissement avec la diminution des tours de moteur pendant les régimes non stationnaires.

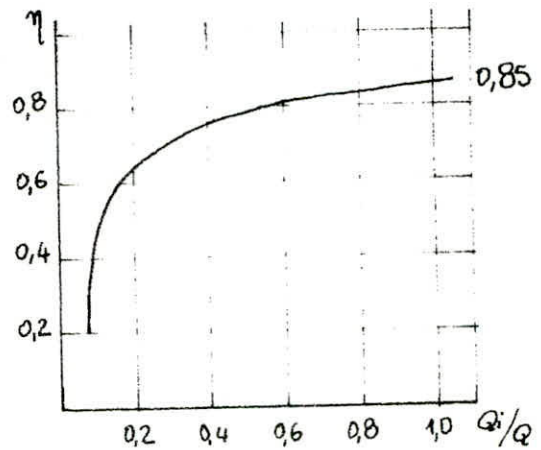
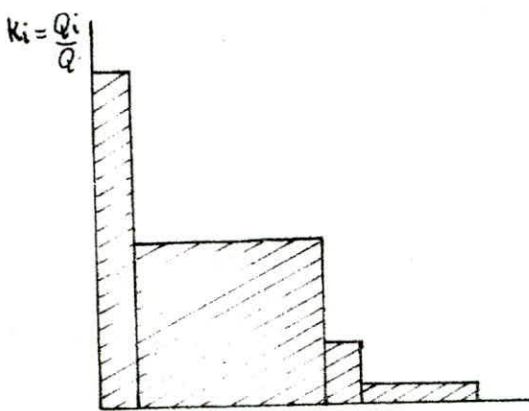
$$\text{avec } \beta = \frac{1 + \beta_0}{2}$$

$\beta_0$  : coef. d'altération de refroidissement pendant les repos.

$\rho_0 = 0,30 \div 0,55$  pour moteurs fermés ayant des neroutes extérieures et une circulation de l'air intensive. Pour notre moteur, nous adoptons  $\rho_0 = 0,45$

Pour avoir une valeur de  $M_e$  aussi fidèle que possible, on doit faire une étude approchée des conditions réelles de fonctionnement.

Pour un régime de fonctionnement moyen  $\Pi_m$ , on considère qu'un cycle de travail représenté par dix manipulations est donné comme suit :



Nous admettrons que :

La charge nominale est levée et descendue une fois  
 50% de la charge nominale est levée et descendue 5 fois  
 19,5% de la charge nominale est levée et descendue 1 fois  
 5% de la charge nominale est levée et descendue 3 fois

Calcul des temps :

Durant le levage

$$t_{dei} = \frac{\omega \cdot I_i}{M_d - M_{se,i}}$$

où  $t_{dei}$  : temps de démarrage pendant le levage à la  $i$ ème période.

$M_{se,i}$  : Moment statique pendant le levage à la  $i$ ème période.

$I_i$  : moment d'inertie correspondant à la charge

$Q_i$  : avec  $Q_i = K_i Q + G_m$

où  $K_i = 1 ; 0,5 ; 0,195 ; 0,05$ .

$$M_{se_i} = \frac{D_T}{2 \cdot i_p \cdot i_R} \cdot \frac{Q_i}{\eta_i} \quad \text{avec } \eta_i : \text{rendement global correspondant à la } i\text{ème période.}$$

$$M_{se_i} = \frac{0,385}{2 \cdot 2 \cdot 125} \cdot \frac{Q_i}{\eta_i} = 7,7 \cdot 10^{-4} \frac{Q_i}{\eta_i} \quad [\text{N.m}]$$

$$I_i = \Delta (I_m + I_{acc}) + \frac{V_e^2 Q_i^2}{g \cdot \omega^2 \cdot \eta_i}$$

$$I_i = 1,2 (0,339 + 0,0052) + \frac{(4,65)^2 Q_i^2}{9,81 \cdot 3600 \cdot (100,53)^2 \cdot \eta_i} = 0,413 + 0,605 \cdot 10^{-7} \frac{Q_i}{\eta_i} \quad [\text{Kg.m}^2]$$

Durant la descente

$$t_{dd_i} = \frac{\omega \cdot I_i}{M_d - M_{s,d_i}} \quad \text{ou } t_{dd_i} : \text{temps de démarrage pendant la descente à la } i\text{ème période.}$$

$M_{s,d_i}$  : Moment statique de descente à la  $i$ ème période.

$$M_{s,d_i} = \frac{D_T}{2 \cdot i_p \cdot i_R} \cdot Q_i \cdot \eta_i \cong M_{se_i} \cdot \eta_i^2$$

Nous avons dressé un tableau rassemblant tous les résultats trouvés pour cette partie :

$i$	1	2	3	4
$k_i$	1	0,5	0,195	0,05
$Q_i$ [N]	71200	35600	13884	3560
$\eta_i$	0,85	0,80	0,63	0,375
$I_i$ [Kg.m <sup>2</sup> ]	0,418	0,415	0,414	0,413
$M_{se_i}$ [N.m]	64,5	34,26	16,97	7,31
$M_{s,d_i}$ [N.m]	46,60	21,92	6,73	1,03
$t_{d_i}$ [s]	0,709	0,466	0,389	0,356
$t_{dd_i}$ [s]	0,544	0,409	0,355	0,338
$M_{s_i} = M_{s,i} + M_{s,d_i}$ [N.m]	111,1	56,18	23,70	8,34
$t_{d_i} = t_{d_i} + t_{dd_i}$ [s]	1,253	0,875	0,744	0,694

Le temps de fonctionnement se calcule en fonction de la hauteur moyenne de levage durant la  $i^{\text{ème}}$  période. D'après les statistiques, on donne pour un appareil de levage destiné au transport de produits finis :

$$H' = \frac{1}{2} H \quad \text{avec} \quad H' : \text{hauteur de levage moyenne de travail}$$

$$H : \text{hauteur de levage.}$$

$$\text{d'où} \quad t_{fi} = \frac{H'}{V_e} = \frac{H}{2V_e}$$

$$t_{fi} = \frac{7 \times 60}{2 \cdot 4,65} = 45,16 \text{ sec.} \quad \text{Nous supposons que les } t_{fi} \text{ restent constants.}$$

Un cycle correspond à 10 levages et 10 descentes donc à 20 périodes. Le tableau ci-dessous résume les valeurs pour le calcul de  $M_e$ .

$i$	1	2	3	4	total
$t_{di} [\Delta]$	1,253	0,875	0,744	0,694	—
$t_{fi} [\Delta]$	45,16	45,16	45,16	45,16	—
$\sum t_{di} [\Delta]$	1,253	4,375	0,744	2,082	8,454
$\sum t_{fi} [\Delta]$	45,16	225,8	45,16	135,48	451,6
$M_{si}^2 [N^2 \cdot m^2]$	12343,21	3456,13	551,69	69,55	—
$\sum M_{si}^2 \cdot t_{fi} [N^2 \cdot m^2 \cdot s]$	557419,36	710742,43	25365,92	9422,63	1302950,3
$M_d^2 \sum t_{di} [N^2 \cdot m^2 \cdot s]$	19188,52	66999,023	11393,663	31883,878	129465,08

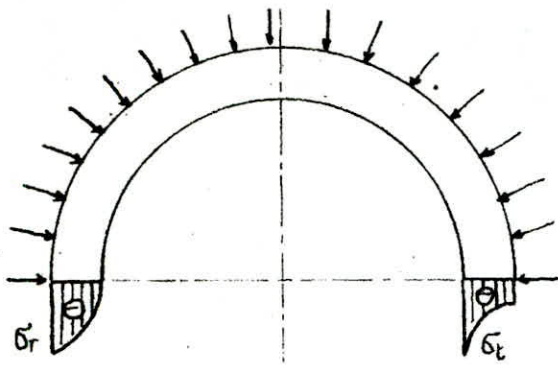
La valeur du moment équivalent avec lequel on charge le moteur :

$$M_e = \sqrt{\frac{129465,08 + 1302950,3}{0,725 \cdot 8,454 + 451,6}} = 55,94 \text{ N.m}$$

$$M_e = 55,94 \text{ N.m}$$

$M_e = 55,94 \text{ N.m} < M_n = 56,25 \text{ N.m}$  donc le moteur ne sera pas surchauffé.

### 2.1.3.3 Calcul à la résistance du tambour



#### a) Calcul de l'épaisseur du tambour

En approximant le tambour à un tube à paroi épaisse, nous pouvons calculer l'épaisseur par la formule de LAME.

$$\sigma_{c_{max}} = \frac{F_t \cdot D_e}{\delta \cdot t (D_e - \delta)} \cdot \epsilon \leq [\sigma_c]$$

$D_e$  : diamètre extérieure du tambour.

$$D_e = D_T - d = 385 - 15,4 = 369,6 \text{ mm.}$$

$t = 18 \text{ mm}$  : pas.

$\delta$  : épaisseur du tambour.

$\epsilon$  : coef. exprimant la diminution de la force  $F_t$  le long du tambour  
 $\epsilon = 0,7$  pour l'acier.

$\sigma_{c_{max}}$  [Pa] : contrainte maxi. de compression.

$[\sigma_c]$  : contrainte admissible de compression.

$[\sigma_c] = \frac{\sigma}{K}$  avec  $\sigma$  : contrainte admissible du matériau choisi. Pour un tambour A375  $\sigma = 2,8 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ .

$K = 1,5$  : coef. de sécurité valable pour l'acier.

$$[\sigma_c] = \frac{2,8 \cdot 10^8}{1,5} = 1,87 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

$$\sigma_{c_{max}} = \frac{17980 \cdot 369,6 \cdot 10^{-3}}{\delta \cdot 18 \cdot 10^{-3} (0,3696 - \delta)} \cdot 0,7 \leq 1,87 \cdot 10^8$$

d'où l'équation à résoudre :

$$\delta^2 - 0,3696 \delta + 1,382 \cdot 10^{-3} \leq 0$$

Les racines de l'équation :  $\delta_1 = 3,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}$   
 $\delta_2 = 0,365 \text{ m}$

avec  $3,83 \cdot 10^{-3} \text{ m} < \delta < 0,365 \text{ m}$

Nous prendrons

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

Le diamètre intérieur du tambour sera :

$$D_i = D_e - 2\delta$$

$$D_i = 369,6 - 2 \cdot 10 = 349,6 \text{ mm}$$

$$D_i = 349,6 \text{ mm}$$

- Calcul de la masse du tambour

Le tambour est considéré comme un cylindre creux, sa masse sera :

$$m_T = \rho \frac{\pi}{4} [(D_e^2 - D_i^2) L_1 + (D_e^2 - D_i^2) L_2 + (D_e^2 - D_i^2) L_3]$$

avec  $D_i = D_i - 2 \cdot 5 = 349,6 \text{ mm}$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = 70 \text{ mm} ; \\ L_2 = 850 \text{ mm} ; \\ L_3 = 25 \text{ mm} . \end{array} \right.$$

$\rho$  : masse volumique de l'acier =  $7,85 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/cm}^3$

$$m_T = \frac{\pi}{4} \cdot 7,85 [(37,96)^2 - (35,96)^2] \cdot 7 + [(37,96)^2 - (34,96)^2] \cdot 85 + [(37,96)^2 - (35,96)^2] \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}$$

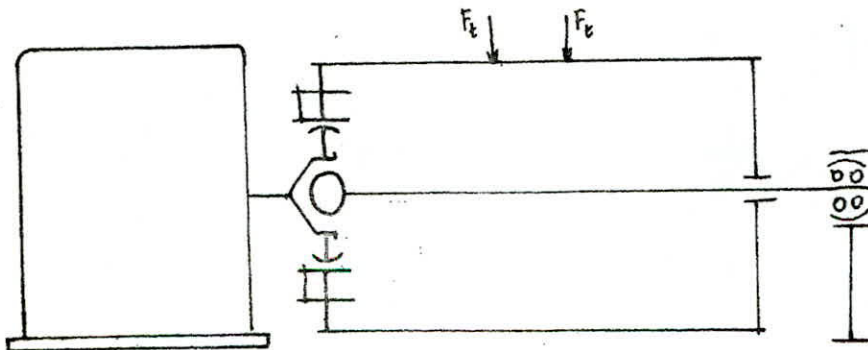
$$m_T = 123,30 \text{ Kg}$$

NB : Dans le cas où  $\frac{L}{D_e} \leq 3$ , les contraintes de torsion et de flexion sont inférieures à 15% des contraintes de compression, on néglige ces contraintes.

Dans notre cas :  $\frac{L}{D_e} = \frac{945}{369,6} = 2,55 < 3$

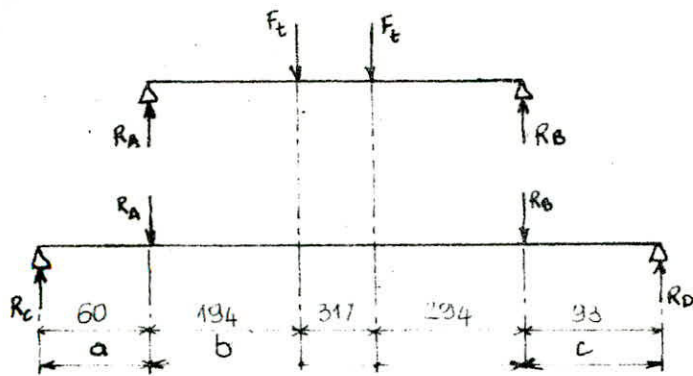
b) Calcul de l'arbre du tambour

schéma simplifié du tambour et de son ensemble :





- calcul des reactions



$$a = 60 \text{ mm}$$

$$b = 805 \text{ mm}$$

$$c = 93 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} R_A + R_B &= 2F_E \\ R_A \cdot 352,5 &= R_B \cdot 452,5 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned} R_A &= 20213 \text{ N} \\ R_B &= 15747 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum M_{i/c} = 0 \Rightarrow R_A \cdot a + R_B \cdot (a+b) = R_D \cdot (a+b+c)$$

$$\Rightarrow R_D = \frac{R_A \cdot a + R_B \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{20213 \cdot 60 + 15747 \cdot (805+60)}{60 + 805 + 93} = 15484 \text{ N}$$

$$R_C = (R_A + R_B) - R_D$$

$$R_C = (15747 + 20213) - 15484 = 20476 \text{ N}$$

calcul des moments flechissants :

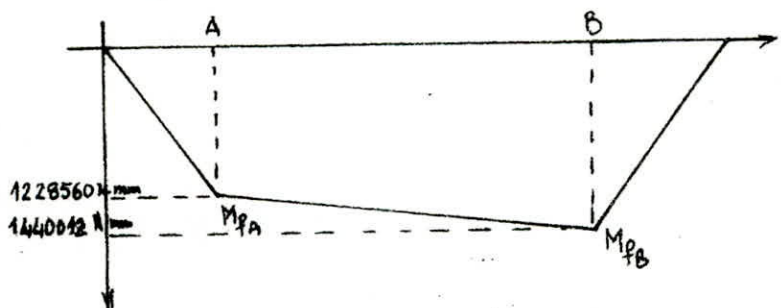
$$\text{Au point A : } M_{fA} = R_C \cdot a$$

$$M_{fA} = 20476 \cdot 60 = 1228560 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{Au point B : } M_{fB} = R_D \cdot c$$

$$= 15484 \cdot 93 = 1440012 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

le diagramme des moments sera :



L'arbre n'étant pas chargé à la torsion, uniquement à la flexion. Le moment idéal sera donc égale au moment de flexion de la section dangereuse. Dans ce

$$\text{cas : } M_i = M_{fB} = 1440012 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Le diamètre de l'arbre sera :

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

$[\sigma_a] = \frac{[\sigma_s]}{K}$  : contrainte admissible pour matériaux élastiques.

$[\sigma_s]$  = limite élastique -  $[\sigma_s] = 235 \text{ N/mm}^2$  pour A42.

$K$  : coefficient de sécurité

$K = 1 + a_1 + a_2 + a_3$  pour mécanisme de levage et de direction.

$a_1 = 0,5$  : Surplus exprimant l'importance de la pièce.

$a_2$  : surplus exprimant que le matériau n'est pas homogène.  $a_2 = 0,1$  pour des pièces forgées laminées.

$a_3$  : Surplus exprimant la précision de la théorie de calcul des contraintes.

$a_3 = 0,2 \div 0,3$ . Nous prenons  $a_3 = 0,2$ .

$K = 1 + 0,5 + 0,1 + 0,2 = 1,8$ .

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1440012 \cdot 1,8}{235}} = 47,95 \text{ mm}$$

Le diamètre minimum de l'arbre à adopter est

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

La masse de l'arbre tout calcul fait est :  $m_a = 25 \text{ Kg}$

c) Calcul des boulons pour la fixation du moyeu.

La force de cisaillement qui sollicite les boulons est donnée par :

$$F_c = \frac{2M}{D_b} \quad \text{avec } F_c = \text{force de cisaillement}$$

$M$  : moment du tambour

$D_b$  : diamètre de positionnement du tambour.  $D_b = 290 \text{ mm}$

le diamètre du boulon est donné par la formule :

$$d_b \geq \sqrt{\frac{F_c}{0,785 \cdot z \cdot \varphi \cdot [\tau_c]}} = \sqrt{\frac{2M}{0,785 \cdot D_b \cdot z \cdot \varphi \cdot [\tau_c]}}$$

avec :  $z = (6 \div 8)$  : nombre de boulons .  $z = 6$

$$M = 2 F_t \cdot \frac{D_T}{2} \quad [\text{N.m}]$$

$$M = 2 \times 17980 \cdot \frac{0,385}{2} = 6922,3 \text{ N.m}$$

$\varphi = 0,7 \div 0,8$  : coef. de la distribution inégale de la force  $F_c$  sur les  $z$  boulons.

$[\tau_c] = (0,6 \div 0,7) [\sigma_c]$  : Contrainte admissible de cisaillement.

Pour des boulons en acier XC38 après trempe à l'eau et revenu, la résistance pratique à l'extension  $[\sigma_r] = 8 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ .  $\Rightarrow [\sigma_c] = \frac{[\sigma_r]}{2}$  pour les métaux fibreux

$$[\sigma_c] = 4 \cdot 10^8 \text{ Pa}.$$

$$[\tau_c] = 0,65 [\sigma_c] = 0,65 \cdot 4 \cdot 10^8 = 2,6 \cdot 10^8 \text{ Pa}.$$

$$d_b \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 6922,3}{0,785 \cdot 0,290 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 2,6 \cdot 10^8}} = 7,20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_b = 8 \text{ mm}$$

d) Calcul de l'épaisseur des flasques.

Les flasques sont sollicités en flexion par la composante qui résulte de l'inclinaison du câble. Cette composante  $H$  est estimée à 10% de la traction du câble. La contrainte de flexion des flasques se calcule par:

$$\sigma_f = 1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_M}{D_T}\right) \frac{H}{W^2} \leq [\sigma_{fa}]$$

avec :  $W$  = épaisseur du flasque

$D_M$  : diamètre du moyeu.  $D_M = 90 \text{ mm}$ .

$$H = 0,1 F_t = 0,1 \cdot 1798 = 179,8 \text{ daN}.$$

$[\sigma_{fa}]$  : contrainte admissible en flexion. Pour un acier A37,  $\sigma_{fu} = 500 \text{ daN/cm}^2$

$$\Rightarrow W \geq \sqrt{1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_M}{D_T}\right) \frac{H}{[\sigma_{fa}]}}$$

$$W \geq \sqrt{1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{90}{385}\right) \cdot \frac{179,8}{500}} = 0,66 \text{ cm}$$

$$W = 10 \text{ mm}$$

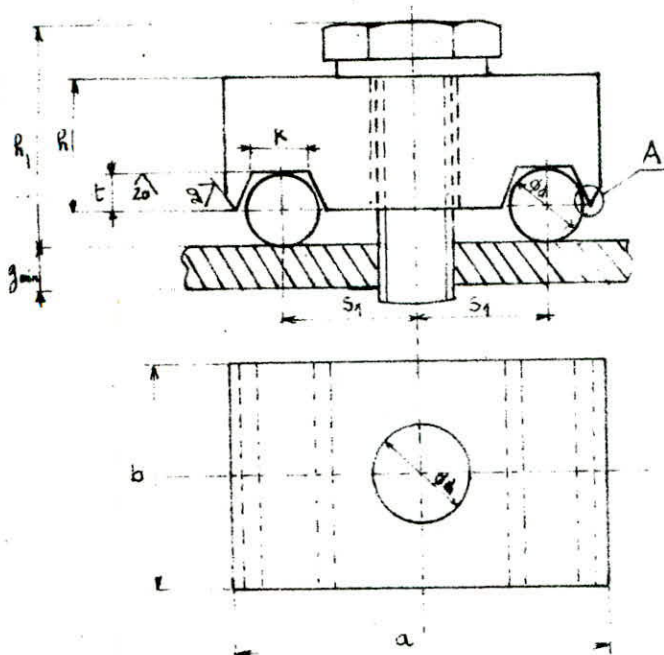
La masse des flasques et des moyeux = 18,84 kg.

e) Choix des roulements

Le manchon côté réducteur et le palier sont normalisés, le diamètre du roulement égale à  $d = 55 \text{ mm}$ . Nous avons donc seulement vérifiés que la capacité de charge du roulement choisi, ayant  $C = 8650 \text{ daN}$ , est supérieure à celle calculée pour les deux paliers C et D.

