

20/82

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

»«

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENNE

Tex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

المدرسة الوطنية للعلوم والتقنية
الكنية
Département de Génie - Mécanique
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

PORTIQUE MONOPOUTRE
A CHARIOT DISPOSE LATERALEMENT

Proposé par :

Mr IVAN DRAGNEA DOREL
Maître de conférences

Etudié par :

AMAR MEDDOUR

Promotion Juin 1982

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

»O«

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

HOUARI BOUMEDIENNE

»O«

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

»O«

Département de Génie - Mécanique

»O«

PROJET DE FIN D'ETUDES

**PORTIQUE MONOPOUTRE
A CHARIOT DISPOSE LATERALEMENT**

Proposé par :

Mr IVAN DRAGNEA DOREL

Maître de conférences

Etudié par :

AMAR MEDDOUR

Promotion Juin 1982

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche
Scientifique

USTHB

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE d'ALGER
Département de Génie Mécanique

PROJET de FIN d'ETUDES

PORTIQUE MONOPOUTRE A CHARIOT DISPOSE
LATERALEMENT

Proposé par :
M^r IVAN DRAGNEA
DOREL

Maitre de conférences

Etudié par :
AMAR
MEDDOUR

Promotion JUIN 1982

DEDICACES

À la mémoire de mon père
À ma mère
À mes sœurs
À mes cousins
À mes oncles
À mes collègues de promotion
À tous mes amis

Je dédie ce modeste travail.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier :

tous le corps enseignant du département de Géographie
tous ceux qui ont contribué à ma formation d'ingénieur

Et en particulier M^r IVAN pour ses conseils et
son suivi durant l'élaboration de ce projet.

TABLE DES MATIERES

| | Pages |
|--|-------|
| Présentation du sujet | 1 |
| Résultats | 2 |
| Chapitre I | |
| Introduction et Généralités | 3 |
| Chapitre II | |
| Description et Caractéristiques | 5 |
| Chapitre III | |
| Mecanisme de levage | 8 |
| 3.1 Calculs préliminaires | 8 |
| 3.1.1 Paramètres initiaux | 8 |
| 3.1.2 Choix du schéma cinématique | 8 |
| 3.1.3 Calcul du palan | 9 |
| 3.1.4 Calcul du câble | 10 |
| 3.1.5 Calcul des diamètres du tambour et des poulies | 11 |
| 3.1.6 Vitesse de rotation du tambour | 13 |
| 3.1.7 choix du moteur frein | 13 |
| 3.1.8 choix du réducteur | 15 |
| 3.1.9 choix du frein | 16 |
| 3.1.10 choix de l'accouplement | 16 |
| 3.2 Calculs définitifs | 18 |
| 3.2.1 Calcul de la vitesse de levage | 18 |
| 3.2.2 Vérification de la dynamique du mécanisme de levage | 18 |
| 3.2.3 Vérification du moteur à la non surchauffe | 20 |
| 3.2.4 Profil de la poulie d'équilibre | 23 |
| 3.2.5 choix de la woufle | 23 |
| 3.2.6 Choix du crochet | 24 |
| 3.2.7 fixation du câble | 24 |
| 3.2.8 Calcul de la longueur du tambour | 25 |
| 3.2.9 Calcul de l'épaisseur du tambour | 26 |
| 3.2.10 Vérification du tambour à la flexion et à la torsion | 28 |
| 3.2.11 Calcul de résistance de l'arbre du tambour | 29 |

| Chapitre IV | Pages |
|--|-------|
| Mécanisme de direction | 53 |
| 4.1 Paramètres initiaux | 33 |
| 4.2 Choix du schéma cinématique | 33 |
| 4.3 Calcul des galets : | 34 |
| - Dimensionnement de la poutre maîtresse | 34 |
| - Calcul des efforts agissant sur les galets | 38 |
| - choix des galets et des rails | 42 |
| 4.4 Calcul des résistances au mouvement | 45 |
| 4.5 Choix du moteur réducteur | 46 |
| 4.6 choix de l'accouplement | 48 |
| 4.7 Vérification de la dynamique du | 49 |
| mécanisme de direction | 49 |
| 4.7-1 Démarrage en pleine charge | 49 |
| 4.7-2 Freinage en pleine charge et choix | 51 |
| du frein | |
| 4.7-3 Démarrage à vide | 52 |
| 4.7-4 Freinage à vide | 54 |

| Chapitre V | Pages |
|---|-------|
| Mécanisme de translation | 56 |
| 5.1 Paramètres initiaux | 56 |
| 5.2 choix du schéma cinématique | 56 |
| 5.3 calcul des galets | 57 |
| Conclusion | 59 |
| Bibliographie | 60 |

PRESENTATION DU SUJET

Titre : Portique monopoutre à chariot
disposé latéralement.

Lieu d'implantation.....: Plein air
Charge utile.....: 6300 daN
Groupe FEM.....: II (moyen)
Hauteur de levage.....: 8 m
Vitesse de levage.....: 10 m/mn
Vitesse de direction.....: 20 m/mn
Portée.....: 25 m
Vitesse de translation.....: 50 m/mn
Facteur de marche.....: 40%

RESULTATS

On a essayé d'adopter à tout moment des éléments normalisés à fin de permettre l'interchangabilité. toute fois on a conservé le tambour de faible longueur de telle sorte à avoir un chariot de faibles dimensions en conséquence un gain de matière.

I INTRODUCTION ET GENERALITES

Les portiques roulants sont des appareils de levage qui se déplacent sur des rails par l'intermédiaire de galets.

On les trouve dans les parcs, dans les cours d'usine et dans les ateliers.

Etant donné qu'ils circulent sur des rails posés à même le sol, les frais d'installation sont moindre comparativement aux ponts roulants.

De leurs énormes poids on les préfère lorsque leur service ne comprend pas des translations fréquentes et de grandes vitesses de translation.

Une tradition bien établie jusqu'à ces dernières années voulait que les portiques roulants (et ponts roulants) soient construits d'aide de deux poutres. Des études récentes bousculent cette tradition pour tirer le meilleur parti de la solution monopoutre.

Cette dernière adaptation fait justement l'objet de notre étude. La solution consiste en un chariot disposé latéralement et qui se déplace le long d'une poutre unique à l'aide de six galets.

Il en résulte alors une réduction du poids mort du portique roulant d'autant plus sensible que la portée

est plus grande.

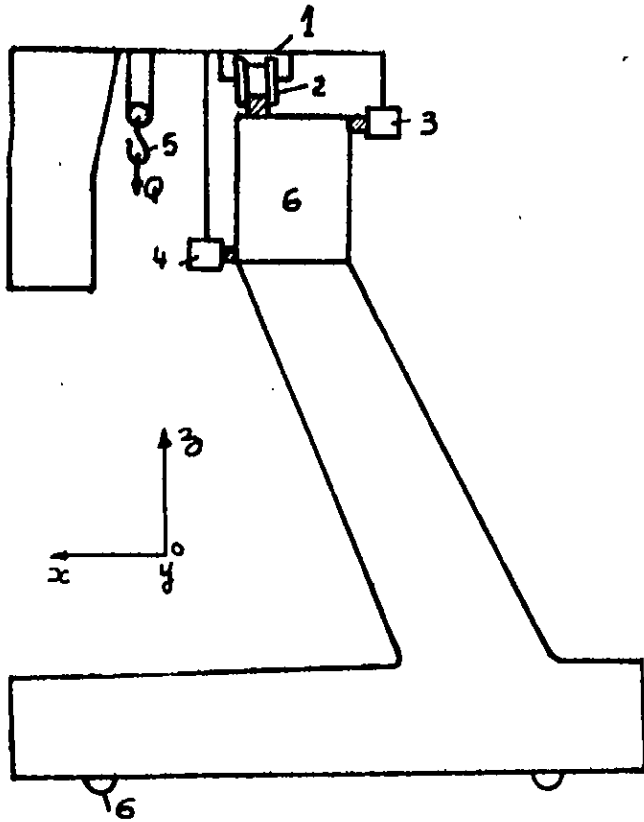
Pour faciliter et unifier les calculs des éléments des mécanismes et des appareils en totalité, l'énorme diversité des conditions d'exploitation est réduite en quatre groupes appelés régime de fonctionnement :

- I : léger
- II : moyen
- III : lourd
- IV : très lourd

Notre portique roulant est destiné au chargement et déchargement de marchandises dans une cour d'usine; son régime de fonctionnement est II (moyen) Ce qui correspond à un temps moyen compris entre 2 et 4 heures de fonctionnement quotidien soit d'une durée totale de fonctionnement de 6300 heures (d'après FEM).

II DESCRIPTION ET CARACTERISTIQUES

Schéma du portique.



1. chariot

2. Galets moteurs

3. Galets de guidage (supérieurs)

4. Galet de guidage (inférieurs)

5. crochet

6. poutre maitresse

6. Galets de translation.

Ce portique est composé de 3 mécanismes nécessaires au déplacement de la charge (Q)

- mécanisme de levage (déplacement selon oz)

- mécanisme de direction (déplacement selon ox)

- mécanisme de translation (déplacement selon oy)

a) mécanisme de levage :

Il est composé de : un moteur, un réducteur, un tambour fileté et un frein.

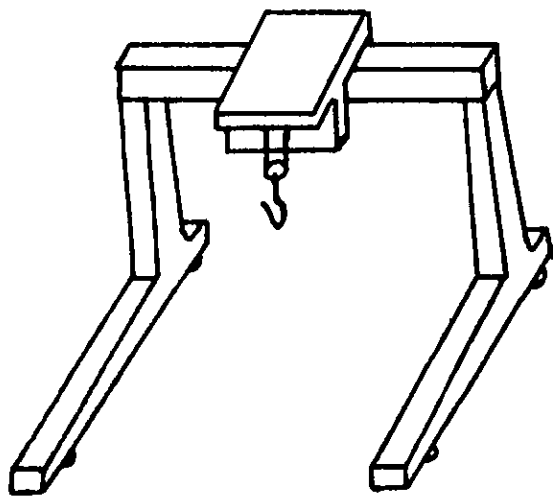
b) mécanisme de direction :

Le mécanisme de direction est composé d'un motoréducteur.
 Le chariot (1) se déplace par l'intermédiaire de six galets.
 Deux de ces galets (2), à axes horizontaux, supportent la charge verticale et assurent le mouvement de direction du chariot, tandis que les quatre autres galets (3 et 4), à axes verticaux, assurent sa stabilité transversale.

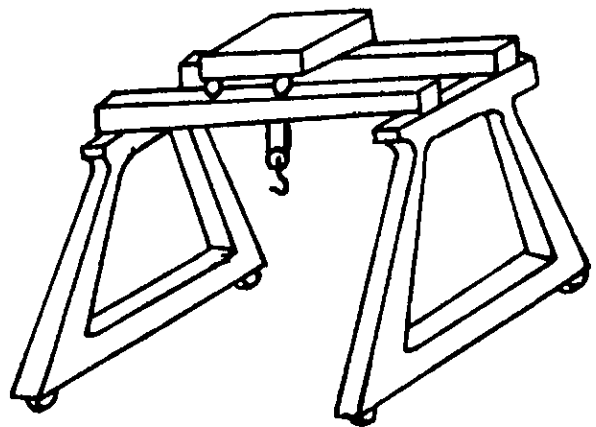
c) Mécanisme de translation

Il est composé de : un moteur, un réducteur, un frein et quatre galets dont 2 sont moteurs.

Avantages et inconvénients des portiques de ce type.



Portique monopoutre à chariot disposé latéralement



Portique bipoutre

avantages :

La réduction du poids mort du portique monopoutre est d'autant plus sensible que :

- a) sa portée est importante
- b) la hauteur de levage est grande
- c) la charge Q à déplacer est importante.

D'où un même chemin de roulement peut supporter un portique monopoutre de capacité plus grande comparativement à un portique bipoutre.

- Esthétique

D'où une économie d'énergie d'autant plus appréciable que son facteur de marche est élevé.

Inconvénients :

Nécessité d'un contre poids et d'un grand écartement des galets de translation pour avoir une bonne stabilité du portique.

Remarque :

Contrairement à ce que l'on imagine, le calcul et l'expérimentation prouve que le couple de torsion, agissant sur le caisson, n'entraîne que de faibles contraintes dans le métal, de l'ordre de 1 daN/mm^2 .

III MECANISME DE LEVAGE

3.1 Calculs préliminaires

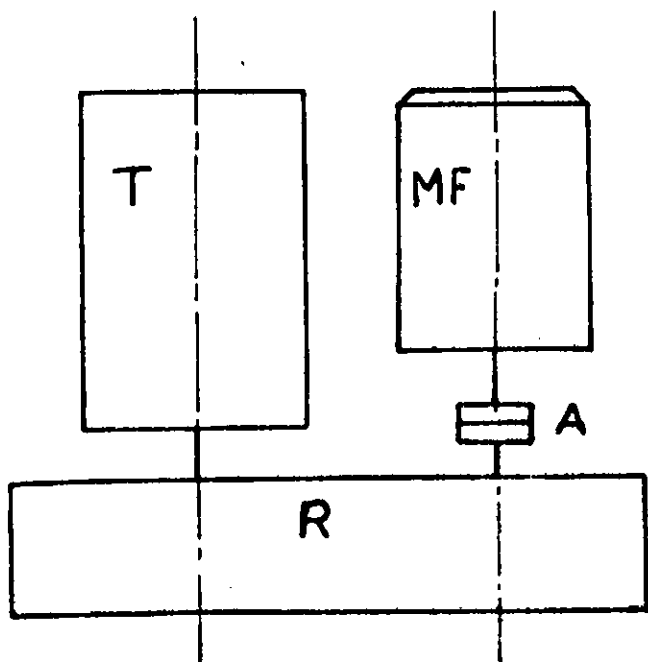
3.1.1 Paramètres initiaux

| | |
|--------------------------|-------------------------|
| charge utile | $Q = 6300 \text{ daN}$ |
| Hauteur de levage | $H = 8 \text{ m}$ |
| Vitesse de levage | $V_L = 10 \text{ m/mn}$ |
| Régime de fonctionnement | II (moyen) |
| Facteur de marche | $FM = 40\%$ |

3.1.2 Choix du schéma cinématique

Notre choix s'est porté sur le schéma cinématique suivant vu que la longueur du tambour et celle du moteur sont sensiblement égales.

- T : Tambour
- MF : Moteur frein
- R : Réducteur
- A : Accouplement



3.1.3 Calcul du palan

a) Multiplicité du palan (i_p)

Pour la réalisation des ponts et portiques roulant on utilise des palans doublés c'est à dire que le câble est fixé aux deux extrémités du tambour.

Pour des charges ne dépassant pas 10000 daN on peut choisir une multiplicité de 2

$$i_p = \frac{V_t}{V_l}$$

V_t : vitesse linéaire du câble

$$i_p = 2$$

$$V_t = i_p \times V_l$$

$$V_t = 2 \times 10 = 20 \text{ m/mn}$$

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

b) schéma du palan

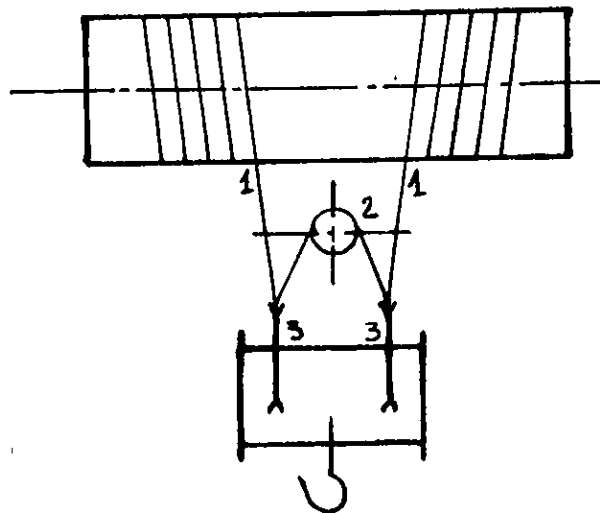


Fig. 3.2

c) Rendement du palan (η_p)

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^{i_p}}{(1 - \eta) i_p}$$

η : rendement d'une poulie

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

$\eta = 0,98$ pour une poulie
montée sur roulement.

$$\eta_p = 0,99$$

d'après (2). p. 44

3.1.4 Calcul du câble.

a) Effort de traction (T)

$$T = \frac{Q + G_m + G_c}{2 \cdot i_p \cdot \eta_p}$$

G_m : poids de la moufle

$$G_m = 52 \text{ daN d'après (9) p. 48}$$

G_c : poids du câble

$$G_c = 2 \cdot i_p \cdot H' \cdot q$$

H' : hauteur totale ($H = 9\text{m}$)

q : poids au mètre

$$q = 0,54 \text{ daN/m}$$

$$G_c = 2 \times 2 \times 9 \times 0,54$$

$$G_c = 20 \text{ daN}$$

$$T = \frac{6300 + 52 + 20}{2 \times 2 \times 0,99} = 1609 \text{ daN}$$

$$T = 1609 \text{ daN}$$

b) Charge de rupture effective (Tr).

$$Tr = c T$$

c : coefficient de sécurité

d'après (1) pour II_m on a:

$$c = 5$$

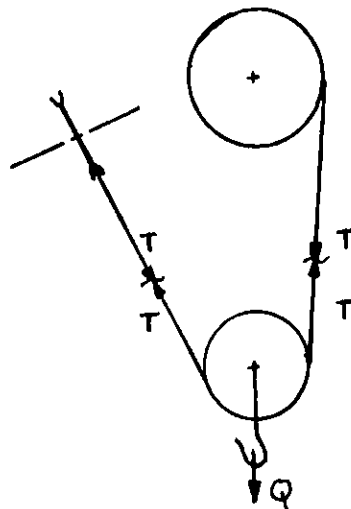


Fig. 3.3

$$T_r = 5 \times 1609 = 8045 \text{ daN}$$

$$T_r = 8045 \text{ daN}$$

D'après (9) p.15 on choisit le câble suivant :

câble 12 T6 19 A₀ - Z/S - n - II - g - 180 PN 69/M 80207

- caractéristiques du câble.

| | |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| Diamètre du câble | $d = 12 \text{ mm}$ |
| Composition du câble | 6 torons de 19 fils |
| Résistance à la rupture | $\sigma_r = 180 \text{ daN/mm}^2$ |
| Charge de rupture théorique | $F_r = 10300 \text{ daN}$ |
| Diamètre des fils | $d_1 = 0,8 \text{ mm}$ |
| pois au mètre | $q = 0,54 \text{ daN/m}$ |

Tab. 3.1

- Vérification du coefficient de sécurité

Le coefficient de sécurité (c') correspondant à une force de rupture minimale (F_{rp}) doit être supérieure au coefficient de sécurité (c) : $c' > c$

$$c' = \frac{F_{rp}}{T} \quad \text{avec} \quad F_{rp} = F_r \cdot \mu ; \quad \mu : \text{coefficient dépendant du type du câble}$$

$$c' = \frac{F_r \cdot \mu}{T}$$

$$\mu = 0,85$$

$$c' = \frac{10300 \times 0,85}{1609} = 5,44$$

Donc on a $c' > c = 5$ et le câble doit résister

3.1.5 Calcul des diamètres du tambour et des poulies :

D'après FEM le diamètre minimal d'enroulement d'un

câble ayant un nombre de fils supérieur à 100 est déterminé par la relation suivante :

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

H_1 : Coefficient dépendant du groupe du mécanisme et du câble.