### f) Choix du boîtier

Nous avons choisi le boîtier d'après les normes polonaises :

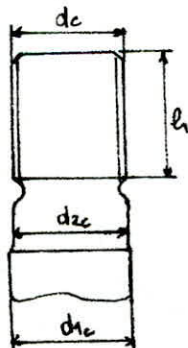


- $d = 15 \text{ mm}$
- $a = 60 \text{ -11-}$
- $b = 45 \text{ -11-}$
- $R = 16 \text{ -11-}$
- $S_1 = 21 \text{ -11-}$
- $k = 9 \text{ -11-}$
- $t = 8 \text{ -11-}$
- $r = 1,6 \text{ -11-}$
- $w = 0,5 \text{ -11-}$
- $d_1 = B \text{ -11-}$
- $d_s \times l = M16 \times 40$
- $\beta_{\min} = 13$
- Masse = 0,293 kg.

### 2.1.3.4 Calcul à la résistance de la moufle et de ses éléments.

#### a) Choix du crochet

Le choix du crochet est fait à la base de la charge utile et du régime de fonctionnement. Nous choisissons un crochet PN-70/M-84510 suivant la norme polonaise d'après 181.



- $h_1 = 56$
- $d_c = M56$
- $d_c = 56$
- $d_{1c} = 63$
- $d_{2c} = 58$
- $P_c = 19,76 \text{ daN}$

#### b) Choix de la butée

Le choix de la butée se fait suivant sa capacité de charge :

$$C_0 = K \cdot (Q + P_c)$$

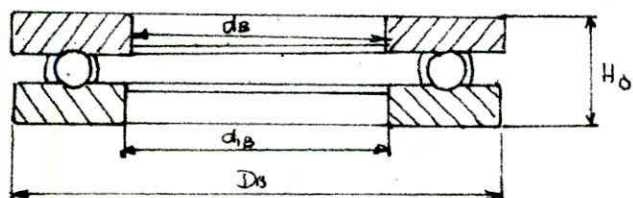
où  $K = 1,2$  coef. de sécurité

$Q$  : Charge maximale statique [daN]

$P_c$  : poids du crochet [daN]

$$C_0 = 1,2 (7000 + 19,76) = 84\,23,712 \text{ daN}$$

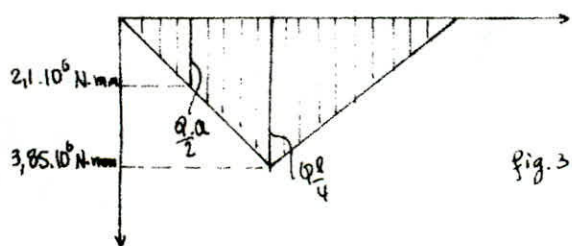
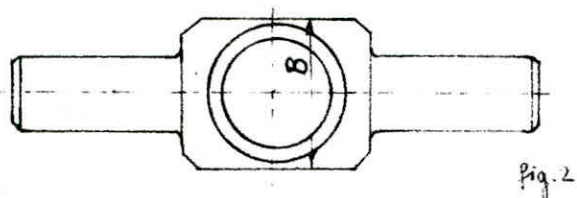
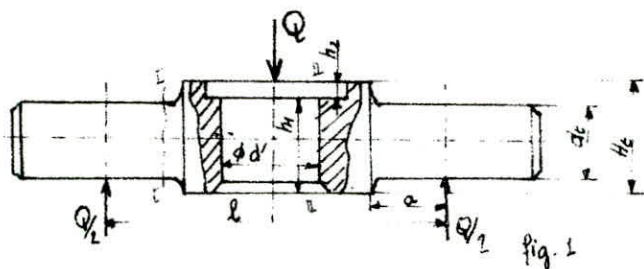
Nous choisissons une butée à bille à simple effet, d'après S.K.F serie N.F11 type TA



$$d_{10} > d_b$$

$d_b$	$D_0$	$H_0$	$C_0$ [daN]	$n_{max}$ [tr/min]
60	85	17	9150	3000

c) Calcul de la traverse



En fonction des dimensions de la butée, nous tirons certaines côtes de la traverse :

$$D_0 = 85 \text{ mm}$$

$$B = D_0 + (10 \div 20) \text{ mm}$$

$$B = 85 + 15 = 100 \text{ mm}$$

$$h_2 = 5 \text{ mm}$$

$$a = \frac{l - B}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$d' = d_{rc} + (2 \div 5) < d_{1c}$$

$$d' = 58 + 2 = 60 \text{ mm}$$

La hauteur nécessaire pour que la traverse résiste se calcule par :

$$H_t \geq \sqrt{\frac{3Q \cdot l}{2(B-d) \cdot [\sigma]}}$$

Pour un acier XC35  $[\sigma_r] = 620 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow [\sigma] = [\sigma_r] / 2 = 310 \text{ N/mm}^2$

$$H_t \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 7000 \cdot 220}{2 \cdot (100 - 60) \cdot 310}} = 43,16 \text{ mm}$$

Pour des raisons de montage, nous adoptons

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

$$\begin{aligned} \Rightarrow h_1 &= H_t - h_2 \\ &= 88 - 5 = 83 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$h_1 = 83 \text{ mm}$$

Calcul de  $d_t$  :

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{Q \cdot a}{0,2 \cdot [63]}} \quad [\text{mm}]$$

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{70.000 \cdot 60}{0,2 \cdot 310}} = 39,35 \quad - \text{ Nous prenons}$$

$$d_t = 60 \text{ mm}$$

d) Vérification des contraintes admissibles de flexion

Dans la section I-I (voir fig. 1)

$$M_{fI} = \frac{Q}{2} \cdot a = \frac{70.000 \cdot 60}{2} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

d'où la contrainte admissible de flexion en cette section :

$$\sigma_{fI} = \frac{M_{fI}}{W_I} = \frac{Q \cdot a \cdot 32}{2 \pi \cdot d^3} \quad [\text{N/mm}^2]$$

$$\sigma_{fI} = \frac{70.000 \cdot 60 \cdot 32}{2 \cdot \pi \cdot (60)^3} = 99 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fI} = 99 \text{ N/mm}^2$$

Dans la section II-II :

$$M_{fII} = \frac{Q \cdot l}{4} = \frac{70000 \cdot 220}{4} = 3,85 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La contrainte admissible de flexion  $\sigma_{fII}$  :

$$\sigma_{fII} = \frac{M_{fII}}{W_{II}} = \frac{6 Q \cdot l}{4 (b-d) h_1^2}$$

$$\sigma_{fII} = \frac{3,85 \cdot 10^6 \cdot 6}{(100-40) \cdot 93^2} = 55,88 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fII} = 55,88 \text{ N/mm}^2$$

On voit bien que les deux contraintes  $\sigma_{fI}$ ,  $\sigma_{fII}$  sont inférieures à [63].

e) Détermination des roulements des poulies.

Nous choisissons deux roulements à une seule rangée de billes par poulie :

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a \quad [\text{daN}]$$

$$C = P \cdot \left( \frac{n \cdot L_h}{16.666} \right)^{1/6} \quad [\text{daN}]$$

avec P : charge dynamique équivalente

$F_r$  : charge radiale

$F_a$  : charge axiale -  $F_a = 0$  dans notre cas : pas d'effort axial.

x : facteur radiale

y : facteur axial

v : facteur de rotation

$L_h$  : Longévité du roulement en heures .

$n = N_f'$  : vitesse de rotation du tambour .

$$x = 1$$

$$v = 1,2$$

$$F_r = \frac{Q}{4} = 1750 \text{ daN}$$

$$k = 3$$

$$\Rightarrow P = 1,1,2 \cdot 1750 = 2100 \text{ daN.}$$

$$C = 2100 \left( \frac{7,68 \cdot 10000}{16666} \right)^{\frac{1}{3}} = 3494,58 \text{ daN.}$$

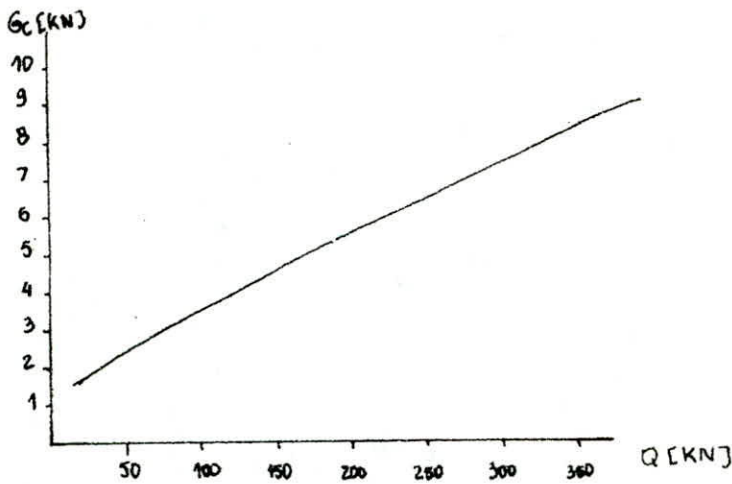
C [daN]	d [mm]	D [mm]	B [mm]	r [mm]
6300	60	130	31	3,5

d'après S.K.F de serie NF.03.

## 2.2. MECANISME DE DIRECTION

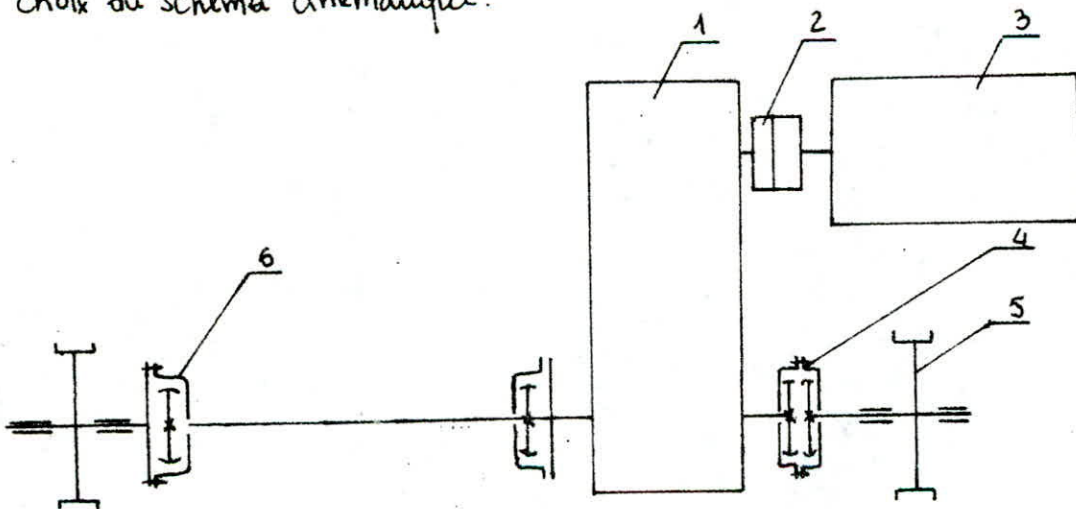
### 2.2.1 Paramètres initiaux = choix cinématique.

- charge utile  $Q = 70 \text{ kN}$
- vitesse de direction =  $14 \text{ m/min}$
- Facteur de marche =  $20\%$ .
- Régime de fonctionnement =  $2 \text{ m}$
- Pente maximale des rails :  $\alpha = 0,002$ .
- Pression du vent qui sera calculée ultérieurement.
- Masse du chariot qui est estimée à la base de données statistiques des constructions déjà faites :



Pour  $Q = 70 \text{ kN} \rightarrow G_c = 32 \text{ kN}$ .

choix du schéma cinématique.



1. Reducteur vertical

2. Accouplement élastique

3. Moteur frein

4. Manchon à engrenage

5. galet

6. demi-manchon à engrenage.



## 2.2.2. Calculs préliminaires

### 2.2.2.1 calcul des galets

Etant donné que la charge se trouve approximativement au centre entre les galets, nous admettons une répartition uniforme. La charge maximale sur un galet  $P_{max}$  se calcule

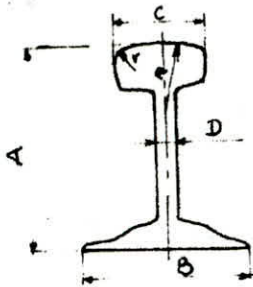
par : 
$$P_{max} = \frac{Q + G_c}{4}$$

Le chiffre 4 représente le nombre de galets affectés au chariot.

$$P_{max} = \frac{70 + 32}{4} = 25,5 \text{ KN}$$

$P_{max} = 25,5 \text{ KN}$

Nous choisissons un rail R18 d'après GOST 6368-52 :



- A = 90 mm
- B = 80 mm
- C = 40 mm
- D = 10 mm
- R = 190 mm
- r = 7 mm

Le diamètre du galet se calcule par :

$$D_{gc} = \frac{P_{max}}{(C - 2r) K}$$

avec C = largeur du rail [cm]  
K = facteur empirique [daN/cm<sup>2</sup>]

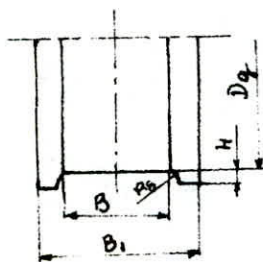
Pour une vitesse de translation < 60 m/min et un service normal on donne

K = 82,77 daN/cm<sup>2</sup> pour un acier A50M. d'après [7] tom I

$$D_{gc} = \frac{2550}{(4 - 2 \cdot 0,7) 82,77} = 118,5 \text{ mm}$$

Nous prenons

$D_{gc} = 200 \text{ mm}$



- Dg = 200 mm
- B = 50 mm
- B1 = 80 mm
- H = 15 mm
- Rs ≤ 1:5

Vérification de la pression de contact.

D'après [5], on donne :

$$\sigma = K \sqrt[3]{\frac{P_c \cdot E_{moy}^2}{r_{max}^2}} \quad [\text{M.Pa}]$$

$\sigma$  : contrainte de contact ponctuel.

$K$  : coef. du rapport des rayons de contact.

$$\text{pour un rapport des rayons} = \frac{R_{gc}}{R_{rail}} = \frac{100}{190} = 0,52 \rightarrow K = 0,49$$

$P_e$  : charge équivalente [N]

$$P_e = K_1 \cdot K_2 \cdot P_{max}$$

$K_1$  : coef. exprimant la pression sur les galets  $\begin{cases} \text{à charge} = Q + G_c \\ \text{à vide} = G_c \end{cases}$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{(1 + Q/G_c)^3} \right]}$$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{(1 + 70/32)^3} \right]} = 0,80$$

$K_2$  : coef. dépendant du régime de fonctionnement. Pour un régime moyen  $z_m$   $K_2 = 1,2$

$$E_{moy} = \frac{2 E_g \cdot E_r}{E_g + E_r} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} E_g : \text{module d'élasticité du galet} \\ E_r : \text{module d'élasticité du rail} \end{cases}$$

En prenant le même matériau pour les deux éléments, nous aurons  $E_g = E_r = E_{moy}$ .

pour l'acier  $E_{moy} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$

$$r_{max} = \max(R_{gc}, R_{rail}) = \max(100, 190) = 190 \text{ mm} = 0,19 \text{ m}$$

$$\sigma = 0,49 \sqrt[3]{\frac{25500 \cdot (2,1 \cdot 10^{11})^2}{(0,19)^2}} = 1541,7 \text{ M.Pa}$$

$$\sigma = 1541,7 \text{ MPa}$$

Pour un acier A50M ayant une dureté Brinell de  $HB = 350 \div 400$ , la contrainte admissible  $\sigma_{adm} = 1700 \text{ M.Pa} > \sigma = 1541,7 \text{ M.Pa}$ .

#### 2.2.2.2 Calcul de résistance au mouvement du chariot.

$$R = R_n + R_p + R_v \quad [N]. \quad \text{ou} \quad R : \text{résistance totale au m}^{vt}$$

$R_n$  : résistance au m<sup>vt</sup> due au chemin horizontal.

$$R_n = \frac{2(Q + G_c)}{D_g} \left( f + \mu \cdot \frac{d}{2} \right) K_r$$

avec  $f$  : bras de résistance au roulement. Pour  $D_g = 200 \text{ mm}$  on donne  $f = 0,04 \text{ cm}$ .

$\mu$  : coefficient de frottement dans les roulements.  $\mu = 0,015$ .

$K_r = 2,0$  : coef. de frottement des boudins des galets sur les rails.

$d$  : diamètre de la bague intérieure du roulement = 50 mm.

$$R_n = \frac{2(70000 + 32000)}{20} \left( 0,04 + 0,015 \cdot \frac{50}{2} \right) = 1581 \text{ N}$$

$$R_n = 1,581 \text{ kN}$$

$R_p$ : Résistance au  $m^{wt}$  due à la pente du chemin

$$R_p = (Q + G_c) \sin \alpha \approx (Q + G_c) \alpha$$

$$= (7 \cdot 10^4 + 3,2 \cdot 10^4) 0,002 = 204 \text{ N}$$

$$R_p = 0,204 \text{ KN}$$

$R_v$ : Résistance au  $m^{wt}$  due au vent

$$R_v = P_v \cdot S$$

avec  $P_v = q \cdot n \cdot c \cdot \beta$

où  $q$ : pression aérodynamique.  $q = 250 \text{ Pa}$ . pour une hauteur de l'élément au dessus du sol comprise entre  $0 \div 20 \text{ m}$ .

$n$ : coef. exprimant la variation de la vitesse du vent en fonction de la hauteur. jusqu'à  $10 \text{ m}$   $n = 1$ .

$c = 1,6$ : coef. aérodynamique

$\beta = 1,25$ : coef. de dynamisme cyclique du vent.

$$P_v = 250 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1,25 = 500 \text{ N/m}^2$$

$$P_v = 0,5 \text{ KN/m}^2$$

$S [\text{m}^2]$ : surface totale =  $KS_1 + S_2$

$S_1$ : surface du chariot en observant le long de l'axe longitudinal. Nous avons trouvé pour un calcul préliminaire  $S_1 = 1,6 \text{ m}^2$ .

$S_2$ : surface de la charge. Nous pouvons prendre à titre indicatif les valeurs suivantes données par la F.E.M.

$1 \text{ m}^2$  par tonne pour la tranche jusqu'à 5 tonnes

$0,5 \text{ m}^2$  par tonne pour la tranche jusqu'à 25 tonnes

$$S_2 = 5 \times 1 + 2 \times 0,5 = 6 \text{ m}^2$$

$K$ : coef. de remplissage. Nous adoptons  $K = 1$ .

$$S = KS_1 + S_2 = 1,6 + 6 = 7,6 \text{ m}^2$$

$$R_v = 7,6 \cdot 0,500 = 3,8 \text{ KN}$$

$$R_v = 3,8 \text{ KN}$$

La résistance totale au  $m^{wt}$  sera:

$$R = 1,581 + 0,204 + 3,8 = 5,585 \text{ KN}$$

$$R = 5,585 \text{ KN}$$

### 2.2.2.3 choix des éléments normalisés

a) choix du moteur électrique:

La puissance statique du moteur est donnée par:

$$P_m = \frac{R \cdot V_d}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{KW}]$$

$V_d$  : vitesse de direction [m/s]

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

$$P_m = \frac{5,585 \cdot 10^3 \cdot 14}{60 \cdot 1000 \cdot 0,85} = 1,53 \text{ kW}$$

$$P_m = 1,53 \text{ kW}$$

Pour un facteur de marche de 20%, la puissance corrigée sera:

$$P'_m = P_m \sqrt{\frac{FM'}{FM}} = 1,53 \sqrt{\frac{2,5}{20}} \approx 1,83 \text{ kW}$$

$$P'_m = 1,83 \text{ kW}$$

Pour direction des chariot à crochet  $M_r = 0,65 \div 0,75$ , nous prenons  $M_r = 0,70 \rightarrow r = 0,76$   
 $P_c = 0,76 \cdot 1,83 = 1,39 \text{ kW}$ . Nous choisissons un moteur Leroy-Somer à const. ferme dont les caractéristiques sont:

Puissance [kW]	1,5
Couple de démarrage / couple nominal	1,93
Couple max. / couple nominal	2
vitesse à 4/4 [tr/min]	935
$MD^2$ (moteur + frein) [kg.m <sup>2</sup> ]	0,0284
Masse [kg]	30

### b) Choix du réducteur

Le choix du réducteur dépend du rapport de réduction et de la puissance.