H_2 : Coefficient dépendant du nombre W_T d'inversion des sens d'enroulement.

a) Diamètre du tambour (D_T)

$$D_T \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d$$

$H_1 = 18$, pour un câble courant (cc) et pour un régime de fonctionnement (II m)

D'après la figure 3.2 on a :

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

$$W_1 = 1 \text{ (Tambour)}$$

$$W_2 = 0 \text{ (Poulie d'équilibrage)}$$

$$W_3 = 2 \text{ (Poulie de fonctionnement)}$$

$$W_T = 2 \times 1 + 0 + 2 \times 2$$

$$W_T = 6$$

D'après (1) pour $W_T = 6 \div 9$ on a :

$$H_2 = 4,12$$

$$D_T \geq 18 \times 4,12 \times 12 = 241,92 \text{ mm}$$

$D_T \geq 241,92 \text{ m}$. on choisit un diamètre normalisé :

$$D_T = 280 \text{ mm}$$

b) Diamètre des poulies de fonctionnement (D_{pf})

$$H_1 = 20$$

$$D_{pf} \geq 20 \times 1,12 \times 12 = 268,8 \text{ mm}$$

on choisit un diamètre normalisé

$$D_{pf} = 280 \text{ mm.}$$

c) Diamètre de la poulie d'équilibrage (D_{pe})

$$H_1 = 14$$

$$D_{pe} \geq 14 \times 1,12 \times 12 = 188,16 \text{ mm}$$

On choisit un diamètre normalisé.

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

3.1.6 Vitesse de rotation du tambour (N_T)

$$N_T = \frac{V_t}{\pi \cdot D_T}$$

$$N_T = \frac{20}{\pi \cdot 0,28} = 22,74 \text{ tr/mn}$$

$$N_T = 22,74 \text{ tr/mn}$$

3.1.7 Choix du moteur frein

Pour les appareils de levage on utilise des moteurs à courant continu, à courant triphasé et parfois des moteurs à courant monophasé.

Les moteurs des appareils de levage ont besoin d'un grand couple de démarrage et doivent supporter d'être branchés et débranchés fréquemment.

Le choix d'un moteur se fait à la base de la puissance statique (P).

$$P = \frac{(Q + G_m + G_c) \cdot v_2}{\eta}$$

η : rendement du mécanisme

On adopte $\eta = 0,85$

$$P = \frac{(63 + 0,52 + 0,20) 10^3 \times 10}{0,85 \times 60} = 12494 \text{ W}$$

$$P = 12,49 \text{ kW}$$

On choisit un moteur frein Leroy-Somer LSP 160L1 à rotor bobiné à bagues ayant une puissance nominale inférieure à la puissance statique étant donné que son rendement décroît sensiblement pour des petites charges.

- Caractéristiques du moteur frein.

| | |
|------------------------------|---------------------------|
| Puissance nominale | $P_n = 10 \text{ kW}$ |
| Vitesse nominale | $N_m = 940 \text{ tr/mn}$ |
| Vitesse à 4/4 | $N = 1000 \text{ tr/mn}$ |
| Moment maxi / Moment nominal | $M_{\max} / M_n = 2,8$ |
| Intensité nominale sous 380V | $I_n = 16,5 \text{ A}$ |
| Moment d'inertie | $I = 1,16 \text{ kg m}^2$ |
| Moment maximal de freinage | $M_f = 270 \text{ mN}$ |
| Masse du moteur frein | $m_{mf} = 180 \text{ kg}$ |

Tab. 3.2

Le moment de freinage sera calculé lors du choix du frein.

3.1.8 choix du réducteur.

Les réducteurs des appareils de levage se distinguent des réducteurs normaux par leur service intermittent, l'accélération et la décélération répétées des masses.

L'encombrement des mécanismes dépend beaucoup de leur disposition.

Le choix d'un réducteur se fait à la base du rapport de réducteur du mécanisme (i_m) et de la puissance statique (P).

$$P_R \geq P$$
$$i_m = i_R$$

P_R : Puissance du réducteur

i_R : Rapport de réduction du réducteur.

$$i_m = \frac{N_m}{N_T}$$

$$i_m = \frac{940}{22,74} = 41,34$$

$$i_m = 41,34$$

On choisit un réducteur 2W425 ayant les caractéristiques suivantes :

| | |
|--------------------------------|--------------------------|
| Puissance du réducteur | $P_R = 12,51 \text{ KW}$ |
| Puissance maximale instantanée | $P_i = 18,40 \text{ KW}$ |
| rapport de réduction | $i_R = 44,01$ |
| masse du réducteur | $m_R = 258 \text{ kg}$ |

Tob. 3.3

- Erreur sur le rapport de réduction (Δi)

$$\Delta i = \left| \frac{i_m - i_e}{i_m} \right| \times 100 = \frac{41,34 - 44,01}{41,34} \times 100 = 6\%$$

$\Delta i = 6\%$ qui est une erreur admise.

3.1.9 Choix du frein:

Le frein sera choisit à la base du moment de freinage nécessaire à l'immobilisation de la charge lors de la descente.

$$M_f = K M_{s,d}$$

K : coefficient de sécurité

$K = 1,75$ pour le régime II_m

$M_{s,d}$: Moment statique en descente réduit à l'arbre moteur.

$$M_{s,d} = \frac{(Q + G_m + G_c) D_T \cdot \eta}{2 i_p \cdot i_R}$$

$$M_{s,d} = \frac{(63 + 0,52 + 0,20) \cdot 10^3 \times 0,28 \times 0,85}{2 \times 2 \times 44,01} = 86,15 \text{ mN}$$

$$\text{d'où } M_f = 1,75 \times 86,15 = 150,76 \text{ mN}$$

On choisit un frein à disque à 4 faces ayant $M_{f,maxi} = 27 \text{ daN.m}$ qui sera réglé à $M_f = 150,76 \text{ mN}$.

3.1.10 Choix de l'accouplement:

Notre choix portera sur un accouplement élastique qui permet un allongement et de petites inclinaisons des arbres.

Son choix se fait à la base du couple maxi qu'il peut supporter.

Deux conditions sont à vérifier :

a) Continuité de fonctionnement

$$M_a \geq k_1 \cdot k_2 \cdot M_{s,m}$$

b) Charge maximale de courte durée

$$M_a \geq k_1 \cdot M_{max}$$

k_1 : coefficient qui dépend de l'importance du mécanisme

$k_1 = 1,3$ pour le mécanisme de levage

$k_1 = 1,2$ pour le mécanisme de direction et de translation

$k_2 = 1,1$ pour le régime de fonctionnement II m.

M_a : Moment admissible sur l'accouplement.

$M_{s,m}$: Moment statique de montée en charge.

M_{max} : Moment maximal de montée en charge.

On tiendra compte seulement de la 1^{ère} condition étant donné que M_{max} est inconnu.

$$M_{s,m} = \frac{(Q + G_m + G_c)}{2 \cdot i_p \cdot i_R \cdot \eta}$$

$$M_{s,m} = \frac{(63 + 0,52 + 0,20) \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 44,01 \cdot 0,85} = 119,23 \text{ mN}$$

$$\text{D'où } M_a \geq 1,3 \times 1,1 \times 119,23 = 170,50 \text{ mN}$$

On choisit un accouplement élastique CH2 d'après

BDS 2441-71 ayant les caractéristiques suivantes:

| | |
|---------------------------|----------------------------------|
| N maximal admissible | $N = 30000 \text{ b/mn}$ |
| Couple maximal admissible | $C_{max} = 23,5 \text{ daNm}$ |
| Moment d'inertie | $I_{acc} = 0,015 \text{ kg m}^2$ |
| Masse | $M = 7,19 \text{ kg}$ |

Tab.3.4

3.2. Calculs définitifs.

3.2.1 Calcul de la vitesse de levage (V_l)

$$N_T' = \frac{N_m}{i_R} \quad N_T' : \text{Vitesse de rotation du tambour}$$

$$N_T' = \frac{940}{44,01} = 21,36 \text{ tr/mn}$$

$$N_T' = \frac{V_l \cdot i_p}{\pi \cdot D_T} \Rightarrow V_l = \frac{N_T' \cdot \pi \cdot D_T}{i_p}$$

$$V_l = \frac{21,36 \times \pi \cdot 0,28}{2} = 9,39 \text{ tr/mn}$$

$$V_l = 0,157 \text{ m/s.}$$

3.2.2 Vérification de la dynamique du mécanisme:

Pour limiter les efforts dynamiques au démarrage et au freinage il faut que les accélérations de démarrage et de freinage soient inférieures à l'accélération admissible $[a]$

a) Démarrage pendant le levage :

$$a_d \leq [a] \quad a_d : \text{accélération de démarrage}$$

$$[a] = 0,5 \text{ m/s}^2 \text{ d'après (1).}$$

$$a_d = \frac{V_l}{t_d} \quad t_d : \text{temps de démarrage.}$$

$$t_d = \frac{I \omega}{M_d - M_{e,m}} \quad I : \text{Moment d'inertie de tous les éléments réduit à l'arbre moteur.}$$

ω : fréquence de rotation du moteur

M_d : Moment de démarrage.