La vitesse de rotation des galets  $N_g$  est donné par:

$$N_{g_c} = \frac{V_d}{\pi D_{g_c}} \quad [\text{tr/min}]$$

$$N_{g_c} = \frac{14}{\pi \cdot 0,2} = 22,28 \text{ tr/min}$$

$$N_{g_c} = 22,28 \text{ tr/min}$$

$$\text{et } i_{R_d} = \frac{N_m}{N_{g_c}} = \frac{935}{22,28} = 41,96$$

Nous choisissons un réducteur vertical à deux arbres de sortie de type BK. 400 II

d'après GOST, dont les caractéristiques sont:

Puissance [kW]	3,1
$N_{adm}$ [tr/min]	1000
$i_{R_d}$	41,23
Masse [kg]	149

L'erreur commise sur la vitesse :

$$\Delta i_d = \left| \frac{i_{rd} - i_r}{i_{rd}} \right| \times 100 = \left| \frac{41,23 - 41,96}{41,23} \right| \times 100 = 1,17 \%$$

La nouvelle vitesse de rotation des galets :

$$N'_{gc} = \frac{N_m}{i_{rd}} = \frac{935}{41,23} = 22,67 \text{ tr/min}$$

$$N'_{gc} = 22,67 \text{ tr/min}$$

$$V'_d = \pi D_{gc} \cdot N'_{gc} = 22,67 \cdot \pi \cdot 0,2 = 14,24 \text{ m/min}$$

$$V'_d = 14,24 \text{ m/min}$$

c) Choix de l'accouplement moteur - Reducteur

Le choix se fait de la même façon que dans le paragraphe § 2.1.2.9, d). Nous choisissons un accouplement élastique du type NOR-MEX dont le couple nominal est :

$$C_{knom} \geq \frac{973,5 \text{ Nm} \cdot K}{n} \quad [\text{daN.m}]$$

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$$

$$\text{ou } K_1 = 1,7 ; K_2 = 1 ; K_3 = 1,23 ; K_4 = 1,1$$

$$C_{knom} \geq \frac{973,5 \cdot 1,5}{935} \cdot 1,7 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 1,1 = 3,59 \text{ daN.m}$$

Nous tirons du Catalogue un accouplement ayant :

Exécution choisie : EB2

Couple nominal [daN.m] : 5

I [Kg.m<sup>2</sup>] : 0,0012

Poids [Kg] : 1,76

d) Choix de l'accouplement galet - reducteur

Pour le galet situé près du reducteur, nous choisissons un manchon à engrenages. Pour l'autre galet, il est nécessaire de prévoir un arbre de transmission entre le reducteur et le galet, donc nous aurons en plus deux demi-manchons à engrenages.

Le manchon sera choisi en fonction du couple maximal avec lequel on peut le charger.

Nous devons satisfaire les deux conditions suivantes :

$$M_a \geq K_1 \cdot K_2 \cdot M_n \quad - \text{Continuité de fonctionnement}$$

$$M_a \geq K_1 \cdot M_{max} \quad - \text{Charge maximale de courte durée.}$$

avec  $M_a$  : charge admissible sur l'accouplement [N.m]

$M_n$  : moment nominal.

$M_{max}$  : moment maximal chargeant l'accouplement.

Pour des calculs préliminaires, nous ne tenons compte que de la condition de continuité de fonctionnement,  $M_{max}$  étant inconnue.

$K_1$  = coef. dépendant de l'importance du mécanisme.

$K_1 = 1,2$  pour les mécanismes de direction et de translation.

$K_2$  = coef. dépendant du régime de fonctionnement.  $K_2 = 1,1$  pour le régime 2m.

Le moment nominal est donné par:

$$M_n = \frac{R \cdot D_g}{2 \cdot \eta_g \cdot \eta_a} \quad [\text{N.m}]$$

$\eta_g$  : rendement du galet = 0,90.

$\eta_a$  : rendement de l'accouplement = 0,98.

$$M_n = \frac{5,585 \cdot 10^3 \cdot 0,20}{2 \cdot 0,90 \cdot 0,98} = 633,22 \text{ N.m}$$

$$M_a \geq 1,2 \cdot 1,1 \cdot 633,22 = 835,85 \text{ N.m}$$

Nous choisissons un accouplement du type CZM n°2 d'après BDS 3268-76 dont les caractéristiques sont:

$$M_{max} = 1400 \text{ N.m}$$

$$N_{max} = 5000 \text{ tr/min}$$

$$\text{masse} = 31 \text{ kg}$$

$$I = 0,12 \text{ kg.m}^2$$

Pour les deux demi-manchons, ils seront aussi du type CZM n°2, le calcul étant le même ayant pour caractéristiques:

$$M_{max} = 1400 \text{ N.m}$$

$$N_{max} = 5000 \text{ tr/min}$$

$$\text{masse} = 14,3 \text{ kg}$$

$$I = 0,05 \text{ kg.m}^2$$

### 2.2.3 Calculs définitifs

L'étude de la dynamique du mécanisme de direction permet de faire le choix définitif du moteur et du frein, de vérifier la condition de non patinage des galets sur le chemin de roulement. Pour cela, nous devons faire 4 vérifications:

#### 2.2.3.1 Première vérification

Il faut avoir  $a_d \leq [a]$  pour éviter le balancement de la charge.

$a_d$ : accélération moyenne au démarrage

$[a]$ : accélération admissible.  $[a] = 0,3 \text{ m/s}^2$ .

le moment moyen de démarrage est donné par:

$$M_d = M_{s,d} + M_{dyn,d} = M_{s,d} + I_d \cdot \frac{\omega}{t_d} = M_{s,d} + I_d \cdot \frac{\omega \cdot a_d}{V_d}$$

$$\Rightarrow a_d = \frac{V_d (M_d - M_{s,d})}{I_d \cdot \omega}$$

où  $V_d$ : vitesse de direction corrigée

$$M_d = 1,93 M_n \quad \text{ou } M_n : \text{moment nominal} = 15 \text{ N.m d'après 111}$$

$$M_d = 1,93 \times 15 = 28,95 \text{ N.m}$$

$$M_d = 28,95 \text{ N.m}$$

$M_{s,d}$ : moment statique au démarrage:

$$M_{s,d} = \frac{R \cdot D_g}{2 \cdot L_R \cdot \eta} \quad [\text{N.m}]$$

$$M_{s,d} = \frac{5,585 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{2 \cdot 41,42 \cdot 0,85} = 15,94 \text{ N.m}$$

$$M_{s,d} = 15,94 \text{ N.m}$$

$M_{dyn,d}$ : moment dynamique au démarrage.

$$\omega = \frac{\pi N_m}{30} = \frac{\pi \cdot 935}{30} = 97,91 \text{ rd/s}$$

$$\omega = 97,91 \text{ rd/s}$$

$$I_d = \Delta (I_m + I_{acc}) + \frac{m V_d^2}{\omega^2 \cdot \eta} \quad [\text{Kg.m}^2]$$

$$\text{avec } m = \frac{Q + G_c}{g} = \frac{7 \cdot 10^4 + 3,2 \cdot 10^4}{9,81} = 10,4 \cdot 10^3 \text{ Kg}$$

$$I_d = 1,2 (0,0284 + 0,0012) + \frac{10,4 \cdot 10^3 \cdot (14,24)^2}{3600 \cdot (97,91)^2 \cdot 0,85} = 0,107 \text{ Kg.m}^2$$

$$I_d = 0,107 \text{ Kg.m}^2$$

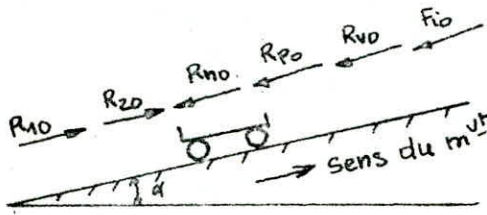
$$a_d = \frac{14,24 (28,95 - 15,94)}{60 \cdot 0,107 \cdot 97,91} = 0,294 \text{ m/s}^2$$

$$a_d = 0,294 \text{ m/s}^2$$

$$a_d = 0,294 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,3 \text{ m/s}^2$$

### 2.2.3.2. Deuxième vérification

Il faut que le moment de démarrage ne nous fait pas dépasser l'accélération admissible imposée par la condition de non patinage lorsque le chariot est à vide. ( $Q=0$ ).



NB: L'indice 0 signifie que le chariot est à vide.  $Q=0$ .

$R_{10}$ : force de frottement au niveau de la surface cylindrique des galets moteurs.

$R_{10} = G_{c0} \cdot \mu_g$  avec  $G_{c0}$ : charge sur les galets à vide

$$G_{c0} = \frac{Z_D}{Z_{0B}} \cdot G_c \quad \text{ou} \quad Z_D: n^{\text{bre}} \text{ de galets moteurs} = 2$$

$Z_{0B} = 4$ :  $n^{\text{bre}}$  total de galets.

$G_c$ : poids du chariot.

$$G_{c0} = \frac{1}{2} \cdot G_c$$

$\mu_g$ : Coef. de frottement galet sur rail.

$\mu_g = 0,12$  pour chariot travaillant en plein air.

$R_{20}$ : force de frottement dans les paliers des galets moteurs et des boudins sur rail.

$$R_{20} = G_{c0} \cdot \frac{\mu \cdot d}{D_g} \cdot K_r \quad \text{ou} \quad \mu, d, K_r: \text{coef. explicites dans}$$

$$R_{p0} = G_c \cdot d$$

$$R_{n0} = G_c \cdot W \quad \text{ou} \quad W = \frac{\mu d + 2f}{D_g} \cdot K_r = \frac{0,015 \cdot 5 + 2 \cdot 0,04}{20} \cdot 2 = 0,0155$$

$$R_{v0} = P_v \cdot S$$

avec  $S = K S_1 + S_2 = K S_1 = 1,6 \text{ m}^2$  (ou  $S_2 = 0$ : surface de la charge)

$F_{i0}$ : Force d'inertie du chariot à vide.

$$F_{i0} = m_0 \cdot a_{\text{maxd}} \quad \text{avec} \quad m_0 = \frac{G_c}{g}$$

$a_{\text{maxd}}$ : accélération maximale admissible au démarrage.

Nous obtenons:

$$R_{10} = K s_0 (R_{n0} + R_{p0} + R_{v0} + F_{i0} - R_{20})$$



$k_{so}$ : coef. de sécurité de frottement au niveau de la surface cylindrique des galets moteurs.  $k_{so} = 1,2$

$$G_{co} \cdot \mu_g = k_{so} \left( G_o \cdot w + G_c \cdot a + P_v \cdot s + m_o \cdot a_{maxd} - G_{co} \cdot \frac{\mu \cdot d}{D_g} \cdot k_r \right)$$

d'où l'on tire l'expression de  $a_{maxd}$ :

$$a_{maxd} = \frac{G_{co}}{G_c} \left[ \frac{\mu_g}{k_{so}} + \frac{\mu \cdot d}{D_g} \cdot k_r \right] - w - a - \frac{P_v \cdot s}{G_c} \cdot g$$

$$a_{maxd} = \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{0,12}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 50 \cdot 2}{200} \right) - 0,0155 - 0,002 - \frac{500 \cdot 1,6}{32000} \right] \cdot 9,81 = 0,12 \text{ m/s}^2$$

$$a_{maxd} = 0,12 \text{ m/s}^2$$

Il faut vérifier donc:

$$M_d \leq M_{sd_0} + M_{dyn_0}$$

$M_{sd_0}$ : moment statique du chariot à vide:

$$M_{sd_0} = \frac{R_o \cdot D_{gc}}{2 \cdot l_r \cdot \eta} \quad [\text{N.m}]$$

où  $R_o = R_{ho} + R_{po} + R_{vo}$

avec  $R_{ho} = 32000 \cdot 0,0155 = 496 \text{ N}$

$R_{vo} = 1,6 \cdot 500 = 800 \text{ N}$

$R_{po} = 32000 \cdot 0,002 = 64 \text{ N}$

$R_o = 496 + 64 + 800 = 1360 \text{ N}$

$$R_o = 1,36 \text{ KN}$$

$$M_{sd_0} = \frac{1360 \cdot 0,2}{2 \cdot 41,23 \cdot 0,85} = 3,94 \text{ N.m}$$

$M_{dyn_0}$ : moment dynamique.  $M_{dyn} = \frac{I_o \cdot \omega \cdot a_{maxd}}{V_d}$

où  $I_o$ : moment d'inertie du chariot à vide.

$$I_o = 1,2 \left( 0,0284 + 0,0012 \right) + \frac{32000 \cdot (14,24)^2}{3600 \cdot 9,81 \cdot (97,91)^2 \cdot 0,85} = 0,058 \text{ Kg.m}^2$$

$$I_o = 0,058 \text{ Kg.m}^2$$

$$\Rightarrow M_d \leq M_{sd_0} + \frac{I_o \cdot \omega \cdot a_{maxd}}{V_d}$$

$$\leq 3,94 + \frac{0,058 \cdot 100,53 \cdot 0,12 \cdot 60}{14,24} = 6,81 \text{ N.m}$$

L'inégalité n'est pas respectée puisque nous avons:

$$M_d = 28,95 \text{ N.m} > M_{sd_0} + M_{dyn_0} = 6,81 \text{ N.m}$$

Nous avons pour cela plusieurs solutions possibles : nous pouvons augmenter le diamètre des galets ou leurs nombres, charger un peu plus les galets moteurs ceci revient à jouer les positions des éléments du mécanisme de levage et de direction. Une autre solution plus intéressante serait de placer un moteur à bagues dont le bobinage sera relié à un rhéostat à l'aide de trois bagues collectrices et donc contrôler le couple de démarrage, mais sur les catalogues mis à notre disposition, nous avons trouvé des moteurs à bagues dont la puissance minimale était de 15 kW. Enfin la solution retenue ; nous pouvons augmenter l'inertie de l'ensemble en plaçant un volant d'inertie sur l'arbre moteur que nous allons dimensionner ici :

$$I'_0 \geq \frac{M_d - M_{sd0}}{\omega \cdot a_{maxd}} V'_d$$

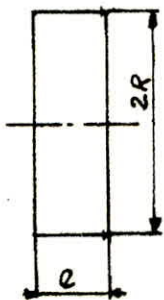
$I'_0$  : moment d'inertie corrigé

$$I'_0 \geq \frac{(28,95 - 3,94) 14,24}{100,53 \cdot 0,12 \cdot 60} = 0,50 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_v = I'_0 - I_v \text{ [Kg} \cdot \text{m}^2] \text{ avec } I_v : \text{moment d'inertie du volant.}$$

$$I_v = 0,50 - 0,058 = 0,442 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_v = 0,442 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$



$$\left. \begin{aligned} I_v &= \frac{1}{2} m_v \cdot R^2 \\ m_v &= \rho \pi R^2 \cdot e \end{aligned} \right\} \Rightarrow R = \frac{\sqrt[4]{2 I_v}}{\sqrt{\pi \cdot \rho \cdot e}}$$

L'épaisseur  $e$  étant limitée à 40 mm ce qui correspond à la longueur du bout d'arbre du moteur.

$$R = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 0,442}{\pi \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot 0,04}} = 0,173 \text{ m}$$

$$R = 173 \text{ mm}$$

$\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$  : masse volumique de l'acier.

masse du volant :

$$m_v = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (0,173)^2 \cdot 0,04 = 29,5 \text{ Kg}$$

$$m_v = 29,5 \text{ Kg}$$

Cette augmentation du moment d'inertie permet de réduire l'accélération au démarrage  $a_d$ , ce qui permet de rester dans les limites admissibles.

### 2.2.3.3 Troisième vérification

Il faut que la valeur du moment de freinage ne doit pas nous faire dépasser l'accélération moyenne admissible, le chariot étant à charge.

$$M_f \leq M_{\text{dynam}} - M_{s,f} = I_f \cdot \frac{\omega [a]}{V_d} - M_{s,f}$$

$M_{s,f}$  : moment statique pendant le freinage.

$$M_{s,f} = \frac{R \cdot D_{gc} \cdot \eta}{2 \cdot l_R} \approx M_{s,d} \cdot \eta^2$$

$$M_{s,f} = 15,94 \cdot (0,85)^2 = 11,52 \text{ N.m}$$

$$M_{s,f} = 11,52 \text{ N.m}$$

$$I_f = \Delta (I_m + I_{acc}) + \frac{m \cdot V_d'^2}{\omega^2} \cdot \eta + I_v$$

$$I_f = 1,2 (0,0284 + 0,0012) + \frac{10,4 \cdot 10^3 \cdot (14,24)^2}{3600 \cdot (97,91)^4} \cdot 0,85 + 0,442 = 0,5294 \text{ Kg.m}^2$$

$$I_f = 0,5294 \text{ Kg.m}^2$$

$$M_f \leq \frac{0,5294 \cdot 97,91 \cdot 0,3 \cdot 60}{14,24} - 11,52 = 54 \text{ N.m}$$

Nous choisissons un frein du type F.M.T 110 de bobine  $T_1$  incorporé dans le moteur avec un couple max. de freinage = 18 N.m. Mais nous devons encore faire une vérification de non entraînement du chariot par le vent hors service.

$$M_v = K \frac{(R_{p0} + R_{v0} - R_{n0}) \cdot D_{gc} \cdot \eta}{2 \cdot l_R}$$

$K = 1,75$  : coef. de sécurité pour un régime moyen II<sub>m</sub>.

$$R_{v0} = P_v' \cdot S$$

où  $P_v$  : pression dynamique du vent hors service.

$$P_v = q_v' \cdot n \cdot c \cdot \beta \quad \text{avec } q_v' = 700 \text{ Pa. (Vent maximum hors service)}$$

$$P_v = 700 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1400 \text{ N/m}^2$$

$S = 1,6 \text{ m}^2$  : surface du chariot sans charge.

$$R_{v0} = 1400 \cdot 1,6 = 2240 \text{ N}$$

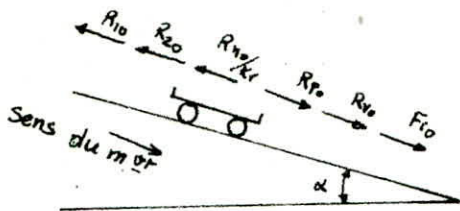
$$M_v = 1,75 \frac{(64 + 2240 - 496)}{2 \times 41,23} \cdot 0,2 \cdot 0,85 = 6,52 \text{ N.m}$$

$$M_v = 6,52 \text{ N.m}$$

Nous voyons donc bien que  $M_v = 6,52 \text{ N.m} < M_{fc} = 18 \text{ N.m}$ . Le couple de freinage résiste à la force du vent maximum.

### 2.2.3.4. Quatrième Vérification.

Il faut que la valeur du moment de freinage ne doit pas nous faire dépasser l'accélération maximale admissible imposée par la condition de non patinage le chariot étant à vide.



$$R_{10} = \left( R_{p0} + R_{v0} + F_{f0} - R_{20} - \frac{R_{h0}}{K_r} \right) \cdot K_{s0}$$

$$G_{c0} \cdot \mu g = K_{s0} \left( G_{c0} \cdot \alpha + p_v \cdot S + m_0 a_{max.f} - G_{c0} \frac{W}{K_r} - G_{c0} \frac{\mu \cdot d}{D_{gc}} \right)$$

d'où l'on tire l'expression :

$$a_{max.f} = \left[ \frac{G_{c0}}{G_c} \left( \frac{\mu g}{K_{s0}} + \frac{\mu \cdot d}{D_{gc}} \right) + \frac{W}{K_r} - \alpha - \frac{R_v \cdot S}{G_c} \right] \cdot g$$

$$a_{max.f} = \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{0,12}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 50}{200} \right) + \frac{0,0155}{2} - 0,002 - \frac{500 \cdot 1,6}{32000} \right] 9,81 = 0,32 \text{ m/s}^2$$

$$a_{max.f} = 0,32 \text{ m/s}^2$$

Le moment de freinage est déterminé d'après le modèle mathématique précédent :

$$M_f \leq M_{dyn.f_0} - M_{s.f_0} = I_{f_0} \cdot \frac{\omega \cdot a_{max.f}}{V_d} - M_{s.f_0}$$

$$\text{avec } M_{s.f_0} = \frac{R_0 \cdot D_{gc} \cdot \eta}{2 \cdot i_R} \quad [\text{N.m}]$$

$$M_{s.f_0} = \frac{1360 \cdot 0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 41,23} = 2,80 \text{ N.m}$$

$$I_{f_0} = \Delta (I_m + I_{acc}) + \frac{m_0 \cdot V_d^2}{\omega^2} \cdot \eta + I_v$$

$$= 1,2 (0,0284 + 0,0012) + \frac{32000 \cdot (14,24)^2}{9,81 \cdot 3600 \cdot (97,91)^2} \cdot 0,85 + 0,442 = 0,4938 \text{ Kg.m}^2$$

$$I_{f_0} = 0,4938 \text{ Kg.m}^2$$

$$M_f \leq 0,4938 \cdot \frac{97,91 \cdot 0,32 \cdot 60}{14,24} - 2,80 = 62,25 \text{ N.m}$$

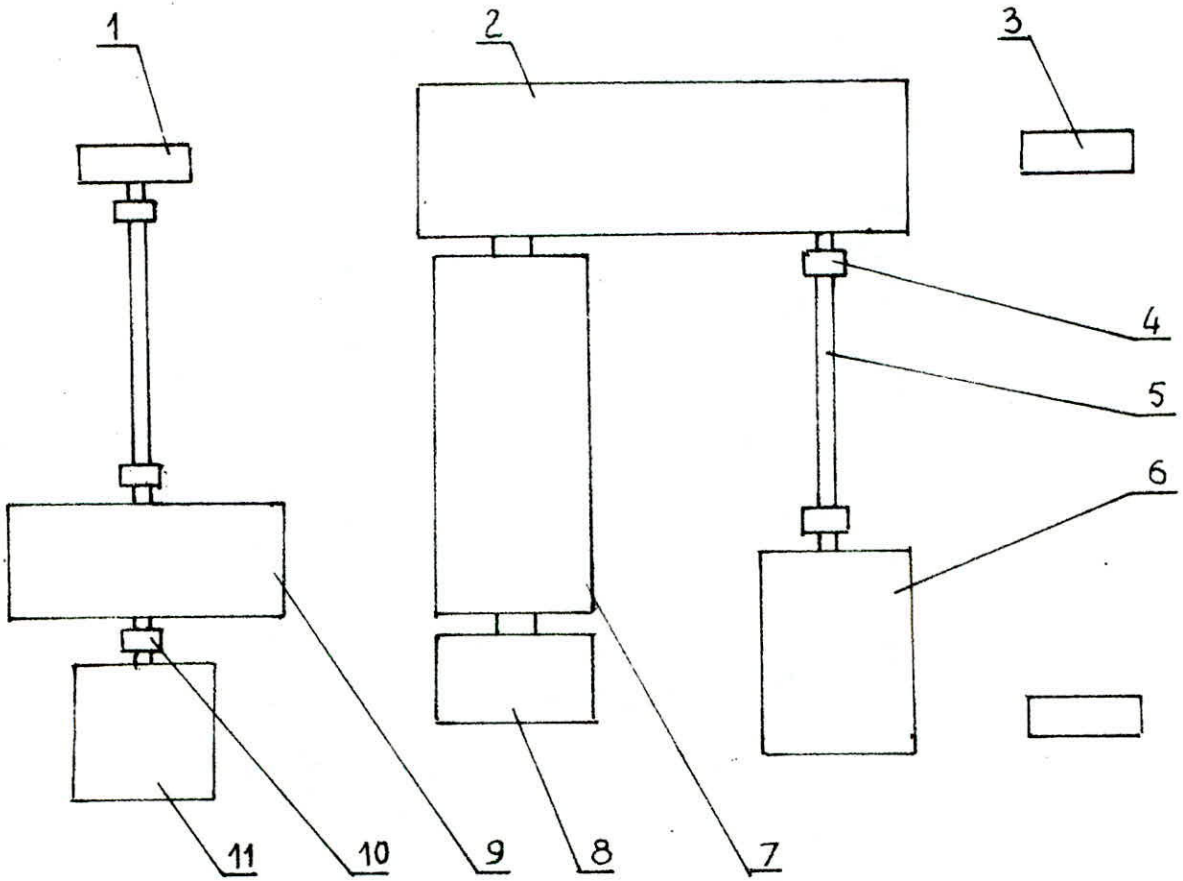
Nous avons  $M_{dyn.f_0} - M_{s.f_0} = 62,25 \text{ N.m} > M_f = 18 \text{ N.m}$ . Le frein choisi est bon.