$$I = \Delta (I_{mf} + I_{acc}) + \frac{m(V_2)^2}{\omega^2 \eta}$$

Δ : Coefficient exprimant les moments d'inertie de tous les autres éléments en rotation.

$$\Delta = 1,1 \div 1,2 \quad \text{d'après (1).}$$

$$\text{on prend } \Delta = 1,12$$

$\frac{m(V_2)^2}{\omega^2 \eta}$: Moment d'inertie équivalent des masses en translation réduit à l'arbre moteur.

$$m = \frac{(Q + G_c + G_m)}{g}$$

$$m = \frac{(63000 + 200 + 520)}{9,81} = 6495 \text{ kg}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot N_m}{30} = \frac{\pi \cdot 940}{30} = 98,44 \text{ rad/s.}$$

$$I = 1,12 (1,16 + 0,015) + \frac{6495 \cdot 0,157^2}{(98,44)^2 \cdot 0,85} = 1,335 \text{ kgm}^2$$

$$I = 1,335 \text{ kgm}^2$$

$$M_d = \frac{(M_{d \max} + M_{d \min})}{2}$$

$$M_{d \max} = 2,8 M_n \quad ; \quad M_n = \frac{P_n}{\omega} = \frac{10000}{98,44} = 101,58 \text{ mN}$$

$$M_{d \max} = 2,8 \cdot 101,58 = 284,42 \text{ mN}$$

$$M_{d \min} = 1,2 \cdot M_n = 1,2 \cdot 101,58 = 121,90 \text{ mN}$$

$$M_d = \frac{284,42 + 121,90}{2} = 203,16 \text{ mN}$$

$$M_d = 203,16 \text{ mN}$$

$$t_d = \frac{98,44 \times 1,335}{203,16 - 119,23} = 1,57 \text{ s}$$

$$a_d = \frac{0,157}{1,57} = 0,1 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Donc on a } a_d < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$$

b) Freinage pendant la descente:

$$a_f \ll [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$$

a_f : accélération de Freinage

$$a_f = \frac{v/l}{t_f}$$

t_f : temps de freinage

$$t_f = \frac{\omega \cdot I_f}{M_f - M_{s,d}}$$

I_f : moment d'inertie de tous les éléments réduit à l'arbre moteur pendant le freinage.

$$I_f = \Delta (I_{mf} + I_{act}) + \frac{m(v/l)^2 \cdot \eta}{\omega^2}$$

$$I_f = 1,12 (1,16 + 0,015) + \frac{6495 \cdot 0,157^2 \cdot 0,85}{98,44^2} = 1,330 \text{ kg m}^2$$

$$I_f = 1,330 \text{ kg m}^2$$

$$t_f = \frac{98,44 \cdot 1,330}{150,76 - 86,15} = 2,03 \text{ s.}$$

$$a_f = \frac{0,157}{2,03} = 0,08 \text{ m/s}^2$$

$$a_f = 0,08 \text{ m/s}^2$$

Donc on a $a_f < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$

3.2.3 Vérification du moteur à la non surchauffe.

Cette vérification est nécessaire vu qu'on a choisi un moteur ayant une puissance nominale inférieure à la puissance statique.

Pour éviter la surchauffe il faut que la puissance équivalente (P_{eq}) soit supérieur à la puissance nominale du moteur.

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{\sum P_i^2 \cdot t_i}{\sum t_i}}$$

P_i : Puissance pour une phase

t_i : durée d'une phase.

On suppose le cycle de travail suivant :

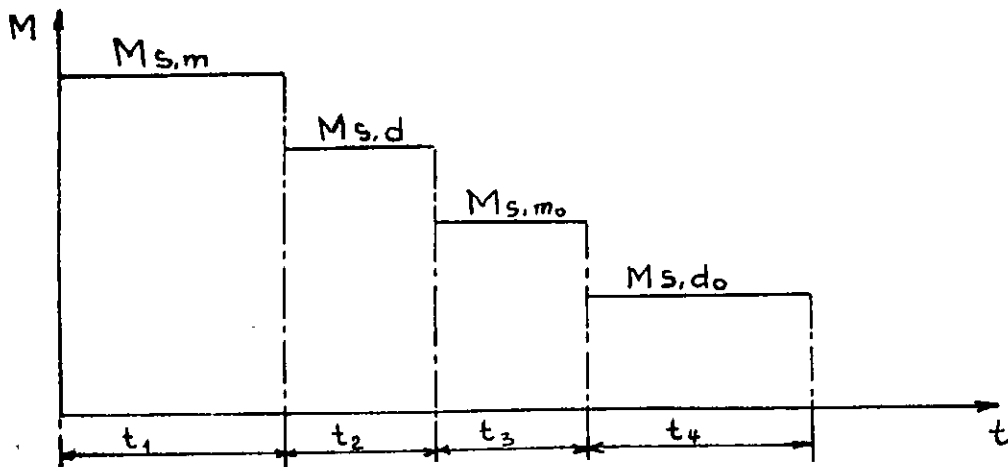
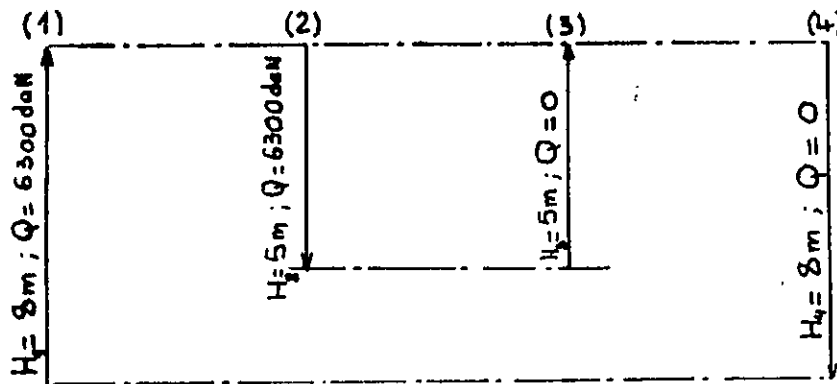


Fig. 3.4

$M_{s,m}$: Moment statique de montée en charge.

$M_{s,d}$: Moment statique de descente en charge.

M_{s,m_0} : Moment statique de montée à vide.

M_{s,d_0} : Moment statique de descente à vide.

¶ Calcul des temps (t_i)

1^{re} phase : $t_1 = \frac{H_1}{V_1} = \frac{8}{0,157} = 51 \text{ s.}$

2^e phase : $t_2 = \frac{H_2}{V_2} = \frac{5}{0,157} = 32 \text{ s.}$

$$3^{\circ} \text{ phase : } t_3 = t_2 = 32 \text{ s}$$

$$4^{\circ} \text{ phase : } t_4 = t_1 = 51 \text{ s}$$

Calcul des puissance (P_i)

$$P_1 = M_{s,m} \cdot \omega = 119,23 \cdot 98,44 = 11737 \text{ W}$$

$$P_1 \approx 11,74 \text{ kW}$$

$$P_2 = M_{s,d} \cdot \omega = 86,15 \cdot 98,44 = 8480,60 \text{ W}$$

$$P_2 \approx 8,48 \text{ kW}$$

$$P_3 = M_{s,m_0} \cdot \omega \quad ; \quad M_{s,m_0} = M_i + \Delta M$$

$$M_i = \frac{(G_m + G_c) D_T}{2 \cdot i_p \cdot i_R} = \frac{520 + 200}{2 \times 2 \times 44,01} = 1,14 \text{ mN}$$

$$\Delta M = M_{s,m} (1 - \eta) = 119,23 (1 - 0,85) = 17,88 \text{ mN}$$

$$M_{s,m_0} = 1,14 + 17,88 = 19,02 \text{ mN}$$

$$P_3 = 19,02 \times 98,44 = 1872,32 \text{ W}$$

$$P_3 \approx 1,87 \text{ kW}$$

$$P_4 = M_{s,d_0} \cdot \omega = (\Delta M - M_i) \cdot \omega$$

$$P_4 = (17,88 - 1,14) \cdot 98,44 = 1647,88 \text{ W}$$

$$P_4 \approx 1,65 \text{ kW}$$

Calcul de la puissance équivalente :

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{(11,74)^2 \cdot 51 + (8,48)^2 \cdot 32 + (1,87)^2 \cdot 32 + (1,65)^2 \cdot 51}{51 + 32 + 32 + 51}} = 7,60 \text{ kW}$$

$$P_{eq} = 7,60 \text{ kW}$$

Donc on a :

$P_n < P_{eq}$: Donc le moteur choisi convient.

3.2.4 Profil de la poulie d'équilibrage

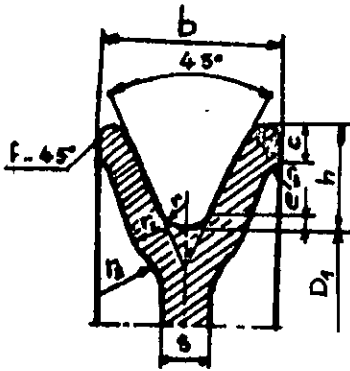


Fig. 3.5

| | |
|-------|------|
| D_1 | 200 |
| r | 3 |
| h | 12,5 |
| n | 2,5 |
| b | 22 |
| c | 5 |
| e | - |
| n_2 | 8 |
| f | 1 |
| s | 8 |
| r_3 | 2,5 |

Tab. 3.5

3.2.5 Choix de la moufle

On choisit la moufle en fonction de la charge utile.