## 2.3 CHASSIS DU CHARIOT

Le châssis du chariot doit absorber les forces des pièces mécaniques montées sur lui et doit les transmettre aux galets de roulements. Le châssis se construit en laminés normalisés. Sa forme et la disposition des poutres qui le constituent dépendent du schéma cinématique adopté. Ce même schéma dépend du centre de gravité du système mécanique.

### 2.3.1 Recherche de la position du centre de gravité

Schema cinématique



- |                              |                            |
|------------------------------|----------------------------|
| 1. Galet moteur              | 7. Tambour                 |
| 2. Reducteur                 | 8. Palier                  |
| 3. Galet fou                 | 9. Reducteur vertical      |
| 4. Demi-manchon à engrenages | 10. Accouplement élastique |
| 5. Arbre de transmission     | 11. Moteur frein           |
| 6. Moteur frein              |                            |

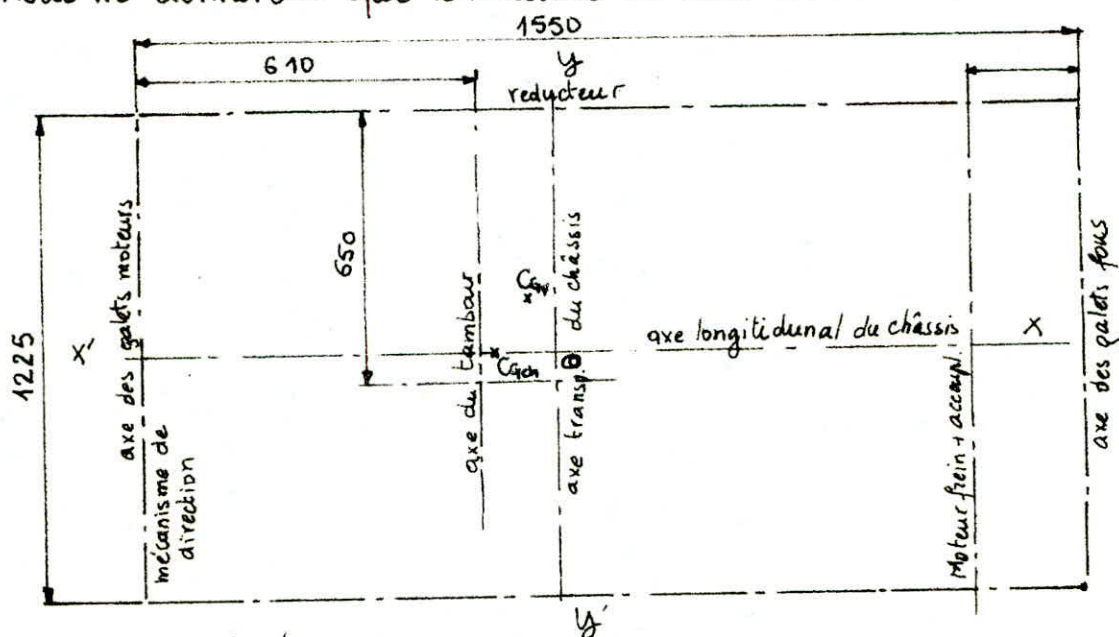
Suivant la position du tambour et du reducteur, les autres éléments mécaniques faisant partie du chariot seront positionnés de telle façon que le centre de gravité du système coïncide avec le centre géométrique du chariot. En pratique, cela

est très difficilement réalisable car le centre de gravité est déplacé lorsque le chariot est chargé.

Notre recherche du centre de gravité n'a été qu'approximative, nous n'avons pas tenu compte du châssis de surélévation, et considéré le châssis principal comme étant symétrique par rapport à son axe longitudinal et que son centre de gravité soit situé en son milieu.

Remarque : Dans le cas où le centre de gravité du chariot ne coïncide pas avec son centre géométrique suivant l'axe longitudinal, il est préférable de l'avoir plus proche des galets moteurs que des galets fous pour éviter le patinage au démarrage.

Nous ne donnerons que le résultat de cette recherche :



O : centre géométrique du châssis.

Coordonnées de  $C_{Gch}$  par rapport à O  $\left\{ \begin{array}{l} x = -177,5 \text{ mm} \\ y = 0 \end{array} \right.$

où  $C_{Gch}$  : centre de gravité à charge.

Coordonnées de  $C_{Gv}$  par rapport à O  $\left\{ \begin{array}{l} x = -87,5 \text{ mm} \\ y = 255 \text{ mm} \end{array} \right.$

où  $C_{Gv}$  : Centre de gravité à vide.

Suivant cette disposition, nous avons dû changer la position du moteur frein du mécanisme de levage par rapport à celle du réducteur. La distance étant devenue assez importante entre ces deux éléments, nous avons remplacé l'accouplement élastique par deux demi-manchons à engrenages.

## Liaison Moteur - Reducteur du mécanisme de levage

le mode de calcul est le même que pour le mécanisme de direction.

$$M_a \geq K_1 \cdot K_2 \cdot M_s$$

$K_1 = 1,3$  pour le mécanisme de levage.

$M_s$  : moment statique [N.m]

$$M_s = \frac{(Q + G_m) D_T}{2 \cdot i_p \cdot i_R \cdot \eta}$$

$$M_s = \frac{(70 + 1,2) \cdot 10^3 \cdot 0,385}{2 \cdot 2 \cdot 125 \cdot 0,85} = 645 \text{ N.m}$$

$$M_a \geq 1,3 \cdot 1,1 \cdot 645 = 922,35 \text{ N.m}$$

Nous choisissons donc deux demi-manchons de type CZM n° 2 d'après BDS 3268-76 identiques à ceux du mécanisme de direction.

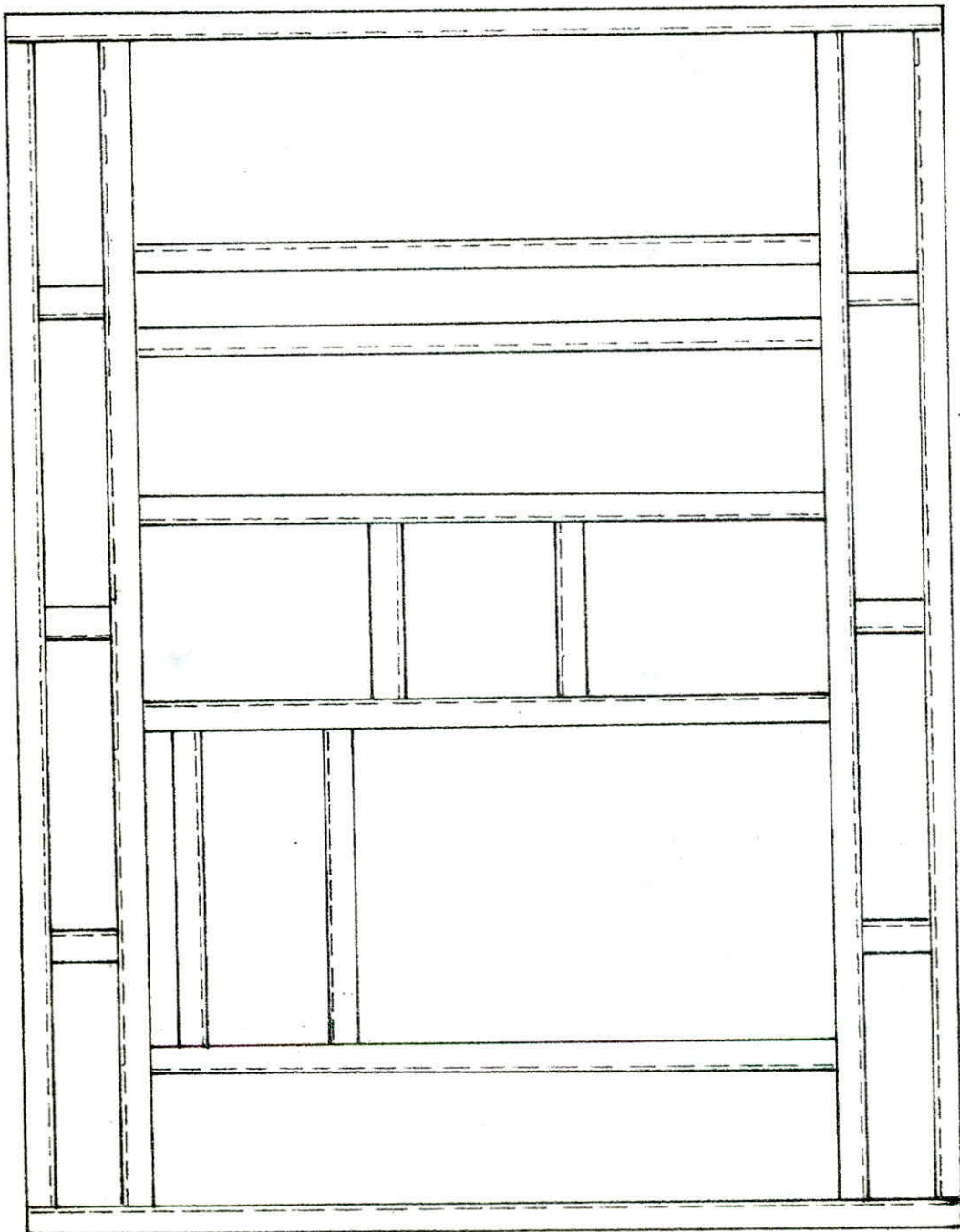
Remarque : Etant donné que le moment d'inertie des demi-manchons est différent du moment d'inertie de l'accouplement élastique initialement choisi, nous devons en principe reprendre tous les calculs depuis le début de l'étude, mais arrivé à ce stade de calcul aussi avancé nous ne pouvons nous le permettre vu le manque de temps.

## 2.3.2 Calcul du châssis

### 2.3.2.1 Elaboration de la construction du châssis .

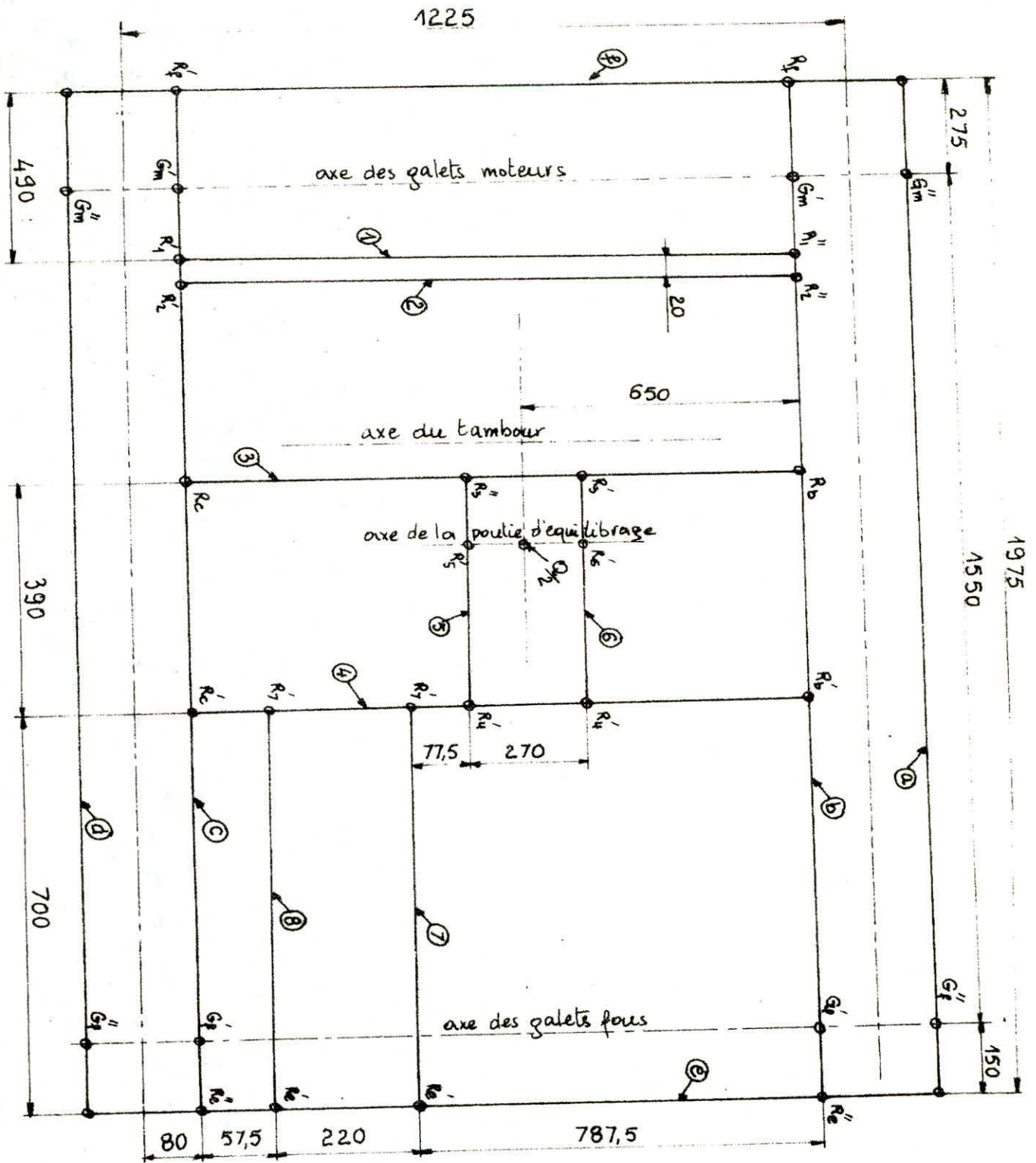
Le châssis doit être assez solide pour supporter rigidement les éléments mécaniques du mécanisme de levage et de direction. Il est constitué notamment de deux poutres principales disposées de part et d'autre le long de l'axe longitudinal reliées entre elles par des poutres transversales .

Nous donnons ici l'esquisse du châssis principal :





2.3.2.2. Calcul à la résistance des éléments du châssis .



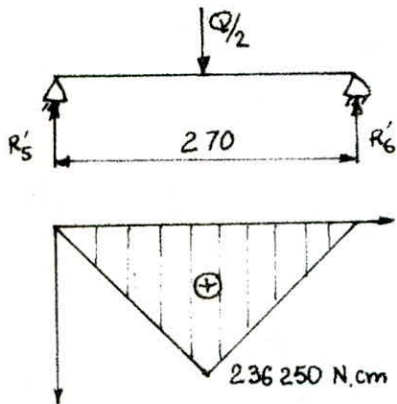
- Les poutres repérées par des chiffres représentent les poutres transversales ou poutres secondaires.
- les poutres repérées par des lettres minuscules représentent les poutres principales.

Le calcul exact du châssis du chariot est extrêmement compliqué. Le châssis constitué par un grand nombre de poutres assemblées rigidement par soudure est un système hyperstatique d'un ordre très élevé. Ce système est sollicité par un grand nombre de forces dont la détermination est déjà très difficile. En pratique, on se limite souvent aux calculs sommaires et approximatifs très simples.

### 2.3.2.2.1 calcul des poutres transversales.

a) Calcul des poutres soutenant la chape de la poulie d'équilibrage.

Nous admettrons que les poutres sont articulées les unes sur les autres. La charge est suspendue par moitié  $Q/2 = 3,5$  tonnes à la poulie d'équilibrage et au tambour. La chape repose sur les poutres ⑤ et ⑥. Ces deux poutres travaillent à la flexion sous une charge statique  $Q/2$ .



$R_5'$  et  $R_6'$  : réactions sur les poutres ⑤ et ⑥

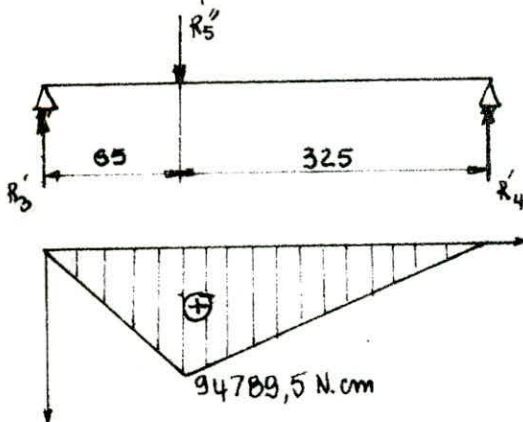
Le calcul nous donne :

$$R_5' = R_6' = \frac{Q}{4} = 17,5 \text{ kN.}$$

le moment fléchissant :

$$M_f = R_5' \cdot 13,5 = 17,5 \cdot 10^3 \cdot 13,5 = 236 250 \text{ N.cm}$$

calcul des poutres ⑤ et ⑥



$$\begin{cases} R_5'' \cdot 65 = R_4' \cdot 390 \\ R_4' + R_3' = R_5'' \end{cases}$$

$$\Rightarrow R_3' = 14,583 \text{ kN}$$

$$R_4' = 2,917 \text{ kN}$$

$$M_{f,i} = 94 789,5 \text{ N.cm}$$

le module de résistance  $W_{rx}$  de la poutre sera :

$$W_{rx} = \frac{M_f}{\sigma_p} \quad \text{avec} \quad \sigma_p = \frac{\sigma_e}{K} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} \sigma_p : \text{résistance pratique} \\ \sigma_e : \text{contrainte de limite élastique} \\ \sigma_e = 240 \text{ N/mm}^2 \text{ pour A37S} \\ K = 2 : \text{coef. de sécurité} \end{cases}$$

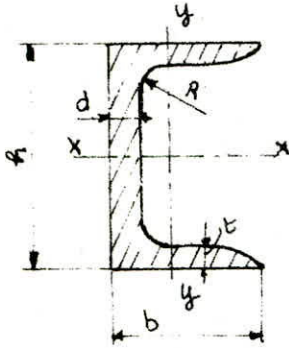
cette contrainte  $\sigma_p$  sera prise identique pour tous les profilés choisis ultérieurement.

$$\sigma_p = \frac{240}{2} = 120 \text{ N/mm}^2 = 12000 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_p = 12000 \text{ N/cm}^2$$

$$W_{xx} = \frac{94789,5}{12000} = 7,898 \text{ cm}^3$$

Nous choisissons une poutre en profilé UPN n°5 d'après GOST 8240-72

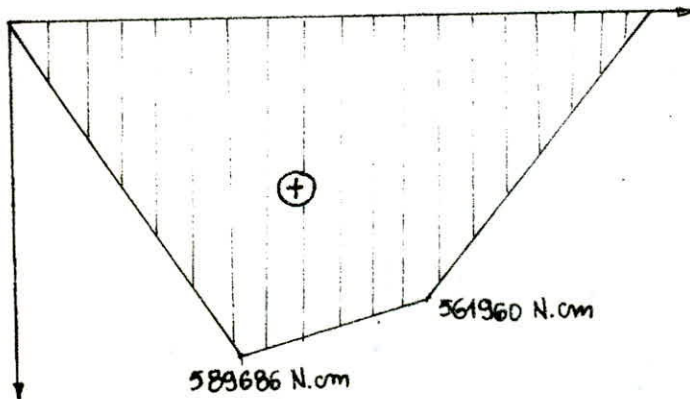
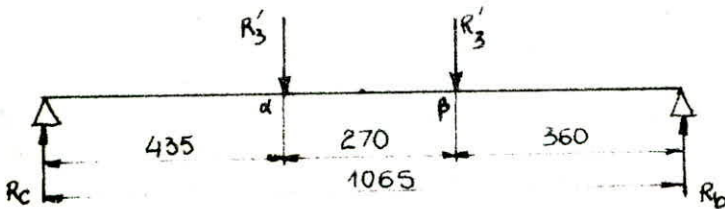


A [mm]	b [mm]	d [mm]	t [mm]	R [mm]	Section [cm <sup>2</sup> ]	W <sub>z</sub> [cm <sup>3</sup> ]	W <sub>y</sub> [cm <sup>3</sup> ]
50	32	4,4	7	6	6,16	9,1	2,75

la masse est de 4,84 Kg/m.

La poutre ⑥ est identique à la poutre ⑤ car elle est soumise aux mêmes efforts.

b) Calcul de la poutre ③



$$\begin{cases} R_c + R_b = 2R'_3 \\ R'_3 (435 + 705) = R_b \cdot 1065 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} R_c = 13,556 \text{ kN} \\ R_b = 15,610 \text{ kN} \end{cases}$$

les moments fléchissants :

$$M_{f\alpha} = R_c \cdot 43,5 = 13,556 \cdot 43,5 = 589686 \text{ N.cm}$$

$$M_{f\beta} = R_b \cdot 36 = 15,610 \cdot 36 = 561960 \text{ N.cm}$$

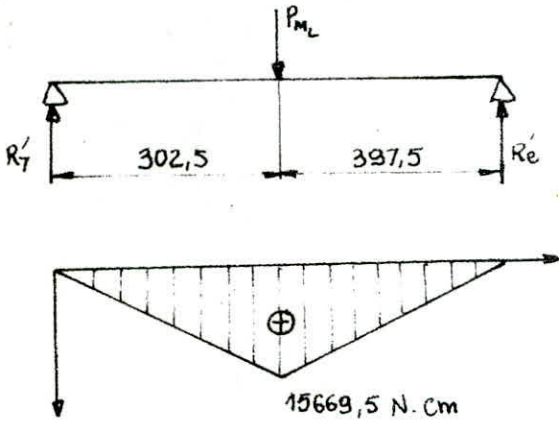
$$W_{xx} = \frac{M_{fd}}{\sigma_p} = \frac{589686}{12000} = 49,14 \text{ cm}^3$$

Nous choisissons une poutre en profilé UPN n°12 d'après GOST B240-72.

h [mm]	b [mm]	d [mm]	t [mm]	R [mm]	section [cm <sup>2</sup> ]	W <sub>xx</sub> [cm <sup>3</sup> ]	W <sub>yy</sub> [cm <sup>3</sup> ]	Masse [kg/m]
120	52	4,8	7,8	7,5	13,3	50,6	8,52	10,4

Pour des raisons de montage et d'approvisionnement des poutres transversales constituant le chariot, nous adoptons le même profil pour toutes les autres poutres. Il suffira de vérifier que  $\sigma_p$  ne sera dépassée pour chacune des poutres.

c) Vérification de la poutre ⑦



$P_{ML}$ : poids du moteur frein du mécanisme de levage.

$$P_{ML} = 912,33 \text{ N}$$

$$\begin{cases} R_e + R'_7 = P_{ML} \\ P_{ML} \cdot 302,5 = R_e \cdot 700 \end{cases}$$

d'où l'on tire :

$$R_e = 0,394 \text{ kN}$$

$$R'_7 = 0,518 \text{ kN}$$

$$M_f = R'_7 \cdot 302,5$$

$$M_f = 0,518 \cdot 302,5 = 15669,5 \text{ N.cm}$$

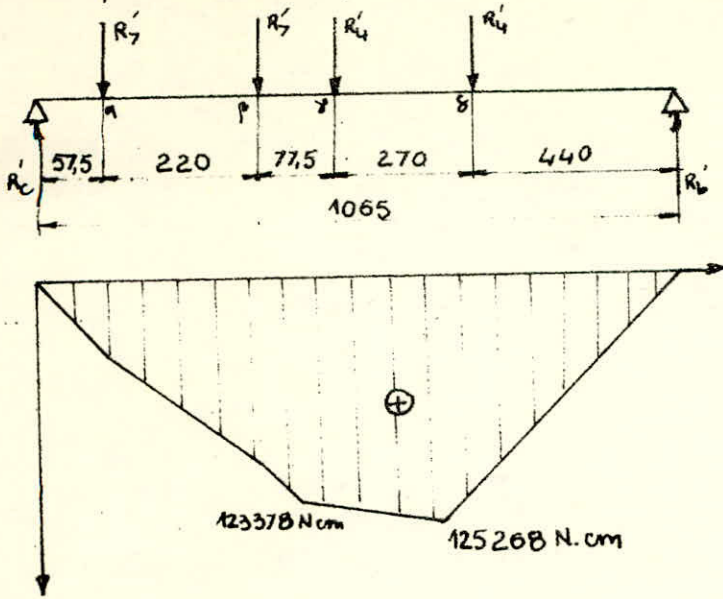
le module de résistance sera:

$$W_{xx} = \frac{15669,5}{12000} = 1,30 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_f}{W_{xx}} = \frac{15669,5}{50,6} = 309,67 \text{ N/cm}^2 < \sigma_p$$

La poutre ⑧ sera la même que celle de ⑦ puisqu'elle est chargée de façon identique.

d) Vérification de la poutre ④



La résolution de ce système simple nous donne :

$$M_{fd} = 23132,25 \text{ N.cm}$$

$$M_{fp} = 100242,25 \text{ N.cm}$$

$$M_{fs} = 123378 \text{ N.cm}$$

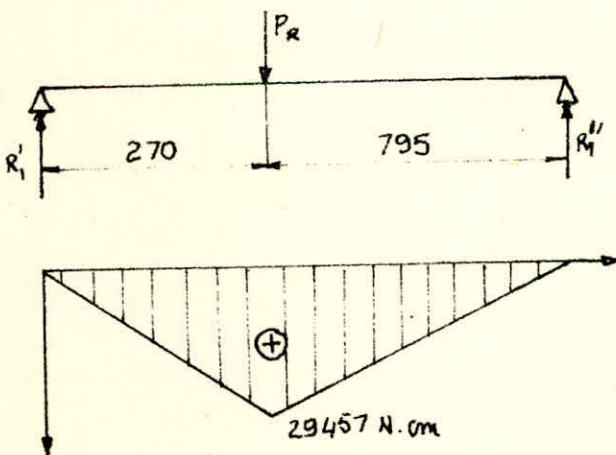
$$M_{fs} = 125268 \text{ N.cm}$$

Les réactions obtenues sont :

$$\sigma = \frac{M_{fs}}{W_{xx}} = \frac{125268}{50,6} = 2475,65 \text{ N/cm}^2 < \sigma_p$$

$R'_c = 4,023 \text{ KN}$ $R'_d = 2,847 \text{ KN}$
--

e) Vérification de la poutre ①



$P_R$  : poids du redacteur vertical

$$P_R = 1462 \text{ KN}$$

nous trouvons :

$R'_1 = 1,091 \text{ KN}$ $R''_1 = 0,371 \text{ KN}$
---

$$M_p = 29457 \text{ N.cm}$$

La contrainte de flexion sera :

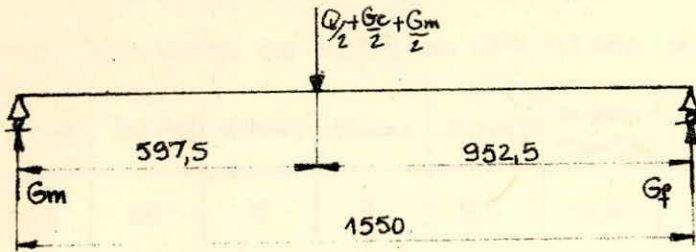
$$\sigma = \frac{29457}{50,6} = 582,15 < \sigma_p$$

la poutre ② sera identique à la poutre ① et ses réactions seront égales à :

$$\begin{cases} R'_2 = R'_1 \\ R''_2 = R''_1 \end{cases}$$

### 2.3.2.2 -2 Calcul des poutres principales.

#### a) Détermination des charges sur les galets.



$G_m$  : charge sur galet moteur  
 $G_f$  : charge sur galet fou  
 $G_c$  : poids du chariot

$$\begin{cases}
 G_m \cdot 597,5 = G_f \cdot 952,5 \\
 G_m + G_f = \frac{1}{2} (Q + G_m + G_c)
 \end{cases} \Rightarrow$$

$$Q' = Q + G_m + G_c = 70 + 1,2 + 32 = 103,2 \text{ KN}$$

$G_m = 31,7 \text{ KN}$ $G_f = 19,9 \text{ KN}$
--

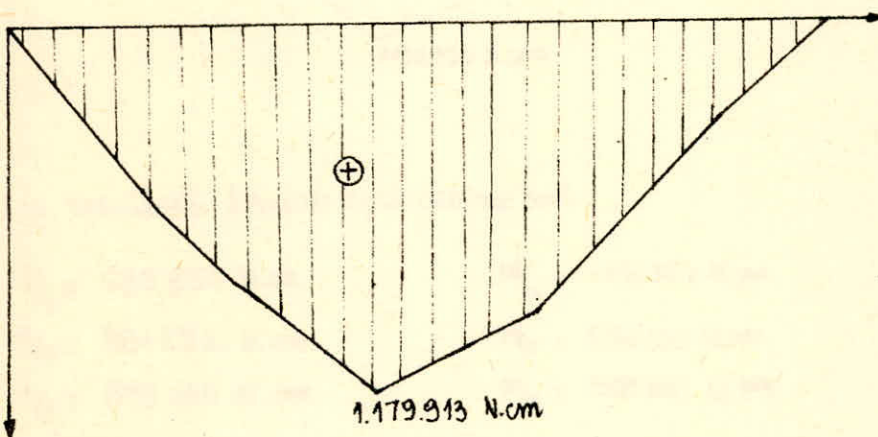
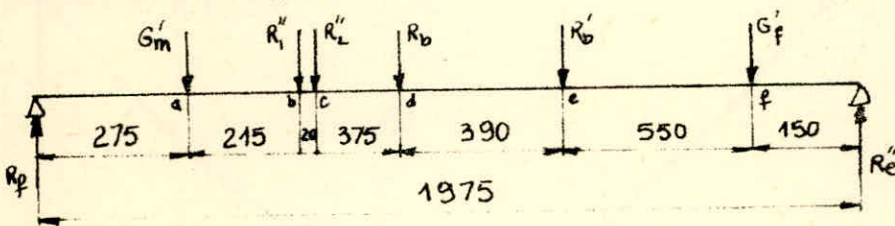
les réactions sur l'axe du galet moteur (fou) sur les poutres principales sont égales puisque le galet est situé au milieu de celles-ci :

$$G'_m = G''_m = \frac{G_m}{2} = 15,85 \text{ KN}$$

$G'_m = G''_m = 15,85 \text{ KN}$ $G'_f = G''_f = 9,95 \text{ KN}$
---

celles des galets fous :  $G'_f = G''_f = 9,95 \text{ KN}$

#### b) Calcul de la poutre (B)



Nous donnons ici que les résultats trouvés :

$R_f = 20,5 \text{ KN}$ $R_{e'} = 20,42 \text{ KN}$
--

$$M_{fa} = 675\,950 \text{ N.cm}$$

$$M_{fd} = 1.179\,913 \text{ N.cm}$$

$$M_{fb} = 863\,645 \text{ N.cm}$$

$$M_{fe} = 882\,150 \text{ N.cm}$$

$$M_{fc} = 880\,363 \text{ N.cm}$$

$$M_{ff} = 306\,800 \text{ N.cm}$$

le module de résistance sera :

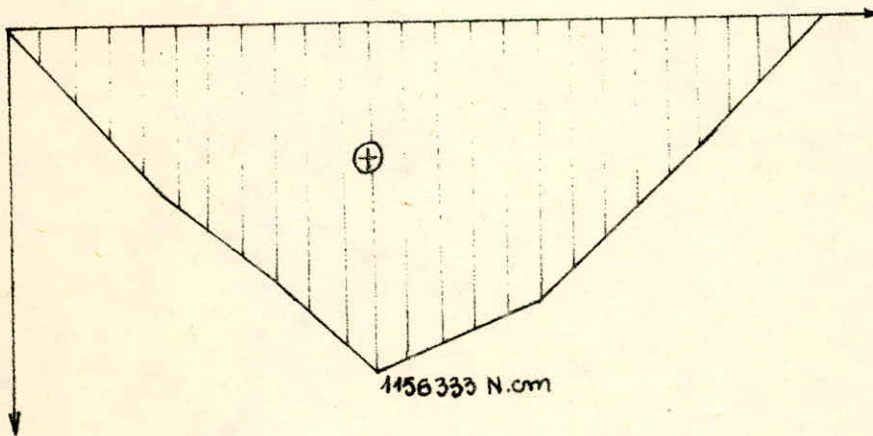
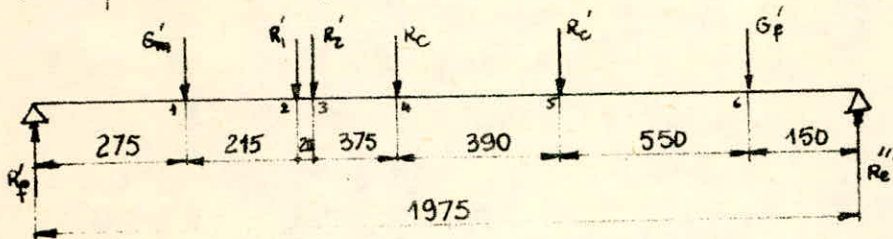
$$W_{xx} = \frac{M_{fd}}{\sigma_p} = \frac{1.179.913}{12000} = 98,32 \text{ cm}^3$$

Nous choisissons un profilé en UPN n° 16a d'après GOST B240-72 :

R [mm]	b [mm]	d [mm]	t [mm]	R [mm]	section [cm <sup>2</sup> ]	W <sub>xx</sub> [cm <sup>3</sup> ]	W <sub>ly</sub> [cm <sup>3</sup> ]	Masse [Kg/m]
160	68	5	9	8,5	19,5	103	16,4	15,3

Nous garderons ce même profilé pour toutes les autres (c, a, d, e, f) dont nous vérifierons seulement leurs contraintes de flexion.

c) Vérification de la poutre c



$$R_p^i = 24,94 \text{ KN}$$

$$R_e^i = 20,62 \text{ KN}$$

Les résultats trouvés sont comme suit :

$$M_{f_1} = 685850 \text{ N.cm}$$

$$M_{f_4} = 1156333 \text{ N.cm}$$

$$M_{f_2} = 881285 \text{ N.cm}$$

$$M_{f_5} = 896150 \text{ N.cm}$$

$$M_{f_3} = 899465 \text{ N.cm}$$

$$M_{f_6} = 309300 \text{ N.cm}$$

$$\sigma_x = \frac{1156333}{103} = 11226,5 \text{ N/cm}^2 < \sigma_p = 12000 \text{ N/cm}^2$$

Les poutres (a), (d), (e) et (f) sont beaucoup moins chargées que les poutres (c) et (b), il n'est pas nécessaire de faire leur vérification.

## Chp III CONSTRUCTION METALLIQUE DU PORTIQUE

### 3.1 Généralités

Les portiques de force assez faible sont réalisés en laminés, les engins d'une force supérieure pouvant être faits soit en âme pleine, soit en treillis. Pour le calcul de la charpente, il faut tenir compte du Groupe dans lequel est classé l'appareil. Dans notre cas, la charpente est classée au groupe 3 : utilisation régulière en service intensif avec un nombre conventionnel de cycles de levage de  $6,3 \cdot 10^5$ .

D'après leur fréquence, les sollicitations sont classées en trois groupes différents :

- sollicitations principales (qui se manifestent durant l'exploitation normale de l'appareil).
- sollicitations additionnelles (sollicitations non permanentes)
- sollicitations spéciales.

A cet effet nous avons dressé un tableau en indiquant les différentes combinaisons de sollicitations qui peuvent se présenter dans notre cas.

Genre de Sollicitations.	sollicitations principales	sollicitations principales + additionnelles	sollicitations princ. + add. + spéciales
	I	II	III
- poids propre du portique	*	*	*
- charge utile	*	*	
- Efforts dynamiques permanents	*	*	
- Effort du vent en service		*	
- Résistance de frottement et de déplacement		*	
- Reactions transversales dues au roulement		*	
- Effort du vent hors service			*

Remarque : Un grand nombre de sollicitations n'ont pas été prises en considération, soit qu'elles n'existent pas dans notre cas, soit négligées à cause de la faible vitesse de translation.



- Contraintes admissibles par rapport à la limite élastique.

Pour l'acier A37, la limite élastique est  $\sigma_e = 2400 \text{ daN/cm}^2$ .

$$\text{Cas I : } \sigma_{a_I} = \frac{\sigma_e}{1,5} = 1600 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{Cas II : } \sigma_{a_{II}} = \frac{\sigma_e}{1,33} = 1800 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{Cas III : } \sigma_{a_{III}} = \frac{\sigma_e}{1,20} = 2100 \text{ daN/cm}^2$$

Pour les éléments de la charpente travaillant au cisaillement :

$$\tau_a = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}} \approx 0,6 \sigma_e = 1440 \text{ daN/cm}^2$$

### 3.2 Détermination du poids propre du portique

Pour déterminer le poids du portique, nous nous sommes référés aux données statistiques des constructeurs déjà établies, et estimés le poids propre des autres accessoires équipant le portique.

- poids des poutres principales :

$$G_1 = q \cdot l_1 \cdot 2 \quad \text{ou } q = 200 \text{ kg/m} : \text{ poids linéaire de la poutre principale}$$
$$l_1 = 21,7 \text{ m} : \text{ longueur totale de la poutre .}$$

$$G_1 = 200 \cdot 21,7 \cdot 2 = 8680 \text{ kg.}$$

- poids des sommiers

Nous nous sommes basés sur les catalogues de constructeurs VERLINDE qui donnent le poids de la paire de sommier en fonction de la portée et de la vitesse de translation :  $G_2 = 1940 \text{ kg}$ .

- poids des palées

Nous avons estimé la hauteur des palées égale à 7m et le poids linéaire à  $p = 150 \text{ kg/m}$ .

$$G_3 = 150 \cdot 4 \cdot 7 = 4200 \text{ kg}$$

- poids des pieds droits supérieurs

Nous prévoyons une largeur des palées de 2,50 m

$$G_4 = 2,50 \times 200 = 500 \text{ kg}$$

- poids de la passerelle

le poids linéaire de la passerelle = 40 kg/m d'après DIN 120

le poids linéaire de la poutre rive = 30 kg/m " " "

$$G_5 = 2 \times 70 \cdot 21,7 = 3038 \text{ kg}$$

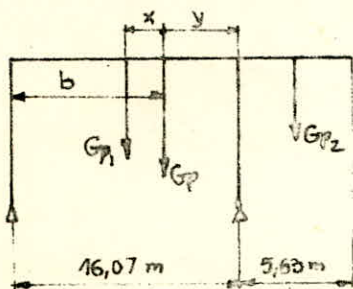
Le poids propre du portique sera:

$$G_p = (G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5) \cdot g$$

$$= (8680 + 1940 + 500 + 4200 + 3038) \cdot 9,81 \approx 180000 \text{ N}$$

$$G_p = 180 \text{ kN}$$

a) Détermination du centre de gravité du portique



$G_{p1}$ : poids du portique sans bec

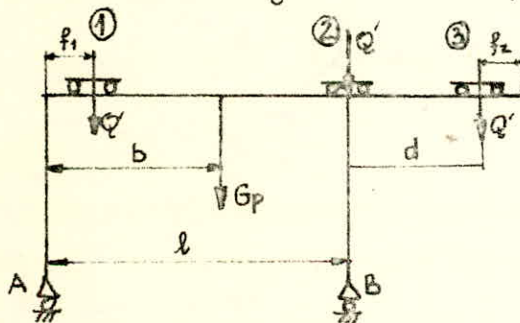
$G_{p2}$ : poids de l'avant bec

$$\begin{cases} G_{p1} \cdot x = G_{p2} \cdot y \\ x + y = 10,85 \text{ m} \end{cases}$$

nous trouvons  $x = 1,94 \text{ m}$ , ce qui donne  $b = 9,975 \text{ m}$ .

3.3 Calcul des réactions maxi. sur les galets de translation.

3.3.1 Pression des galets due au poids total du portique



$$\begin{cases} f_1 = 0,9175 \text{ m} \\ f_2 = 1,3245 \text{ m} \end{cases} \text{ côtes d'approches du chariot}$$

$$b = 9,975 \text{ m}$$

$$l = 16,07 \text{ m}$$

$$d = 4,2875 \text{ m}$$

$$Q' = Q + G_m + G_e$$

$$= 70 + 1,2 + 32 = 103,2 \text{ kN}$$

Suivant les positions 1, 2 ou 3 du chariot, nous allons chercher le maximum que pourront avoir les réactions A et B.