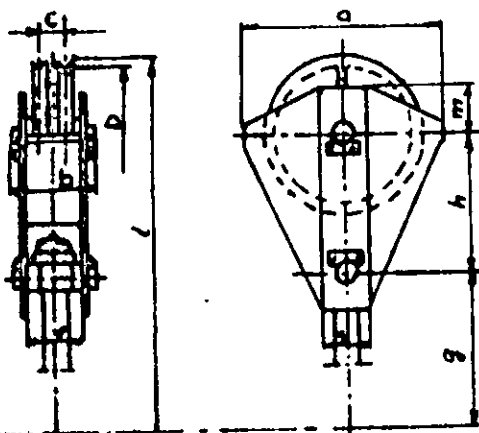


Fig. 3.6

| | | | |
|---|-----|---|-------|
| D | 280 | l | 703 |
| a | 410 | m | 100 |
| b | 167 | s | 100 |
| c | 50 | M | 52 Kg |
| e | 110 | | |
| g | 250 | | |
| h | 290 | | |

Tab. 3.6

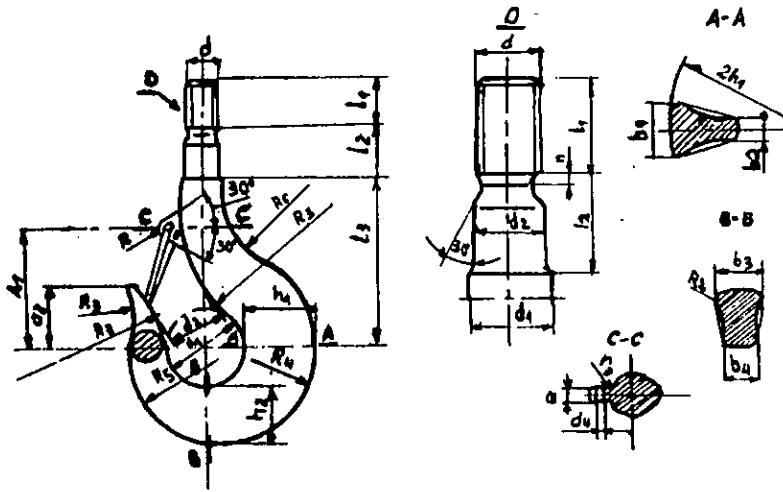
Moufle Nr 4 - D. 035 DEB

d'après (9) p. 48

3.2.6 Choix du crochet.

le choix du crochet se fait à la base de la charge utile et du régime de fonctionnement.

D'après (9). p 59 on choisit le crochet : Φ - 52 / 160 - Z PN 70 / M 84510

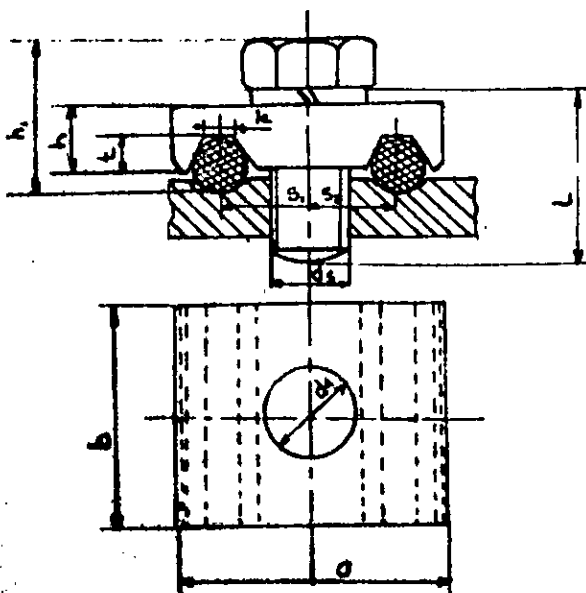


| | | | |
|-------|-----|-------|--------|
| l_1 | 45 | n | 7 |
| l_2 | 52 | b_4 | 34 |
| l_3 | 160 | R_1 | 8 |
| d | M42 | R_2 | 12 |
| a_1 | 71 | R_3 | 150 |
| a_2 | 56 | R_4 | 103 |
| b_1 | 63 | R_5 | 90 |
| b_2 | 25 | R_6 | 71 |
| b_3 | 53 | R | 10 |
| d_1 | 48 | r_3 | 10 |
| d_2 | 44 | d_4 | 6,2 |
| d_3 | 30 | e | 15 |
| h_1 | 67 | A_1 | 110 |
| h_2 | 58 | m | 9,6 kg |

Tab. 3.7

3.2.7 Fixation du câble.

La fixation du câble sur le tambour est réalisée à l'aide du système plaques et vis.



| | |
|--------|-----------|
| $dsxl$ | M 16 x 45 |
| a | 50 |
| b | 45 |
| h | 12 |
| s_1 | 17 |
| k | 7 |
| t | 6 |
| d_1 | 18 |
| h_1 | 32 |
| m | 0,258 kg |

Tab. 3.8

Calcul du nombre de plaques nécessaires (n')

$$n' = \frac{T}{F} \geq 2$$

F : Force transmise par une plaque.

Elle dépend du nombre de spires additionnelles (n) et du ϕ du câble

D'après (9) p. 27 on a : pour $n = 3$ $F = 1080$ daN.

$$n' = \frac{1609}{1080} = 1,49.$$

Soit il faut utiliser 2 plaques à chaque extrémité du tambour.

3.2.8 Calcul de la longueur du tambour (L)

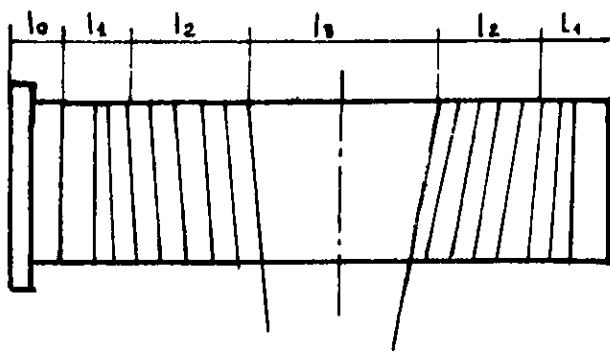


fig. 3.9

a. Calcul du nombre de spires (n)

$$n = \frac{H \cdot p}{\pi \cdot D_T} + 2 \text{ à } 3 \text{ spires de sécurité.}$$

$$n = \frac{8 \times 2}{\pi \cdot 0,28} + 3$$

$$n = 21 \text{ spires.}$$

b. longueur libre : $l_0 = 50$ mm

c. longueur nécessaire à la fixation du câble

$$l_1 = 60 \text{ mm}$$

d. longueur filetée :

$$l_2 = n \cdot t \quad t : \text{pas du profil du tambour}$$

$$l_2 = 24 \cdot 15 = 315 \text{ mm}$$

e. Partie lisse.

$$l_3 \approx c \quad c : \text{écart entre les poulies de fonctionnement.}$$

$$l_3 = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Soit } L = l_0 + 2l_1 + 2l_2 + l_3$$

$$L = 50 + 2 \times 60 + 2 \times 315 + 60$$

$$L = 860 \text{ mm.}$$

3.2.9 Calcul de l'épaisseur du tambour

a. Profil du tambour.

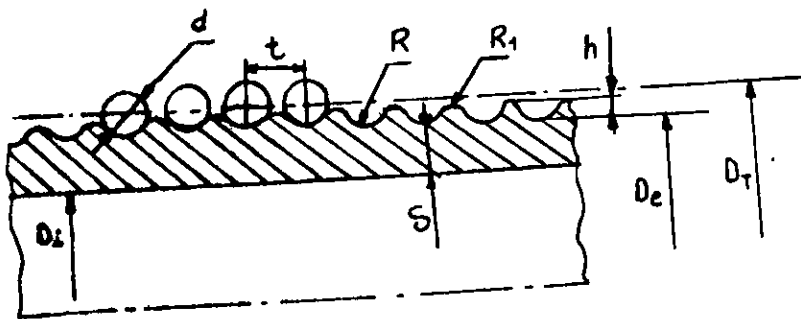


Fig. 3.91

| | |
|-------|--------|
| R | 7 mm |
| R_1 | 1,5 mm |
| d | 12 mm |
| D_r | 280 mm |
| t | 15 mm |
| h | 4 mm |

Tab. 3.92

b. Calcul de l'épaisseur du tambour.

Pour le calcul de l'épaisseur du tambour (δ) nous appliquerons une formule approchée que l'on vérifiera d'aide de la formule de Lamé appliquée au tubes à parois épaisses.