Position ①

$$Q' + G_p = A' + B'$$

$$Q' \cdot f_1 + G_p \cdot b = B' \cdot l \Rightarrow B' = \frac{Q' \cdot f_1 + G_p \cdot b}{l}$$

$$B' = \frac{103,2 \cdot 0,9175 + 180 \cdot 9,975}{16,07} = 117,62 \text{ kN}$$

$$A' = Q' + G_p - B' = 283,2 - 117,62 = 165,58 \text{ kN}$$

$$A' = 165,58 \text{ kN}$$

$$B' = 117,62 \text{ kN}$$

Position ②

$$B^2 = \frac{Q' \cdot l + G_p \cdot b}{l} = \frac{103,2 \cdot 16,07 + 180 \cdot 9,975}{16,07} = 214,93 \text{ KN}$$

$$A^2 = 283,2 - 214,93 = 68,57 \text{ KN}$$

$$A^2 = 68,57 \text{ KN}$$

$$B^2 = 214,93 \text{ KN}$$

Position ③

$$B^3 = \frac{G_p \cdot b + Q' (l + l_2)}{l} = \frac{180 \cdot 9,975 + 103,2 (16,07 + 4,2875)}{16,07} = 242,46 \text{ KN}$$

$$A^3 = 283,2 - 242,46 = 40,74 \text{ KN}$$

$$A^3 = 40,74 \text{ KN}$$

$$B^3 = 242,46 \text{ KN}$$

La pression maximale sur un galet du côté de l'avant bec

$$P_{\max}^2 = \frac{B^3}{2} = \frac{242,46}{2} = 121,23 \text{ KN}$$

La pression maximale sur un galet du côté opposé à l'avant bec

$$P_{\max}^1 = \frac{A^1}{2} = \frac{165,58}{2} = 82,79 \text{ KN}$$

$$P_{\max}^1 = 82,79 \text{ KN}$$

$$P_{\max}^2 = 121,23 \text{ KN}$$

### 3.3.2 Reaction supplémentaire due au vent

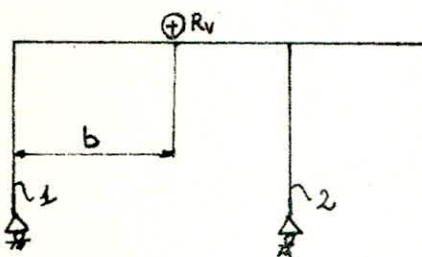


fig.1



fig.2

r: empattement = 3,5m

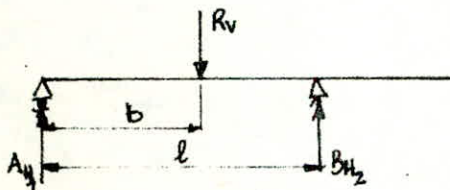
h: hauteur des poutres = 7m

Rv: resistance due au vent.

la fig2 represente la vue de gauche du portique.

Nous supposons que la force due au vent s'applique au centre de gravité du portique et que la poutre principale repose sur deux appuis simples.

Dans le plan horizontal nous aurons :



$A_{H1}$ : reaction horizontale sur l'appui côté 1

$B_{H2}$ : reaction horizontale sur l'appui côté 2

nous trouvons :

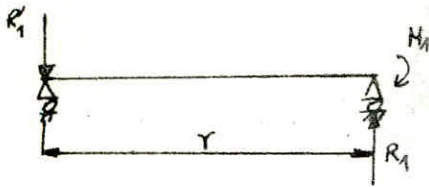
$$\begin{cases} A_{H1} = R_v \cdot \frac{l-b}{l} \\ B_{H2} = R_v \cdot \frac{b}{l} \end{cases}$$

D'après la figure 2, la pression du vent agit sur les sommiers par un moment

$$M_1 = A_{H1} \cdot h$$

$$M_2 = B_{H2} \cdot h$$

Nous assimilons le sommier à une poutre reposant sur 2 appuis simples  
 Pour le sommier côté 1.



$$R_1 = \frac{M_1}{r} = A_{H1} \cdot \frac{h}{r} = R_v \cdot \frac{h}{r} \cdot \frac{l-b}{l}$$

où  $R_v$  : résistance due au vent.

$$R_v = R_v \cdot S$$

$S = S_1 + S_2$  où  $S_1 = 7,6 \text{ m}^2$  : surface du chariot + charge  
 $S_2 = 32,5 \text{ m}^2$  : surface du portique (pour un calcul préliminaire)

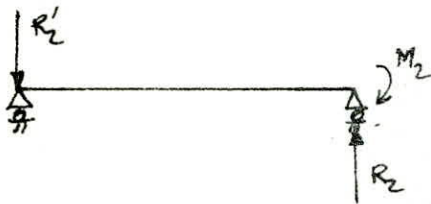
$$R_v = 500 \times (7,6 + 32,5) = 20050 \text{ N}$$

$$R_v = 20,05 \text{ KN}$$

$$R_1 = \frac{20,05 \cdot 7}{3,5} \cdot \frac{16,07 - 9,975}{16,07} = 15,20 \text{ KN}$$

$$R_1 = 15,20 \text{ KN}$$

Pour le sommier côté 2



$$R_2 = \frac{M_2}{r} = B_{H2} \cdot \frac{h}{r} = R_v \cdot \frac{h}{r} \cdot \frac{b}{l}$$

$$R_2 = \frac{20,05 \cdot 7}{3,5} \cdot \frac{9,975}{16,07} = 24,89 \text{ KN}$$

$$R_2 = 24,89 \text{ KN}$$

La pression totale sur un galet sera :

a) Pression sur un galet du côté 1

$$P_{1\text{max}} = P'_{\text{max}} + R_1$$

$$P_{1\text{max}} = 82,79 + 15,20 = 97,99 \text{ KN}$$

$$P_{1\text{max}} = 97,99 \text{ KN}$$

b) Pression sur un galet du côté 2

$$P_{2\text{max}} = P''_{\text{max}} + R_2$$

$$= 121,23 + 24,89 = 146,12 \text{ KN}$$

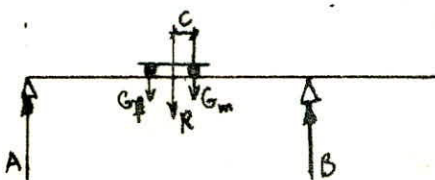
$$P_{2\text{max}} = 146,12 \text{ KN}$$

### 3.4 Calcul de la poutre principale

#### 3.4.1 Cas de sollicitation 1

a) Moment fléchissant due à la charge roulante

Dans ce cas, nous cherchons à savoir si le moment fléchissant est maxi. au milieu du portique ou à l'extrémité du porte à faux.

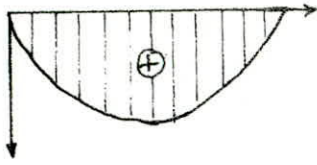


$G_m$  : charge sur galet moteur

$G_p$  : charge sur galet fou

$R$  : résultante de ( $G_m, G_p$ )

$C = 597,5 \text{ mm}$

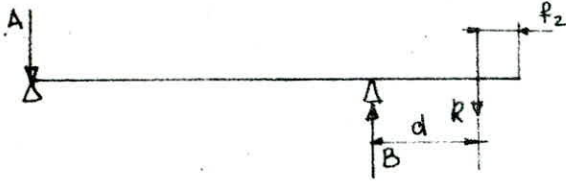


D'après le théorème de Barré, nous avons:

$$\bar{M}_c = R \cdot \frac{(l-c)^2}{4l}$$

$$\bar{M}_c = 51,6 \cdot 10^3 \frac{(16,07 - 0,5975)^2}{4 \cdot 16,07} = 192\,119 \text{ N.m}$$

Dans le cas où le chariot est à l'extrémité du porte à faux:



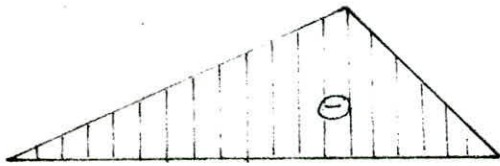
$$d = 4,2875 \text{ m}$$

$$A = R \cdot \frac{d}{l}$$

$$B = R \cdot \frac{l+d}{l}$$

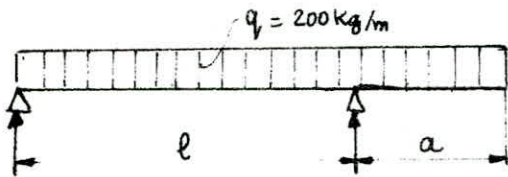
$$\bar{M}_c = -R \cdot d$$

$$\bar{M}_c = -51,6 \cdot 4,2875 \cdot 10^3 = -221\,235 \text{ N.m}$$



$$\bar{M}_c = 221\,235 \text{ N.m}$$

b) Moment fléchissant sous le poids propre de la poutre



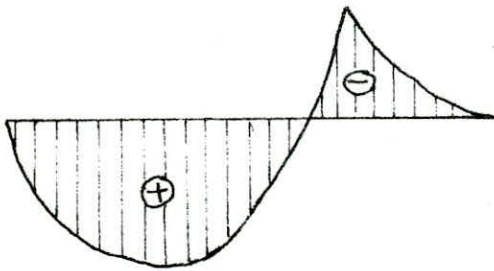
$a = 5,63 \text{ m}$  : longueur du porte à faux.

$$q = 200 \text{ Kg/m} = 1962 \text{ N/m}$$

nous trouvons le moment maxi. à  $x = \frac{l^2 - a^2}{l^2}$

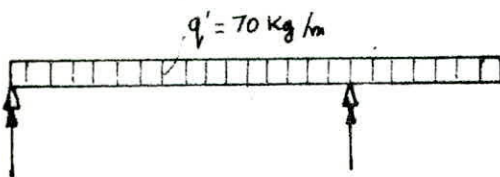
$$\bar{M}_p = \frac{q}{8l^2} (l^2 - a^2)^2$$

$$\bar{M}_p = \frac{1962 [(16,07)^2 - (5,63)^2]^2}{8 \cdot (16,07)^2} = 48741,37 \text{ N.m}$$



$$\bar{M}_p = 48741,37 \text{ N.m}$$

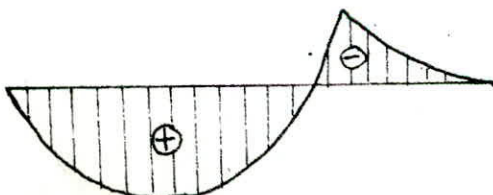
c) Moment fléchissant sous le poids de la passerelle



$$q' = 70 \text{ Kg/m} = 686,7 \text{ N/m}$$

$$\bar{M}_{\text{pass}} = \frac{q'}{8l^2} (l^2 - a^2)^2$$

$$\bar{M}_{\text{pass}} = \frac{686,7 [(16,07)^2 - (5,63)^2]^2}{8 \cdot (16,07)^2} = 17059,48 \text{ N.m}$$



$$\bar{M}_{\text{pass}} = 17059,48 \text{ N.m}$$

d) Moment fléchissant total

$$M_1 = \varphi (M_p + M_{\text{pass}}) + \psi M_c \quad [\text{N.cm}]$$

Ce moment  $M_1$  se calcule en tenant compte du coef. de majoration  $\psi$  et du coef. de choc  $\varphi$ . D'après la DIN 120 on donne:

- Pour un groupe II :  $\psi = 1,4$

- Pour une vitesse de translation  $v = 0,666 \text{ m/s} < 1 \text{ m/s} \rightarrow \varphi = 1,1$ .

$\varphi$  est applicable pour les charges fixes.

$\psi$  est applicable pour les charges roulantes.

$$M_1 = 1,1 (4874137 + 1705948) + 1,4 \cdot 221235 = 38210994 \text{ N.cm}$$

$$M_1 = 38210994 \text{ N.cm}$$

Le module de résistance sera:

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_x} \leq \sigma_{a1} \Rightarrow W_x \geq \frac{M_1}{\sigma_{a1}} = \frac{38210994}{16000} = 2388,18 \text{ cm}^3$$

### 3.4.2 cas de sollicitation II

a) Force de freinage  $F_f$

D'après la DIN 120, la force de freinage est égale à  $1/7$  des réactions maximales des galets freinés.

$$P_{\text{max}} = \frac{G_p}{2} + R_1 + R_2$$

où  $G_p$ : poids propre du portique

$R_1, R_2$ : réactions supplémentaires dues au vent.

$$P_{\text{max}} = \frac{283,2}{2} + 15,20 + 24,89 = 181,69 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow F_f = \frac{1}{7} P_{\text{max}} = \frac{1}{7} \cdot 181,69 \text{ kN} = 25,95 \text{ kN}$$

$$F_f = 25,95 \text{ kN}$$

La décélération  $\gamma$  qui en résulte:

$$\gamma = \frac{F_f}{M_p} \quad \text{où } M_p : \text{Masse totale du portique.}$$

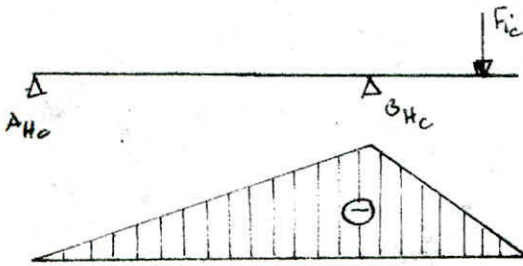
$$\gamma = \frac{F_f}{G_p} \cdot g = \frac{25,95}{283,2} \cdot g = 0,09 g \quad \text{avec } g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

b) Force d'inertie due au chariot + charge

$$F_{ic} = \left( \frac{Q + G_m + G_c}{2g} \right) \cdot \gamma = \frac{Q'}{2g} \cdot 0,09 \cdot g = 0,09 \frac{Q'}{2}$$

$$F_{ic} = 0,09 \cdot \frac{103,2}{2} = 4,644 \text{ kN}$$

Le moment fléchissant est atteint lorsque le chariot est au bout du porte à faux.

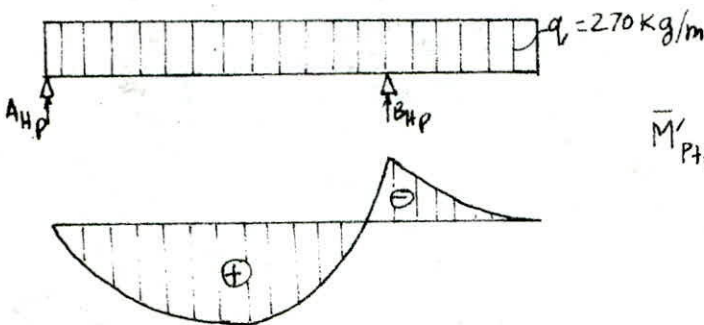


$$A_{4c} = \gamma \cdot R \cdot \frac{d}{l}$$

$$\bar{M}'_c = \gamma \bar{M}_c = -0,09 \cdot 221235 = 19911,15 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M'_c = 19911,15 \text{ N}\cdot\text{m}$$

c) Moment fléchissant due à la force d'inertie de la poutre + passerelle



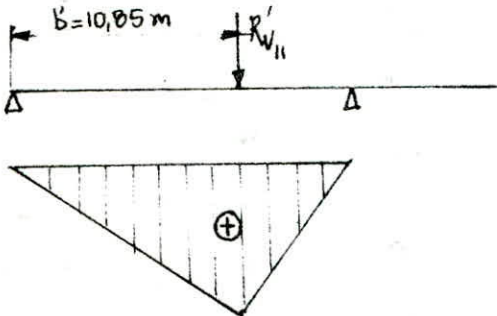
$$A_{4p} = \frac{\gamma q}{2l} (l^2 - a^2)$$

$$\bar{M}'_{p+pass} = \gamma (\bar{M}_p + \bar{M}_{pass})$$

$$= 0,09 (48741,37 + 17050,48) = 5922 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M'_{p+pass} = 5922 \text{ N}\cdot\text{m}$$

d) Moment fléchissant due à la force du vent



Le vent s'applique dans ce cas au milieu de la longueur totale de la poutre.

$R'_{v11}$ : action du vent sur la surface de la poutre + chariot + charge.

$$R'_{v11} = P_v \cdot S' \quad \text{avec} \quad S' = S_1 + S_2$$

$$S_2' = 21,7 \text{ m}^2 \quad \text{surface de la poutre}$$

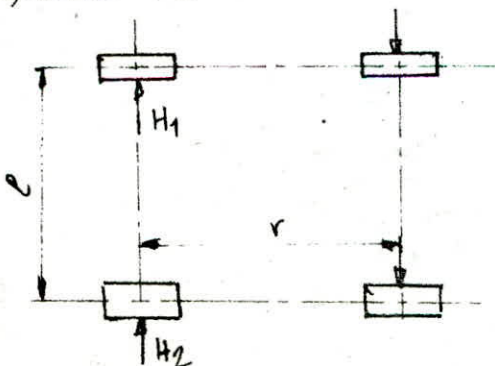
$$R_{v11} = 500 (21,7 + 7,6) = 14650 \text{ N} = 14,65 \text{ kN}$$

le moment fléchissant due au vent :

$$\bar{M}'_{v11} = 14,65 \cdot 10^3 \cdot 10,85 = 158952,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{v11} = 158952,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

e) calcul des reactions transversales du portique dues au roulement sur rail



$r$  : empattement

$H_1, H_2$  : reactions transversales.

$l$  : portée.

D'après la F.E.M nous avons :

$$H_1 = \lambda P_1 \quad \text{ou} \quad P_1 = \frac{A^3}{2} + R_1 = \frac{40,74}{2} + 15,2 = 35,57 \text{ KN}$$

$$H_2 = \lambda P_2 \quad P_2 = \frac{B^3}{2} + R_2 = \frac{246,46}{2} + 24,89 = 146,12 \text{ KN}$$

$\lambda$  est un coef. qui depend du rapport  $l/r = \frac{16,07}{3,5} = 4,59 \rightarrow \lambda = 0,125$

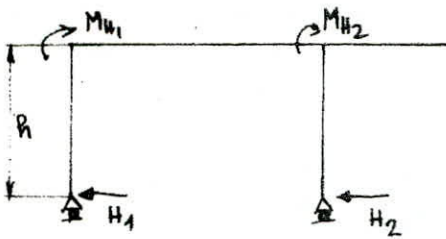
$$H_1 = 0,125 \cdot 35,57 = 4,446 \text{ KN}$$

$$H_2 = 0,125 \cdot 146,12 = 18,265 \text{ KN}$$

$$H_1 = 4,446 \text{ KN}$$

$$H_2 = 18,265 \text{ KN}$$

Ces reactions transversales vont agir sur la poutre principale par des moments :



$$\bar{M}_{H1} = H_1 \cdot r = 4,446 \cdot 10^3 \cdot 7 = 31122 \text{ N.m}$$

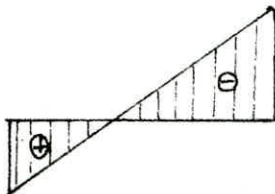
$$\bar{M}_{H2} = H_2 \cdot r = 18,265 \cdot 10^3 \cdot 7 = 127855 \text{ N.m}$$

Ces deux moments vont provoquer un moment fléchissant sur la poutre tel que



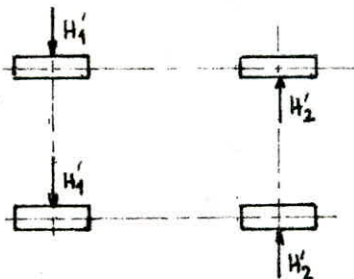
$$A_{\text{HAT}} = \frac{M_{H1} + M_{H2}}{l}$$

$$B_{\text{HAT}} = A_{\text{HAT}} = \frac{31,122 + 127,855}{16,07} = 9,89 \text{ KN}$$



$$\bar{M}_{\text{RTP}} = -M_{H2} = -127855 \text{ N.m}$$

e) Reactions transversales du chariot dues au roulement sur rail

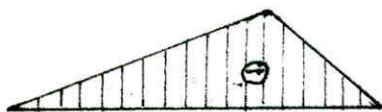


$$G_m = 15,85 \text{ KN} : \text{charge sur galet moteur}$$

$$G_f = 9,95 \text{ KN} : \text{charge sur galet fou}$$

$$H_1' \approx 0,1 G_m = 1,585 \text{ KN}$$

$$H_2' \approx 0,1 G_f = 0,995 \text{ KN}$$



le moment fléchissant de ces deux reactions est maxi. lorsque le chariot est au bout du porte à faux.

ou  $R' = \text{resultante de } (H_1', H_2') = 0,59 \text{ KN}$ .

$$\bar{M}_{\text{RTc}} = -R' \cdot d = -0,59 \cdot 10^3 \cdot 4,2875 = -2529,62 \text{ N.m}$$

$$\bar{M}_{\text{RTc}} = 2529,62 \text{ N.m}$$



f) Moment fléchissant maximal

$$M_{II} = M'_C + M_{p+pass} + M_{VII} + M_{RTT} + M_{RTc} \quad [N.cm]$$

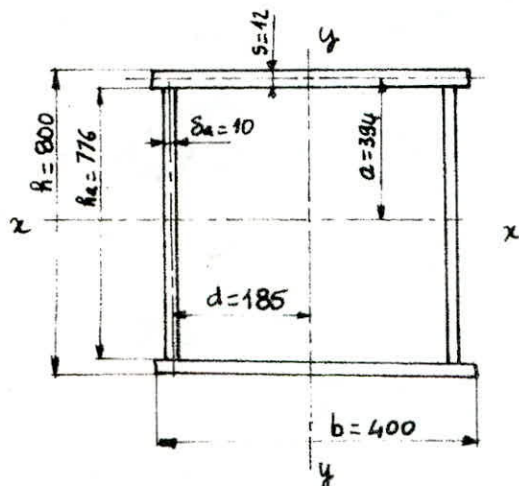
$$= 1991115 + 592200 + 15895250 + 12785500 + 252962 = 31517027 \text{ N.cm}$$

$$M_{II} = 31517027 \text{ N.cm}$$

g) Dimensionnement de la poutre

$$\sigma_{II} = \frac{M_I}{W_x} + \frac{M_{II}}{W_y} \leq \sigma_{aII} = 1800 \text{ daN/cm}^2$$

Nous avons dimensionné la poutre en recherchant les côtes optimales à donner à la poutre de façon à avoir un poids aussi faible que possible tout en respectant les contraintes de flexion admissibles des cas de sollicitations I et II. Le résultat de cette recherche nous a donné :



$$I_x = \frac{\delta a \cdot R a^3}{12} \cdot 2 + \left( \frac{b \cdot S^3}{12} + S \cdot b \cdot a^2 \right) \cdot 2$$

$$I_y = \frac{S \cdot b^3}{12} \cdot 2 + \left( \frac{\delta a^3 \cdot R a}{12} + \delta a \cdot R a \cdot d^2 \right) \cdot 2$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_x = 237867,58 \text{ cm}^4 \\ W_x = 5946,69 \text{ cm}^3 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} I_y = 65930,13 \text{ cm}^4 \\ W_y = 3296,5 \text{ cm}^3 \end{array} \right.$$

3.4.3 Vérification des contraintes de flexion

a) Cas de sollicitation I

$$\sigma_I = \frac{M_I}{W_x} = \frac{38210994}{5672,98} = 6735,61 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_I = 673,56 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{aI} = 1600 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_I = 673,56 \text{ daN/cm}^2$$

b) Cas de sollicitation II

$$\sigma_{II} = \frac{M_I}{W_x} + \frac{M_{II}}{W_y}$$

$$\sigma_{II} = 6735,61 + \frac{31517027}{3296,5} = 16296,36 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_{II} = 1630 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{aII} = 1800 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{II} = 1630 \text{ daN/cm}^2$$

### 3.4.4. Cas de sollicitation III

Dans ce cas de sollicitation, le portique est soumis à son poids propre, le poids du chariot à vide, et à la pression maximum du vent, l'ensemble étant hors service.

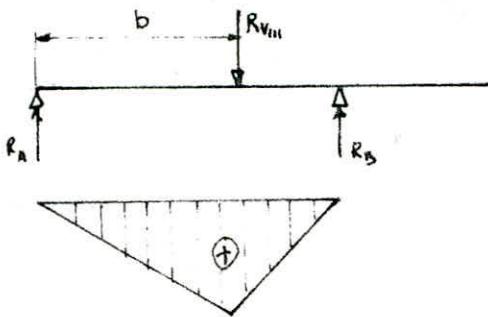
#### a) Résistance due au vent

$$R_{V_{III}} = R_{V_{II}} \cdot S_{III} \quad \text{ou} \quad p_{V_{III}} = 1,4 \text{ KN/m}^2 \quad (\text{voir } \S 2.2.3.3)$$

$$S_{III} = 29,76 \text{ m}^2 : \text{surface corrigée du portique.}$$

$$R_{V_{III}} = 1,4 \cdot 29,76 = 41,664 \text{ KN}$$

$$R_{V_{III}} = 41,664 \text{ KN}$$



$$R_A = R_{V_{III}} \cdot \frac{l-b}{l}$$

$$R_B = R_{V_{III}} \cdot \frac{b}{l}$$

$$M_{V_{III}} = R_A \cdot b = R_{V_{III}} \cdot \frac{l-b}{l} \cdot b$$

$$= 41664 \cdot \frac{16,07 - 9,975}{16,07} \cdot 9,975 = 157627,4 \text{ N.m}$$

$$M_{V_{III}} = 157627,40 \text{ N.m}$$

#### b) Moment fléchissant due au chariot à vide

Le calcul est le même que celui du § 3.4.1. b) . sauf que  $R = 32000 \text{ N}$ .

$$\bar{M}_{Co} = -G_c \cdot d = -32000 \cdot 4,2875 = -137200 \text{ N.m}$$

$$M_{Co} = 137200 \text{ N.m}$$

#### c) Moment maximal $M_{III}$

$$M_{III} = M_p + M_{pass} + M_{Co} + M_{V_{III}} \quad [\text{N.cm}]$$

$$= 4874137 + 1705948 + 13720000 + 157627,4 \cdot 10^2 = 36062825 \text{ N.cm}$$

$M_{III} = 36062825 < M_1 = 38210994 \text{ N.cm}$  : il n'est pas nécessaire de retenir cette sollicitation.

### 3.4.5 Vérification de la contrainte de cisaillement

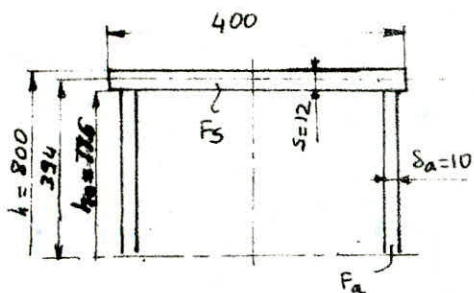
$$\tau = \frac{T_{max} \cdot S_x}{2 I_x \cdot S_a} \leq \tau_a$$

$S_x$  : moment statique de la poutre de la demi partie située au dessus de l'axe neutre.

$S_a$  : épaisseur de l'âme de la poutre

$T_{max}$  : Effort tranchant maximal résultant de la charge roulante et du poids propre.

$I_x$  : moment quadratique.



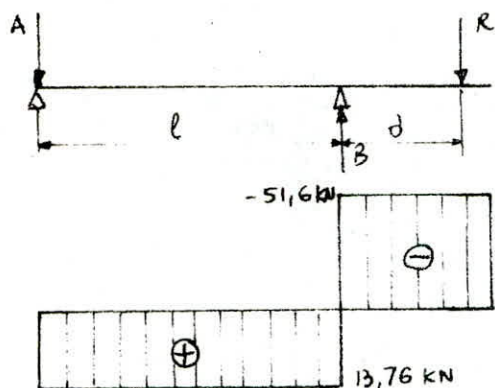
$$S_x = F_s \cdot a + \left( \frac{F_a}{2} \cdot \frac{h_a}{4} \right) \cdot 2$$

$$F_s = b \cdot s = 40 \cdot 1,2 = 48 \text{ cm}^2$$

$$F_a = h_a \cdot s_a = 77,6 \cdot 1 = 77,6 \text{ cm}^2$$

$$S_x = 48 \cdot 39,4 + 2 \left( \frac{77,6}{2} \cdot \frac{77,6}{4} \right) = 3396,64 \text{ cm}^3$$

a) Effort tranchant due à la charge roulante

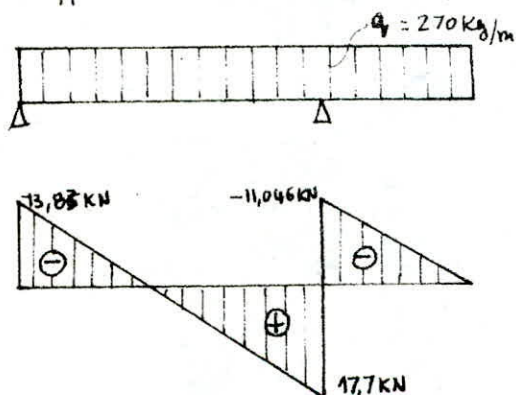


$$0 \leq x \leq l : \bar{T}_1 = \frac{R \cdot d}{l}$$

$$\bar{T}_1 = + \frac{51,6 \cdot 4 \cdot 2875}{16,07} = 13,76 \text{ kN}$$

$$l \leq x \leq l+d : \bar{T}_1' = -R = -51,6 \text{ kN}$$

b) Effort tranchant due au poids propre de la poutre



$$0 \leq x \leq l : \bar{T}_2 = qx - \frac{q}{2l} (l^2 - x^2)$$

$$\bar{T}_2(0) = -13,83 \text{ kN}$$

$$\bar{T}_2(l) = 17,7 \text{ kN}$$

$$l \leq x \leq l+a : \bar{T}_2' = -q(l+a-x)$$

$$\bar{T}_2'(l) = -11,046 \text{ kN}$$

$$\bar{T}_2(l+a) = 0$$

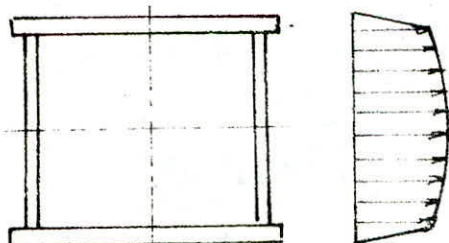
L'effort tranchant maximal est donné par:

$$T_{\max} = \psi T_1' + \varphi T_2$$

$$= 1,4 \cdot 51,6 + 1,1 \cdot 17,7 = 91,71 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{9171 \cdot 3396,64}{2 \cdot 237867,58} = 65,48 \text{ daN/cm}^2$$

$$\tau = 65,48 \text{ daN/cm}^2 < \tau_a = 1440 \text{ daN/cm}^2$$



$T_{\max} = 91,71 \text{ kN}$
$\tau = 65,48 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$

### 3.4.6 Vérification de la contrainte de comparaison $\sigma_{cp}$

Lorsque les contraintes  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau_{xy}$  se présentent simultanément, nous devons vérifier la contrainte de comparaison qui en résulte :

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq \sigma_e$$

$$\text{ou } \sigma_x = \frac{M_1}{W_x} = 673,561 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{M_{II}}{W_y} = \frac{3151702,7}{3296,5} = 956 \text{ daN/cm}^2$$

$$\tau_{xy} = \tau = 65,48 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{cp} = \sqrt{(673,561)^2 + (956)^2 - (673,561)(956) + 3(65,48)^2} = 858,23 \text{ daN/cm}^2$$

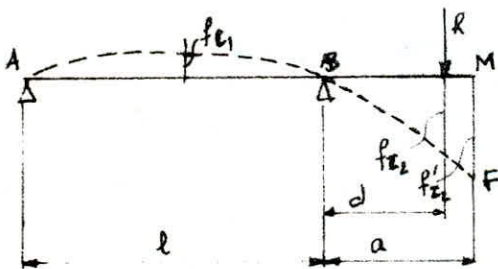
$$\sigma_{cp} = 858,23 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_e = 2400 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{cp} = 858,23 \text{ daN/cm}^2$$

### 3.4.7 Calcul de la rigidité

Dans ce calcul là, nous n'avons tenu compte que des flèches verticales les flèches horizontales étant négligeables.

a) flèche due à la charge roulante (3.4.7.1)



$$R = 51,6 \text{ kN}$$

$$EI \approx 5 \cdot 10^8 \text{ [N.m}^2\text{]}$$

les annexes des R.D.M nous donnent:

$$f_{e1} = -\frac{1}{16} \cdot \frac{R \cdot d \cdot l^2}{EI} \quad (\text{flèche au milieu de la portée } l)$$

$$f_{e1} = -\frac{1}{16} \cdot \frac{51600 \cdot 4,28 \cdot (16,07)^2}{5 \cdot 10^8} = -7,129 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{e1} = -7,129 \text{ mm}$$

$$f_{e2} = \frac{R \cdot d^2 (l+d)}{3EI}$$

$$f_{e2} = \frac{51600 (4,28)^2 (16,07+4,28)}{3 \cdot 5 \cdot 10^8} = 1,282 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$f_{e2} = 12,82 \text{ mm}$$

Pour calculer  $f'_2$ , nous assimilons AMF à un triangle rectangle, où l'on pourra appliquer le théorème des triangles semblables :

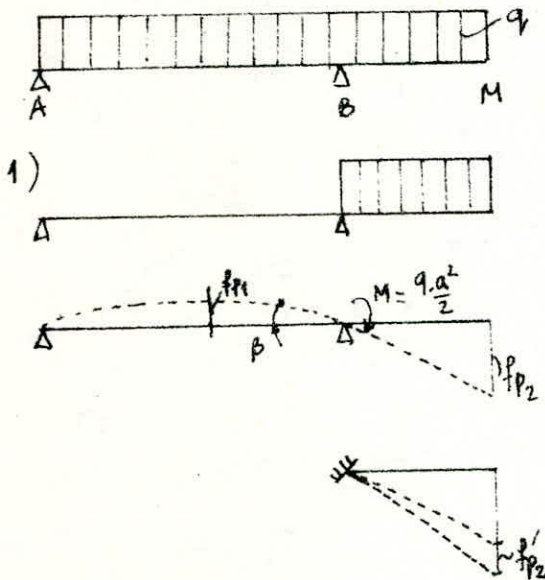
$$f'_2 = \frac{a}{d} \cdot f_{e2}$$

$$f'_2 = \frac{5,63}{4,28} \cdot 12,82 = 16,86 \text{ mm}$$

$$f_{e2} = 16,86 \text{ mm}$$

b) flèche due au poids propre de la poutre (3.4.7.2)

Nous déterminons la flèche par la méthode de superposition



$$q = 270 \text{ kg/m}$$

$$q = 2648,7 \text{ N/m}$$

$$y = \frac{-M_1}{6EI} (x^3 - 3lx^2 + 2l^2x)$$

$$f_{P1} = y\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{-M_1}{6EI} \left(\frac{l^3}{8} - \frac{3}{4}l^2 + 2\frac{l^2}{2}\right) = \frac{-q l^2 \cdot a^2}{32EI}$$

$$f_{P1} = \frac{-2648,7 \cdot (16,07)^2 \cdot (5,63)^2}{32 \cdot 5 \cdot 10^8} = -1,355 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{P1} = -1,355 \text{ mm}$$

$$f_{P2} = \beta \cdot a$$

$$f_{P2} = \frac{M_1 \cdot l \cdot a}{3EI} = \frac{q l \cdot a^3}{6EI}$$

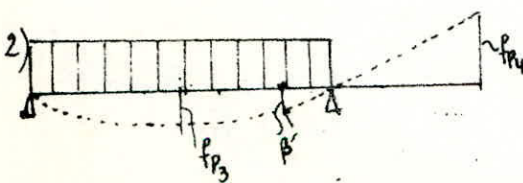
$$f_{P2} = \frac{2648,7 \cdot (16,07) \cdot (5,63)^3}{6 \cdot 5 \cdot 10^8} = 2,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{P2} = 2,53 \text{ mm}$$

$$f'_{P2} = \frac{q \cdot a^4}{8EI}$$

$$f'_{P2} = \frac{2648,7 \cdot (5,63)^4}{8 \cdot 5 \cdot 10^8} = 6,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$f'_{P2} = 0,665 \text{ mm}$$



$$y = \frac{q}{24EI} (x^4 - 2lx^3 + l^3x)$$

$$f_{P3} = y\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{5ql^4}{384EI}$$

$$f_{P_3} = \frac{5.2648,7 \cdot (16,07)^4}{384 \cdot 5 \cdot 10^8} = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{P_3} = 4,6 \text{ mm}$$

$$f_{P_4} = \beta \cdot a = -\frac{q l^3 \cdot a}{24 EI}$$

$$f_{P_4} = -\frac{2648,7 \cdot (16,07)^3 \cdot 5,63}{24 \cdot 5 \cdot 10^8} = -5,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_{P_4} = -5,15 \text{ mm}$$

La somme des flèches entre A et B doit être inférieure à la flèche relative admissible limitée à  $l/750$ .

$$|\Sigma f|_{A,B} = |f_{c_1} + f_{P_1} + f_{P_3}| < \frac{l}{750} = \frac{16,07 \cdot 10^3}{750} = 21,4 \text{ mm}$$

$$|\Sigma f|_{A,B} = |-7,12 - 1,355 + 4,6| = +3,875 \text{ mm} < \frac{l}{750}$$

La somme des flèches entre B et M doit être inférieure à la flèche relative admissible pour porte à faux limitée à  $a/300$ .

$$|\Sigma f|_{B,M} = |f'_{c_2} + f'_{P_2} + f_{P_2} + f_{P_4}| < \frac{a}{300} = \frac{5,63 \cdot 10^3}{300} = 17,86 \text{ mm}$$

$$|\Sigma f|_{B,M} = |16,86 + 0,655 + 2,53 - 5,15| = 14,895 \text{ mm} < \frac{a}{300}$$

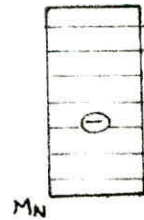
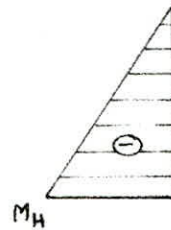
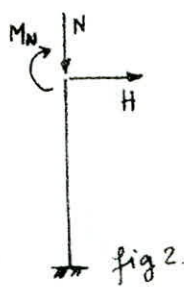
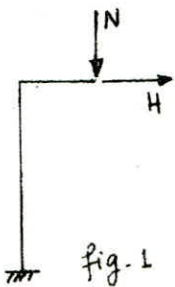
### 3.5 Calcul des palées

Le calcul des palées des portiques étant extrêmement compliqué, nous nous limiterons dans nos calculs à un prédimensionnement de leur section et une vérification au flambage. Ce calcul portera sur la palée du côté opposé à l'avant bec. En réalité, les palées ont une légère inclinaison, mais, dans nos calculs, nous les considérerons comme verticaux.



Nous assimilerons la palée à une poutre encastree dans le Sommier.  
 $h = 6,5 \text{ m}$   
 $e = 0,46 \text{ m}$

Ce poteau sera soumis principalement aux reactions verticales et horizontales et à la pression du vent.



N: effort normal de compression  
 H: effort horizontal

La fig. 1 represente le poteau soumis aux reactions verticales et horizontales. Dans la fig. 2 la partie horizontale est enlevee et remplacee par un moment  $M_N$ . Dans la fig. 3 on montre l'action des efforts au pied du poteau.

#### 3.5.1 Determination des efforts de calcul

a) Effort vertical

$$N = \frac{P_{max}}{2} = \frac{A^1}{2} = \frac{165,58}{2} = 82,79 \text{ KN}$$

$$N = 82,79 \text{ KN}$$

b) Effort horizontal

$$H = A_{Hc} + A_{Hp} \quad (\text{voir } \S 3.4.2. b) \text{ et } c)$$

ou  $A_{Hc}$ : reaction horizontale due à la force d'inertie du chariot

$A_{Hp}$ : reaction horizontale due à la force d'inertie du poids propre de la poutre

$$H = 4,37 + 1,24 = 5,61 \text{ KN}$$

$$H = 5,61 \text{ KN}$$

Il faudra ajouter la réaction supplémentaire due au vent : ( $R_{vii}$ : pression corrigée du vent, §.3.4.4)

$$A_{H1} = R_{vii} \cdot \frac{e-b}{e} = 17,88 \cdot \frac{16,07-9,975}{16,07} = 6,78 \text{ KN} \quad (\text{voir § 3.3 b})$$

l'effort horizontal devient:

$$H = 5,61 + 6,78 = 12,39 \text{ KN}$$

$$H = 12,39 \text{ KN}$$

le moment due à l'effort horizontal sera:

$$M_H = H \cdot h \\ = 12,39 \cdot 10^2 \cdot 6,5 = 8053,5 \text{ daN.m}$$

$$M_H = 8053,5 \text{ daN.m}$$

c) Moment due aux reactions transversales du portique

$$M_{RTP} = H_1 \cdot e_p \quad \text{ou } e_p: \text{ distance du galet au pied de la palée -}$$

$$M_{RTP} = 444,6 \cdot 0,5 = 222,3 \text{ daN.m}$$

$$M_{RTP} = 222,3 \text{ daN.m}$$

d) Moment due à l'effort normal

$$M_N = N \cdot e \\ = 82,79 \cdot 10^2 \cdot 0,46 = 3808,34 \text{ daN.m}$$

$$M_N = 3808,34 \text{ daN.m}$$

3.5.2 condition de resistance

$$k_f \cdot \frac{M}{W_x} + k_1 \cdot \frac{N}{F} \leq [\sigma_e]$$

$$\text{ou } M = M_H + M_N + M_{RTP} \quad [\text{daN.m}]$$

$$= 8053,5 + 3808,34 + 222,3 = 12084,14 \text{ daN.m}$$

$W_x$ : module de resistance de la section choisie au pied de la palée.

$F$ : aire de la section.

$k_f$ : coef. d'amplification des contraintes de flexion.