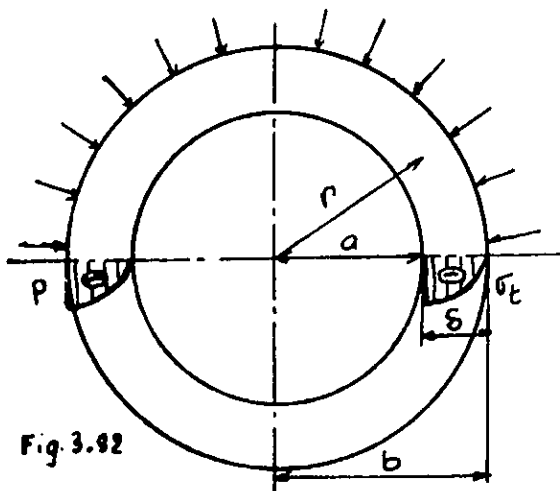
$$\delta = \frac{2 D_e}{100} + 6 \div 10$$

$$D_e = D_T - d = 280 - 12 = 268 \text{ mm.}$$

$$\delta = \frac{2 \times 268}{100} + 6 \div 10 = 5,36 + 6 \div 10$$

$$\delta = 14 \text{ mm.}$$

Vérification :



σ_r : Contrainte radiale

σ_t : Contrainte circonférencielle

P_a : Pression à l'intérieur ($r = a$)

P_b : Pression à l'extérieur ($r = b$)

P_a : Pression atmosphérique

$P_b = P$

$$P = \frac{2T}{D_e t}$$

$$\sigma_r = \frac{P_a a^2 - P_b b^2}{b^2 - a^2} - \frac{a^2 b^2}{r^2} = \frac{P_a - P_b}{b^2 - a^2}$$

$$\sigma_t = \frac{P_a a^2 - P_b b^2}{b^2 - a^2} + \frac{a^2 b^2}{r^2} = \frac{P_a - P_b}{b^2 - a^2}$$

Pour $a = R_i = \frac{D_i}{2}$ et $b = R_e = \frac{D_e}{2}$

$$\text{on a } \sigma_r = \frac{P R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_i^2}{r^2} \right)$$

$$= \frac{P R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_i^2}{r^2} \right)$$

La contrainte maximale (équivalente) σ_{eq} a lieu sur la paroi intérieure du cylindre pour $z = R_i^2$.

$$\text{d'où : } \sigma_{eq} = \sigma_r - \sigma_t = \frac{2 P R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \quad \text{avec } P = \frac{2T}{D_e \cdot t}$$

$$\text{on a } \sigma_{max} = \frac{4 T D_e}{(D_e^2 - D_i^2) t}$$

$$D_i = D_e - 2S = 268 - 2 \times 14 = 240 \text{ mm.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 \times 1609 \times 268}{[(268)^2 - (240)^2] \times 15} = 8,08 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 8,08 \text{ daN/mm}^2.$$

Soit en utilisant l'acier moulable A48M ayant:

$$[\sigma_c] = 28 \text{ daN/mm}^2 \quad [\sigma_c]: \text{ contrainte de compression.}$$

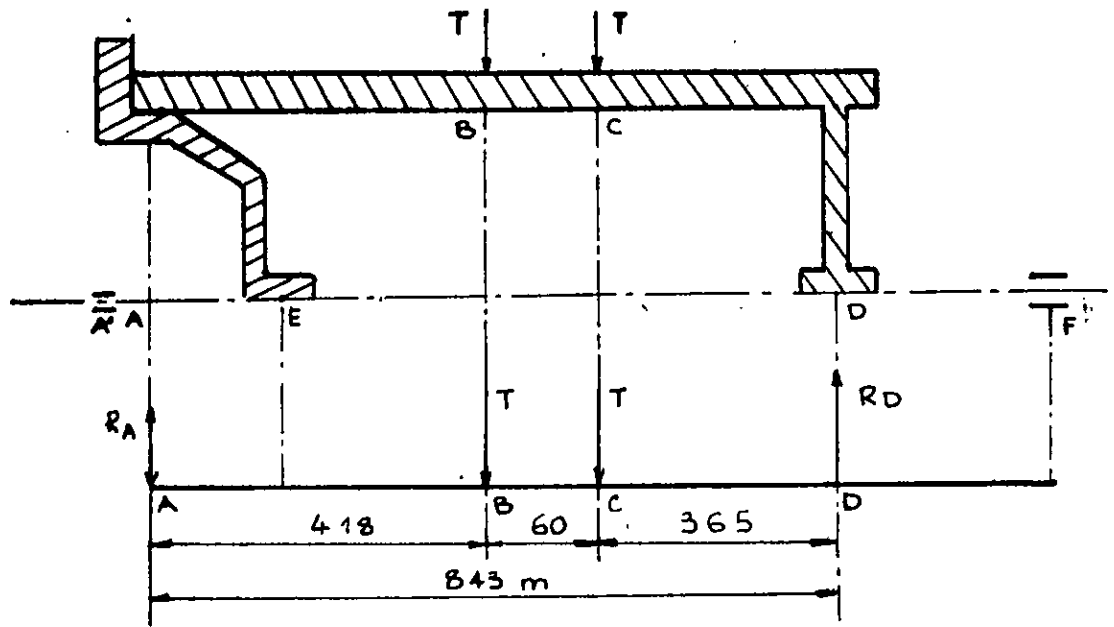
on aura une sécurité de :

$$c = \frac{[\sigma_c]}{\sigma_{max}} = \frac{28}{8,08}$$

$c = 3,46$ ce qui représente un coefficient de sécurité suffisant.

3.2.10. Vérification du tambour à la flexion et à la torsion:

le tambour est principalement sollicité à la compression. mais lorsque le rapport: $\left(\frac{L}{D_T}\right) > 3$ les contraintes de flexion et de torsion ne sont plus négligeables et une vérification du tambour à ces deux contraintes s'impose



Calcul de R_A et R_D .

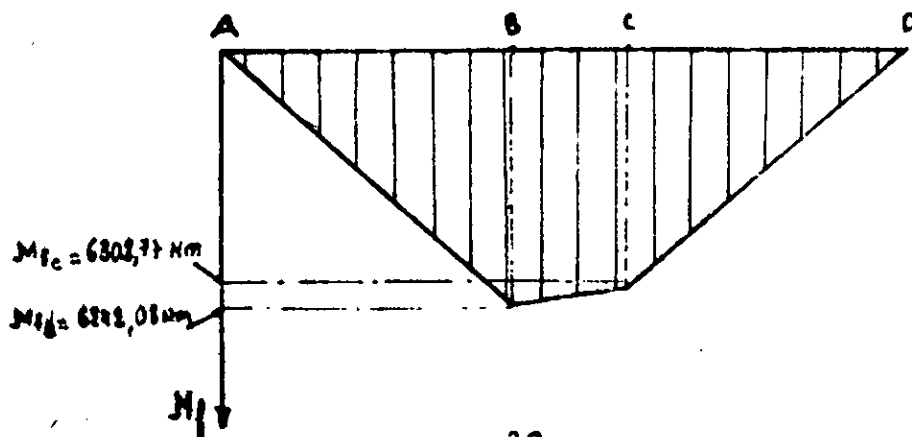
$$R_A = \frac{T \cdot CD + T \cdot BD}{AD} = \frac{1609 \cdot 365 + 1609 \cdot (365 + 60)}{843}$$

$$R_A = 1507,84 \text{ daN}$$

$$R_D = 2T - R_A = 2 \times 1609 - 1507,84$$

$$R_D = 1710,16 \text{ daN.}$$

Diagramme des moments fléchissants.



. Calcul des moments de torsion.

$$M_{tB} = 2T \times \frac{D_T}{2} = \underline{1609} \times 0,28$$

$$M_{tB} = 4505,2 \text{ Nm.}$$

$$M_{tC} = T \times \frac{D_T}{2} = 1609 \times \frac{0,28}{2}$$

$$M_{tC} = 2252,6 \text{ Nm.}$$

. Calcul de la contrainte équivalente (σ_{eq})

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{M_{fmax}^2 + (0,75 M_{tmax})^2}}{W}$$

W: module de résistance
de la section du tambour.

$$W = \frac{D_e^4 - (D_e - 2S)^4}{D_e} = 0,1 \frac{0,268^4 - (0,268 - 2 \times 0,014)^4}{0,268}$$

$$W = 6,87 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{(6302,77)^2 + (0,75 \cdot 4505,2)^2}}{6,87 \cdot 10^{-4}} = 1,041 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2.$$

$$\sigma_{eq} = 1,041 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2.$$

Calcul de la contrainte Sommaire (σ_{Σ})

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 + \sigma_c^2} = \sqrt{(1,041 \cdot 10^7)^2 + (8,08 \cdot 10^7)^2}$$

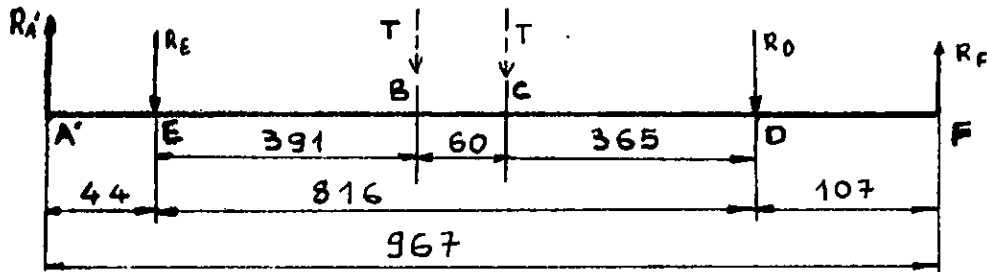
$$\sigma_{\Sigma} = 8,15 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Le coefficient de sécurité (η) correspondant est:

$$\eta = \frac{[\sigma_c]}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{28}{8,15} = 3,44 \quad \text{ce qui est suffisant.}$$

3.2.11. Calcul de résistance de l'arbre du tambour.

L'arbre du tambour est sollicité uniquement à la flexion.



$$R_E = \frac{T \cdot CD + T \cdot BC}{ED} = \frac{1609 \cdot 365 + 1609 \cdot 60}{816} = 1557,73 \text{ daN}$$

$$R_D = 2T - R_E = 2 \times 1609 - 1557,73 = 1660,27 \text{ daN}$$

$$R_{A'} = \frac{R_E \cdot EF + R_D \cdot DF}{A'F} = \frac{1557,73 \cdot 923 + 1660,27 \cdot 107}{967}$$

$$R_{A'} = 1670,56 \text{ daN}$$

$$R_F = (R_E + R_D) - R_{A'} = (1557,73 + 1660,27) - 1670,56$$

$$R_F = 1547,44 \text{ daN.}$$

Diagramme des moments flechissants.

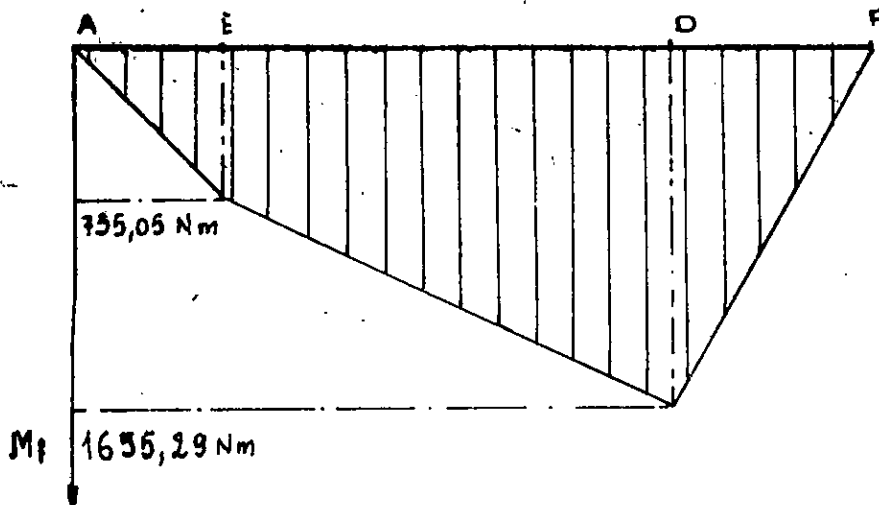
$$M_{fE} = R_{A'} \cdot AE = 1670,56 \cdot 0,044$$

$$M_{fE} = 736,05 \text{ Nm}$$

$$M_{fD} = R_F \cdot FD = 1547,44 \cdot 0,107$$

$$M_{fD} = 1655,29 \text{ Nm}$$

$$M_{f_{max}} = M_{fD} = 1655,29 \text{ Nm.}$$



Calcul du diamètre de l'arbre (d)

$$d \geq \sqrt{\frac{10 M_i}{[\sigma_a]}} \quad M_i : \text{Moment idéal}$$

$$M_i = M_{\max} = M_D = 1655,29 \text{ Nm.}$$

$[\sigma_a]$: Contrainte admissible

d'après (2). p. 275 on prend $[\sigma_a] = (700 \div 800) \text{ daN/cm}^2$

soit $[\sigma_a] = 750 \text{ daN/cm}^2$; $[\sigma_a] = 7500 \text{ N/cm}^2$

$$d \geq \sqrt{\frac{10 \cdot 1655,29 \cdot 10^3}{7500}}$$

$$d \geq 6,04 \text{ cm.}$$

IV MECANISME DE DIRECTION

4.1 Paramètres initiaux.

- charge utile $Q = 6300 \text{ daN}$
- Vitesse de direction $V_d = 20 \text{ m/mn}$
- Portée $l = 25 \text{ m}$
- Facteur de marche $FM = 40\%$
- Régime de fonctionnement : II (moyen)

En plus de ces données nous avons besoin du poids du chariot (G_{ch}), du poids de la poutre maîtresse (G_p) (passerelle comprise) et du poids de la cabine P_c .

En se basant sur des données statistiques nous avons:

$$G_{ch} = 3000 \text{ daN}$$

$$G_p = 10000 \text{ daN}$$

$$P_c = 700 \text{ daN}$$

4.2 Choix du schéma cinématique.

Ce schéma cinématique a été choisi en fonction de l'encombrement réduit

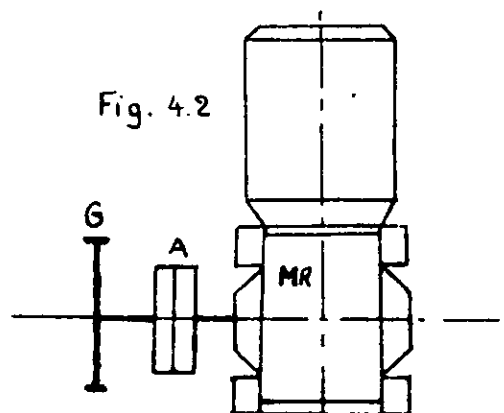
MR : Motoréducteur

A : Accouplement

G : Galet moteur

Remarque : la synchronisation des

mouvements des 2 galets moteurs sera obtenue électriquement

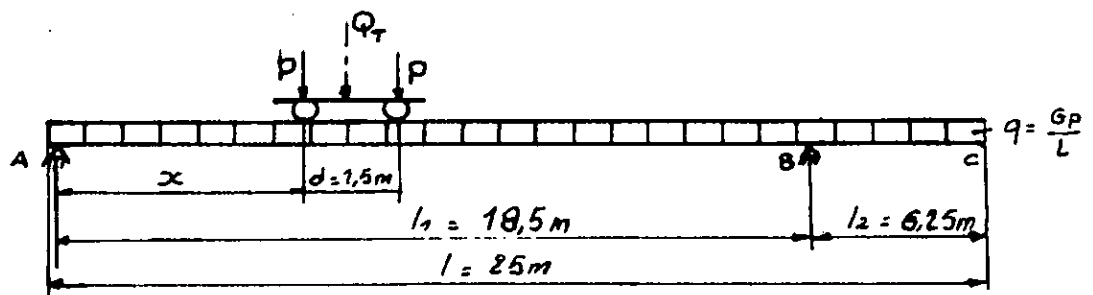


4.3. Calcul des galets

a) Dimensionnement de la poutre maitresse.

Nous commencerons par le dimensionnement de la poutre maitresse étant donné que ses dimensions entrent dans le calcul des efforts agissant sur les galets.

Lorsqu'il s'agit de grande portée, on calcule la poutre principale comme une poutre appuyée à ses extrémités, l'une des paleés est rive, construite pour résister au moment fléchissant qu'elle reçoit de la poutre maitresse, l'autre paleé de faible moment d'inertie peut se déformer.



Calcul des moments fléchissants

1) Sous l'effet de Q_r

Nous considérons le chariot entre A et B vu que le moment fléchissant est maximal entre A et B

$$P = \frac{Q_r}{2} = \frac{Gd + P_c + Q}{2}$$

$$P = \frac{3000 + 700 + 6300}{2} = 5000 \text{ daN.}$$

$$M_{I1} = R_A \cdot x \quad R_A : \text{Réaction en A}$$

$$M_{II} = \frac{P(l_1 - x) + P(l_1 - x - d)}{l_2} \cdot x$$

$$M_{f1} = \frac{P}{4} (2l_1 x - 2x^2 - xd)$$

$$M_{f1 \text{ max}} \text{ pour } x = \left(\frac{l_1}{2} - \frac{d}{4} \right)$$

$$x = \left(\frac{18,5}{2} - \frac{1,5}{4} \right) = 8,875 \text{ m}$$

$$M_{f1 \text{ max}} = \frac{5000}{18,5} (2 \times 18,5 \times 8,875 - 2 (8,875)^2 - 8,875 \times 1,5)$$

$$M_{f1 \text{ max}} = 42576 \text{ daNm.}$$

2) sous l'effet de G_p

On négligera la partie BC puisque cela constitue une marge de sécurité.

$$M_{f2} = R_D \cdot x - q \frac{x^2}{2}$$

$$M_{f2} = \frac{q l_1}{2} x - \frac{q x^2}{2} ; q = \frac{G_p}{l} = \frac{10000}{25} = 480 \text{ daN/m.}$$

$$M_{f2 \text{ max}} \text{ pour } x = \frac{l_1}{2}$$

$$x = \frac{18,5}{2} = 9,25 \text{ m}$$

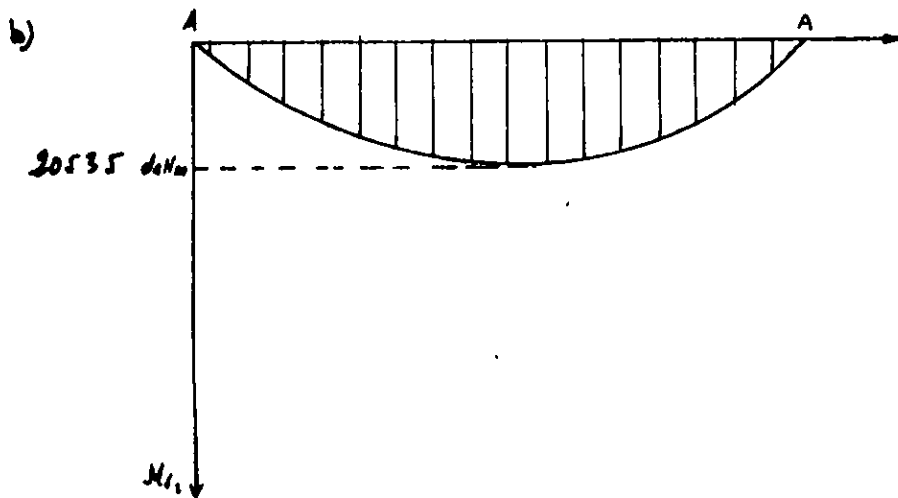
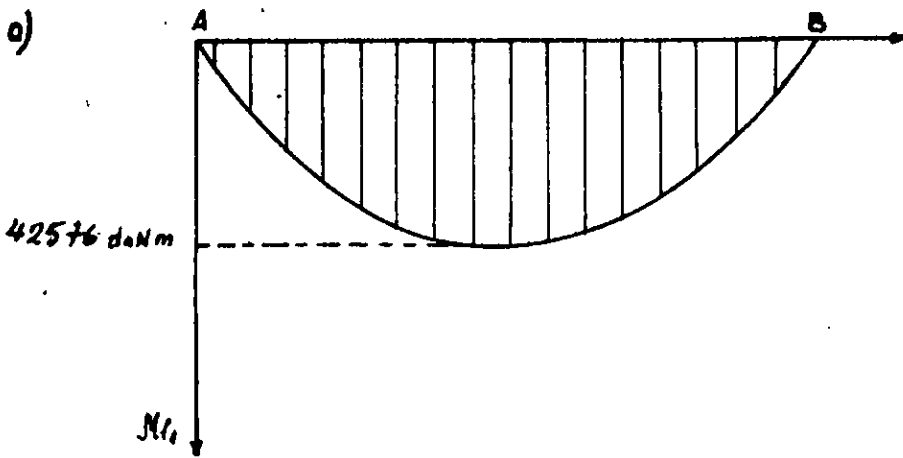
$$M_{f2 \text{ max}} = \frac{480 \times 18,5 \cdot 9,25}{2} - \frac{480 \cdot 9,25^2}{2} = 20535 \text{ daNm}$$

$$M_{f2}' \text{ pour } x = 8,875 \text{ m}$$

$$M_{f2}' = \frac{480 \cdot 18,5 \cdot 8,875}{2} - \frac{480 (8,875)^2}{2}$$

$$M_{f2}' = 20501,25 \text{ daNm.}$$

- Diagrammes des moments flechissants.