$k_1$ : coef. d'amplification des contraintes de compression.

avec:

$$k_f = \frac{\mu + 0,25}{\mu - 1,3}$$

$$\text{et } k_1 = \frac{\mu - 1}{\mu - 1,3}$$

ou  $\mu = \frac{\sigma_{Kx}}{\sigma}$  avec  $\sigma_{Kx} = N/F$ : contrainte pondérée de compression

$$\sigma_{Kx} = \frac{\pi^2 E}{\lambda_x^2}$$

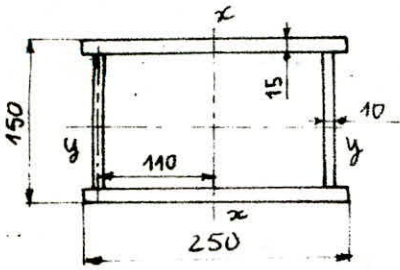
$$\lambda_x: \text{ élancement} = \frac{0,7 \cdot h}{i_x}$$

$$i_x: \text{ rayon de giration} \quad - \quad i_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}}$$

$I_x$ : moment quadratique.



Nous choisirons la section la plus économique possible de façon à avoir un minimum de poids.



$$I_x = 7054,41 \text{ cm}^4$$

$$W_x = 564,35 \text{ cm}^3$$

$$F = 101 \text{ cm}^2$$

L'axe  $y$  étant dans le sens des rails de roulements du portique.

$$l_x = \sqrt{\frac{7054,41}{101}} = 8,35 \text{ cm}$$

$$\lambda_x = \frac{0,7 \cdot 650}{8,35} = 54,49$$

$$\sigma_{kx} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{(54,49)^2} = 6980,48 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{8279}{101} = 81,97 \text{ daN/cm}^2$$

$$\mu = \frac{6980,48}{81,97} = 85,16$$

$$k_f = \frac{85,16 + 0,25}{85,16 - 1,3} = 1,018$$

$$k_1 = \frac{85,16 - 1}{85,16 - 1,3} = 1,003$$

$$1,018 \cdot \frac{12084,14 \cdot 10^2}{564,35} + 1,003 \cdot \frac{8279}{101} = 2262 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_e = 2400 \text{ daN/cm}^2$$

3.5.3 Vérification au flambement.

$$K \cdot \frac{N}{F} \leq \sigma_e$$

$K$ : coef. de flambement

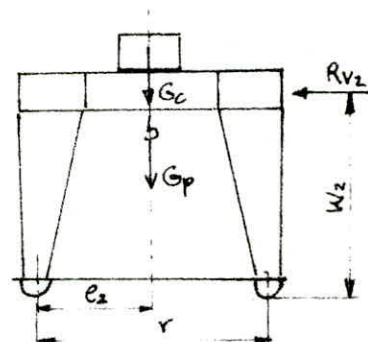
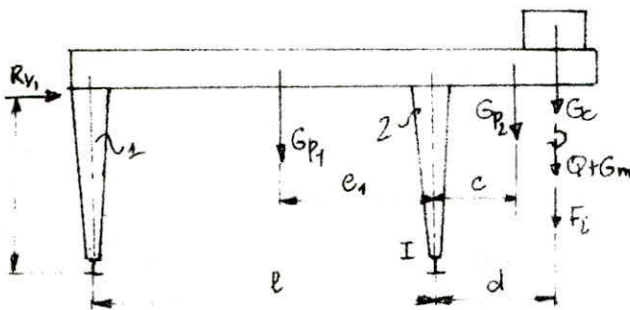
les annexes de CM66 donnent pour  $\lambda = 55 \rightarrow K = 1,151$

$$1,151 \cdot \frac{8279}{101} = 94,34 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_e$$

### 3.6 Stabilité du portique

Le calcul du portique doit comprendre la preuve de stabilité. Trois cas critiques peuvent se présenter et seront vérifiés selon la DIN 120 dans notre cas:

- Stabilité du portique en service avec charge dans la position la plus défavorable, le vent soufflant longitudinalement, par rapport à l'axe de basculement I.
- Stabilité du portique en service sans vent avec position du chariot la plus défavorable, par rapport à l'axe de basculement I.
- Stabilité du portique hors service avec un vent maximum soufflant transversalement, par rapport à l'axe de basculement II.



$$\begin{aligned} l &= 16,07 \text{ m} \\ w_1 &= 6 \text{ m} \\ e_1 &= 8,035 \text{ m} \\ c &= 2,815 \text{ m} \\ d &= 4,2875 \text{ m} \\ e_2 &= \frac{l}{2} = 1,75 \text{ m} \\ w_2 &= 7,5 \text{ m} \end{aligned}$$

$G_p = 180 \text{ kN}$ : poids propre du portique

$G_{p1} = 147,815 \text{ kN}$ : poids propre du portique sans porte à faux

$G_{p2} = 32,185 \text{ kN}$ : poids propre de l'avant bec.

$R_{v1} = p_v \cdot S_1$ : force du vent en service soufflant longitudinalement.

avec  $S_1$ : surface de la palée 1 exposée au vent, nous avons estimé approximativement  $S_1 = 3 \text{ m}^2$ .

$$R_{v1} = 0,500 \cdot 3 = 1,5 \text{ kN}$$

$$R_{v1} = 1,5 \text{ kN}$$

$F_i$ : force d'inertie de la charge due à l'accélération

$$F_i = m \cdot a_d \quad \text{où} \quad m = \frac{Q + G_m}{g}$$

$a_d = 0,109 \text{ m/s}^2$ : accélération de démarrage.

$$F_i = \frac{71,2}{9,81} \cdot 0,109 = 0,791 \text{ kN}$$

$$F_i = 0,791 \text{ kN}$$

### 3.6.1 stabilité du portique en service sans vent

$$K_{S_1} = \frac{\sum \text{moments de stabilité}}{\sum \text{moments de renversement}} \geq 1,8$$

$K_{S_1}$  : coef. de stabilité  $\geq 1,8$  selon DIN 120.

$$K_{S_1} = \frac{G_{P_1} \cdot e_1}{(Q + G_m) \cdot d + G_c \cdot d + F_i \cdot d + G_{P_2} \cdot c}$$

$$K_{S_1} = \frac{147,815 \cdot 8,035}{(71,2 + 32 + 0,791) \cdot 4,2875 + 32,185 \cdot 2,815} = 2,21$$

$$K_{S_1} = 2,21$$

### 3.6.2 stabilité du portique en service avec vent

$$K_{S_2} = \frac{G_{P_1} \cdot e_1}{(Q + G_m + G_c + F_i) \cdot d + G_{P_2} \cdot c + R_{V_1} \cdot w_1} \geq 1,3$$

$$K_{S_2} = \frac{147,815 \cdot 8,035}{(71,2 + 32 + 0,791) \cdot 4,2875 + 32,185 \cdot 2,815 + 1,5 \cdot 6} = 2,17$$

$$K_{S_2} = 2,17$$

La stabilité est donc vérifiée dans ces deux cas-là.

### 3.6.3 Stabilité du portique hors service

$$K_{S_3} = \frac{(G_P + G_c + G_m) \cdot e_2}{R_{V_2} \cdot w_2} \geq 1,5$$

$R_{V_2}$  : force maximale du vent.

$$R_{V_2} = P_{V_{III}} \cdot S' \text{ où } P_{V_{III}} = 1,4 \text{ KN/m}^2$$

$S'$  : surface corrigée du portique après avoir dimensionner la palée 1 et estimer celle de la palée 2. Nous avons trouvé  $S' = 22,56 \text{ m}^2$

$$R_{V_2} = 1,4 \cdot 22,56 = 31,58 \text{ KN}$$

$$R_{V_2} = 31,58 \text{ KN}$$

$$K_{S_3} = \frac{(180 + 32 + 1,2) \cdot 1,75}{31,58 \cdot 7,5} = 1,575$$

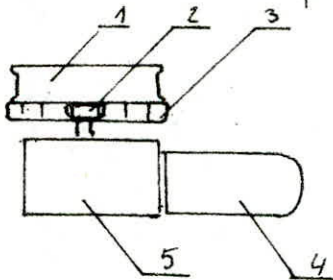
$$K_{S_3} = 1,575$$

La stabilité est vérifiée dans tous les cas. Dans le cas contraire, nous pourrions palier à ce problème en ajoutant un contre poids sur la palée 1, ou augmenter l'empattement des galets du portique.

La vérification de non entraînement du portique par le vent, hors service, sera faite dans le chapitre suivant.

# Chp IV . MECANISME DE TRANSLATION.

Le schéma cinématique adopté :



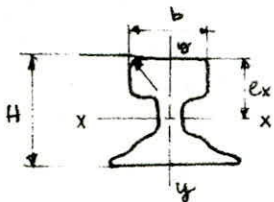
- 1. Galet
- 2. pignon
- 3. roue dentée
- 4. moteur frein
- 5. reducteur.

## 4.1 Calcul des galets

La pression maximale des galets de la palée 2 (côté avant bec) étant plus importante que celle de la palée 1, nous dimensionnerons les galets suivant cette pression.

$$P_{max} = P_{2max} = 146,12 \text{ kN} \quad (\text{§ 3.3})$$

Le rail du chemin de roulement étant un Burbach n°2, ses caractéristiques sont :



H [mm]	b [mm]	r <sub>1</sub> [mm]	I <sub>x</sub> [cm <sup>4</sup> ]	W <sub>x</sub> [cm <sup>3</sup> ]	I <sub>y</sub> [cm <sup>4</sup> ]	W <sub>y</sub> [cm <sup>3</sup> ]	e <sub>x</sub> [cm]
65	55	5	182	46,9	337	44,9	3,88

Le diamètre du galet sera :

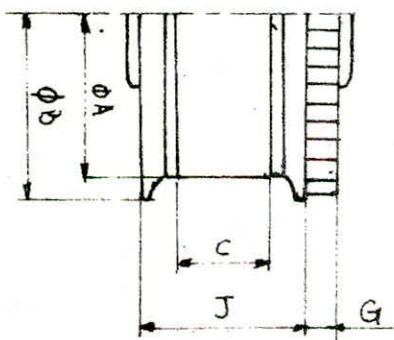
$$D_{gT} = \frac{P_{2max}}{(b - 2r_1) K} \quad [\text{cm}]$$

K = facteur empirique = 82,77 daN/cm<sup>2</sup> pour un acier A50M

$$D_{gT} = \frac{146,12 \cdot 10^2}{(5,5 - 2 \cdot 0,5) 82,77} = 39,23 \text{ cm}$$

Nous choisissons un diamètre d'une série normalisée avec roue dentée.

$D_{gT} = 500 \text{ mm}$



φA [mm]	φB [mm]	c [mm]	G [mm]	J [mm]
500	540	75	50	125

Vérification de la contrainte de contact.

Pour le rail Burbach n°2, le contact galet-rail sera linéaire, donc tous les galets de translation seront de préférence cylindriques.

$$\sigma = 600 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{P_{eq}}{b_k \cdot r_{gt}}} \leq [\sigma_c] \quad [\text{Pa}]$$

avec  $P_{eq}$ : charge équivalente

$$P_{eq} = K_r \cdot K_p \cdot P_{max} \quad [\text{daN}]$$

$K_r$ : coef. de régime -  $K_r = 1,2$  pour un régime 2m.

$K_p$ : coef. exprimant que le galet est chargé différemment (à charge ou a vide)

$$K_p = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q}{G_p}\right)^3} \right]} \quad \text{ou } Q: \text{ charge utile}$$

$G_p$ : poids propre du portique.

$$K_p = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{70}{180}\right)^3} \right]} = 0,88$$

$$P_{eq} = 1,2 \cdot 0,88 \cdot 146,12 \cdot 10^2 = 15430,27 \text{ daN}$$

$b_k$ : largeur du rail diminuée des rayons de courbure  $r_1$  [cm]

$$b_k = b - 2r_1 = 4,5 \text{ cm.}$$

$$\sigma = 600 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{15430,27}{4,5 \cdot 25}} = 7,02 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

$$\sigma = 702 \text{ M.Pa}$$

L'acier A50M ayant une dureté Brinell HB = 350 ÷ 450 a une contrainte admissible linéaire  $[\sigma_c] = 750 \text{ M.Pa}$ .

#### 4.2 Choix du moto-réducteur

$$P = \frac{R_{tot} \cdot V_T}{1000 \cdot \eta}$$

$V_T = 40 \text{ m/min}$ : vitesse de translation du portique.

$\eta = 0,8$ : rendement du mécanisme de translation.

$$R_{tot} = R_{hp} + R_{V_{II}} + R_{pp}$$

$$R_{hp} = \frac{2(G_p + Q)}{D_{gT}} \cdot \left( f + \mu \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot K_r$$

avec  $d = 85 \text{ mm}$ : diamètre intérieure du roulement

$$f = 0,06 \text{ cm pour } D_{gT} = 500 \text{ mm}$$

$K_r = 1,5$  : pour mécanisme de translation.

$\mu = 0,015$  pour galets montés sur roulements à bille.

$$R_{hp} = 2 \frac{(180 + 103,2)}{50} \cdot (0,06 + 0,015 \cdot \frac{8,5}{2}) \cdot 1,5 = 2,1 \text{ kN}$$

$$R_{pp} = (G_p + Q') \alpha$$

$$R_{pp} = (180 + 103,2) \cdot 0,002 = 0,566 \text{ kN}$$

$R_{vii} = P_{vii} \cdot S$  avec  $S = 28,56 \text{ m}^2$  : surface corrigée du portique.

$$R_{vii} = 0,5 \cdot 28,56 = 14,28 \text{ kN}$$

$$R_{\text{tot}} = 2,1 + 0,566 + 14,28 = 16,946 \text{ kN}$$

$$R_{\text{tot}} = 16,946 \text{ kN}$$

$$P = \frac{16,946 \cdot 10^3 \cdot 40}{1000 \cdot 0,8 \cdot 60} = 14,12 \text{ kW}$$

La puissance corrigée pour un FM = 20% :

$$P' = P \sqrt{\frac{25}{20}} = 14,12 \sqrt{\frac{25}{20}} = 15,53 \text{ kW}$$

$$P' = 15,53 \text{ kW}$$

Cette puissance  $P'$  sera partagée pour chaque palée. La puissance du moteur d'un mécanisme de translation sera :

$$P'' = 0,75 P'$$

$$P'' = 0,75 \cdot 15,53 = 11,64 \text{ kW}$$

Nous choisissons un moteur frein Leroy-Somer à rotor en court-circuit de type LSP 160 M1 dont les caractéristiques sont :

$$P = 11 \text{ kW}$$

$$\text{Vitesse de rotation} = 1500 \text{ tr/min}$$

$$\text{Vitesse } 4/4 = 1435 \text{ tr/min}$$

La vitesse de rotation du galet est :

$$N_{gT} = \frac{V_T}{\pi D_{gT}} = \frac{40}{\pi \cdot 0,5} = 25,46 \text{ tr/min}$$

$$N_{gT} = 25,46 \text{ tr/min}$$

La réduction sera pour un moteur à  $N_m = 1435 \text{ tr/min}$

$$i_R = \frac{1435}{25,46} = 56,36$$

Nous choisissons un réducteur Leroy-Somer à vis sans fin de type E1.e dont le rapport de réduction  $i_{re} = 52$ .

l'erreur sur la vitesse :

$$\Delta i = \left| \frac{52 - 56,36}{56,36} \right| \cdot 100 = 7,7 \%$$

$$\Delta i = 7,7 \%$$

La vitesse du galet devient :

$$N'_{g_T} = \frac{1435}{52} = 27,59 \text{ tr/min}$$

$$N'_{g_T} = 27,59 \text{ tr/min}$$

$$V'_T = \pi D_{g_T} \cdot N'_{g_T}$$

$$V'_T = \pi \cdot 0,5 \cdot 27,59 = 43,33 \text{ m/min}$$

$$V'_T = 43,33 \text{ m/min}$$

#### 4.3 Vérification de non entraînement du portique par le vent hors service.

Le moment exercé est donné par :

$$M_V = K \cdot \frac{(R_{pp} + R_{v_2} - R_{hp}) \cdot D_{g_T} \cdot \eta}{2 \cdot i_{rc}}$$

$M_V$  : moment d'entraînement

$K$  : coef. de sécurité .  $K = 1,75$  pour un régime 2m.

$R_{v_2}$  : pression maxi. du vent hors service (§ 3.6.3)  $\Rightarrow R_{v_2} = 31,58 \text{ kN}$ .

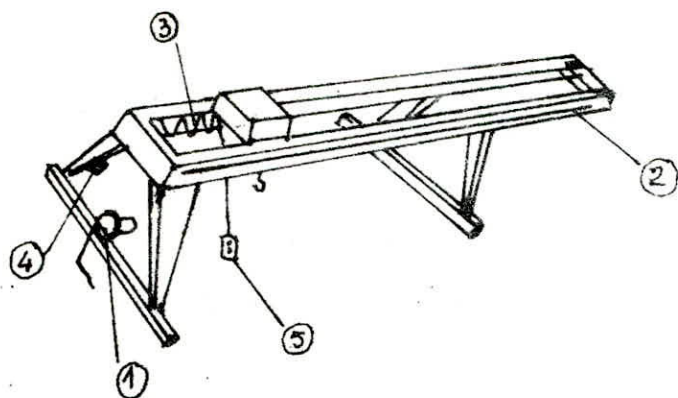
$\eta$  : rendement global.

$$M_V = 1,75 \frac{(0,566 + 31,58 - 2,1) \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 0,8}{2 \cdot 52} = 202,23 \text{ N.m}$$

Nous choisissons donc un frein de type F.C.M à 4 faces dont le couple maxi. de freinage est  $C_{f_{max}} = 270 \text{ N.m}$  qui sera réglé à une valeur sensiblement supérieure à  $M_V$ , mais il faut que cette valeur ne doit pas nous faire dépasser l'accélération moyenne admissible imposée par la condition de non patinage du portique. Dans le cas contraire, nous devons diminuer la valeur du couple de freinage pour satisfaire cette condition et utiliser des pinces rails ou des câbles d'attaches pour immobiliser le portique.

Le calcul dynamique étant similaire à celui du mécanisme de direction, il ne sera donc pas reproduit dans ce polycopié.

## Chp. V EQUIPEMENT ELECTRIQUE



L'équipement électrique d'un portique comprend :

- ① Une ligne d'alimentation située au sol.
- ② Une ligne d'alimentation du chariot située sur le garde corps de la passerelle
- ③ Une ligne d'alimentation de la boîte à boutons située sur la poutre principale
- ④ Un coffret d'appareillage étanche contenant tous les éléments électriques de translation -
- ⑤ Une boîte de commande à boutons indépendante du palan et déplaçable le long du portique, ce qui facilite les manœuvres et apporte une plus grande sécurité.



## CONCLUSION :

Je dirai tout d'abord que ce travail m'a permis de me familiariser avec un projet proprement dit, savoir l'entamer, réfléchir dessus, faire des recherches de documentations (bien qu'elles soient très insuffisantes), néanmoins j'ai rencontré des difficultés dans l'étude de la construction métallique du portique. Le FEN 120 n'étant pas suffisant, il serait souhaitable de voir un module de charpentes métalliques figurer dans le programme des mécaniciens.

LENE MEUNE - Ed. EYROLLES 1963.

1. Elements de construction à l'usage de l'ingénieur  
E. LEMASSON & A.L. TOURANCHEAU  
Ed. DUNOD Paris 1974
2. Guide d'élaboration de projets d'appareils de levage  
Doc. Ing. I KOLAROV  
Ed. TECHNIQUE Sofia 1978
3. DZWIIGNICE I II  
A. PIATKIEWICZ & R. SOBOLSKI  
Maukowo-Bachnicze VARSOVIE 1976
4. Appareils de levage I & II  
Doc. Ing. HELLMUT ERNST  
Ed. EYROLLES Paris 1962
5. Normy Zakładowe  
POLTTECHNIKA WARSZAWSKA - VARSOVIE 1974
6. ISO 5084
7. Règles de calcul des constructions en acier (Règles C.M.E.C.)  
Ed. S.T. de diffusion des techniques du bâtiment et des travaux publics - Paris
8. Catalogue Leroy-Somer.
9. Catalogue NORMEX

## BIBLIOGRAPHIE

1. Cours de CM4 de M<sup>r</sup> IVAN DRAGNEA DOREL Doc. ès Sciences Mécanique  
Maître de conférence.
2. Règles pour le calcul des appareils de levage  
F.E.M section I Appareils lourds de levage et de manutention.  
2<sup>ème</sup> édition 1970.
3. Les câbles en acier sur les engins de chantiers de travaux publics et bâtiment.  
RENE MEUNE - Ed. EYROLLES 1963.
4. Elements de construction à l'usage de l'ingénieur  
G. LEMASSON & A.L. TOURANCHEAU  
5<sup>ème</sup> éd. DUNOD - Paris 1971.
5. Guide d'élaboration de projets d'appareils de levage  
Doc. Ing. I. KOLAROV  
éd. TECHNIQUE. Sofia 1978.
6. DŹWIGNICE t. II  
A. PIĄTKIEWICZ & R. SOBOLSKI  
Naukowo-techniczne VARSOVIE 1978.
7. Appareils de levage t I & II  
Doc. Ing. HELLMUT ERNST  
éd. EYROLLES. Paris 1962.
8. Normy Zakładowe  
POLITECHNIKA WARSZAWSKA - VARSOVIE 1974.
9. ISO 5094
10. Règles de calcul des constructions en acier (Règles CM66)  
éd. S<sup>té</sup> de diffusion des techniques du bâtiment et des travaux publics. Déc. 66.
11. Catalogue Leroy-Somer
12. Catalogue NOR-MEX