Calcul du moment fléchissant total

D'après FEM on a

$$M_{\max} = (\psi M_{1,\max} + \varphi M_{2,\max}) M ; \quad \psi : \text{Coéfficient dynamique}$$

$$\varphi : \text{Coéfficient de choc}$$

$$M : \text{Coéfficient de majoration}$$

$$\psi = 1 + \varepsilon v l ; \quad \varepsilon = 0,6 \text{ pour portique roulant}$$

$$\psi \geq 1,15 ; \text{ soit } \psi = 1 + 0,6 \cdot \frac{10}{60} = 1,1$$

$$\text{on prend } \psi = 1,15$$

$$\varphi = 1$$

$M = 1,12$ (pour notre cas de sollicitation)

d'où on a :

$$M_{fmax} = (1,15 \cdot 42576 + 20535) \cdot 1,12$$

$$M_{fmax} = 77837 \text{ daNm.}$$

Calcul du module de résistance (W_{f1})

$$W_{f1} = \frac{M_{fmax}}{\sigma_f}$$

σ_f : contrainte de flexion admissible.

D'après (2) page 275 on a :

$$\sigma_f = 1,4 \cdot 10^7 \text{ daN/m pour A37S}$$

$$W_{f1} = \frac{77837}{1,4 \cdot 10^7} = 0,0056 \text{ m}^3.$$

$$W_{f1} = 0,0056 \text{ m}^3$$

Now allons calculer le module de résistance de la section (W_{f2}) de la poutre principale.

on doit avoir ($W_{f2} > W_{f1}$)

Remarque :

Le dimensionnement de la poutre maîtresse sera fait de telle sorte à satisfaire la condition de résistance de la poutre et à avoir les réactions des gâtes acceptables.

Calcul du module de résistance de la section de la poutre principale.

d'après (9) p. 68 on a :

$$H = \left(\frac{1}{12} \div \frac{1}{18} \right) l_2$$

Soit $H = 1,1m$

$$e \geq 0,006 H$$

Soit $e = 8mm$

$$e_1 = 7mm \text{ et } e_2 = 9mm$$

et $B = 0,5m$.

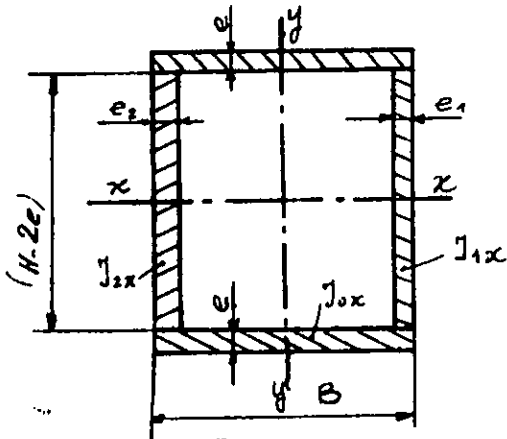


Fig. 4-3

Remarque : La hauteur H est choisie assez élevée de telle sorte à diminuer les efforts agissant sur les galets de guidage.

$$W_2 f = \frac{J_{xx}}{H/2} \text{ avec } J_{xx} = J_{1xx} + 2J_{0xx} + J_{2xx}$$

$$W_2 f = \left[\frac{e_1 (H-2e)^3}{12} + 2 \left[\frac{Be^3}{12} + Be \left(\frac{H-e}{2} \right)^2 \right] + \frac{e_2 (H-2e)^3}{12} \right] \frac{2}{H}$$

$$W_2 f = \frac{4}{3H} \left[\frac{(e_1 + e_2) (H-2e)^3}{2} + 3Be (H-e)^2 + Be^3 \right]$$

$$W_2 f = \frac{4}{3 \times 1,1} \left[\frac{(9,007 + 9,009) (1,1 - 2 \times 0,008)^3}{2} + 3 \times 0,5 (1,1 - 0,008)^2 + 0,5 \cdot (0,008)^3 \right]$$

$$W_2 f = 0,0074 m^3 \text{ Donc on a } W_2 f > W_{f1}$$

Vérification de la flèche (f)

La flèche totale (f) doit être inférieure ou égale à la flèche admissible (f_0) : $f_0 = \frac{1}{200} l_2$.

$$f = f_1 + f_2$$

f_1 : flèche due à la charge roulante

f_2 : flèche due à G_p .

$$f_1 = \frac{Q_l L^3}{48 E I}$$

$$f_1 = \frac{10000 \cdot (0,2)^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,0041} = 1,53 \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

$$f_2 = \frac{5 G_p L^4}{384 l E I}$$

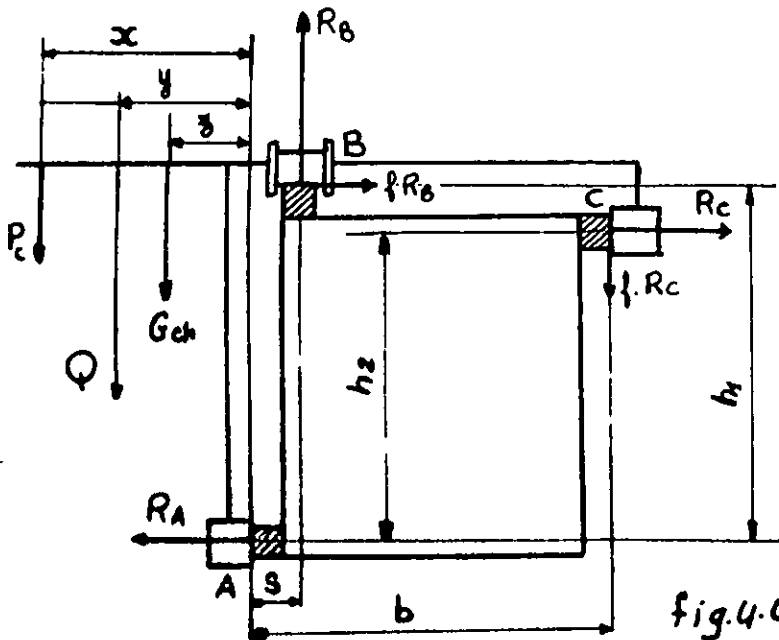
$$f_2 = \frac{5}{384} \frac{10000 \cdot (18,5)^4}{25 \cdot 2,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,0041} = 0,71 \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

$$\text{Soit } f = [(1,53) + 0,71] \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

$$f = 2,24 \text{ cm}$$

Ce qui correspond à $f = \frac{L_1}{826} < \frac{L_1}{700}$.

b) Calcul des efforts agissant sur les galets



$$x = 2 \text{ m}$$

$$y = 0,6 \text{ m}$$

$$z = 0,3 \text{ m}$$

$$h_2 = 1,055 \text{ m}$$

$$b = 0,59 \text{ m}$$

$$S = 0,0675 \text{ m}$$

$$h_1 = 1,1225 \text{ m}$$

fig.4.4

Les 3 rails sont choisis de section carrée
soit de faible hauteur (45x45)

$$R_B = \frac{P_c (b + \frac{h_2}{f} - x) + Q (b + \frac{h_2}{f} - y) + G_{ch} (b + \frac{h_2}{f} - z)}{(b + s + \frac{h_2}{f} - f h_1)}$$

$$R_c = [P_c + Q + G_{ch} - R_B] \frac{1}{f}$$

$$R_A = R_c + f R_B$$

On remarque que pour avoir des réactions (R_A et R_c) assez petites il est nécessaire d'avoir h_2 assez grand (ce qui a été pris en considération lors du dimensionnement de la section de la poutre maîtresse), et s plus petit soit en prenant des rails carrés autrement dit de faible hauteur.

$$R_B = \frac{700(0,59 + \frac{1,055}{0,12} - 2) + 6300(0,59 + \frac{1,055}{0,12} - 0,6) + 3000(0,59 + \frac{1,055}{0,12} - 0,30)}{(0,59 + \frac{1,055}{0,12} + 0,0675 - 0,12 \times 1,1225)}$$

$$R_B = 9421 \text{ daN}$$

$$R_c = [700 + 6300 + 3000 - 9421] \frac{1}{0,12}$$

$$R_c = 4825 \text{ daN}$$

$$R_A = 4825 + 0,12 \cdot 9421$$

$$R_A = 5956 \text{ daN.}$$

En négligeant les frottements on aura :

$$R_B = Q + G_{ch} + P_c$$

$$R_B = 6300 + 3000 + 700 = 10000 \text{ daN}$$

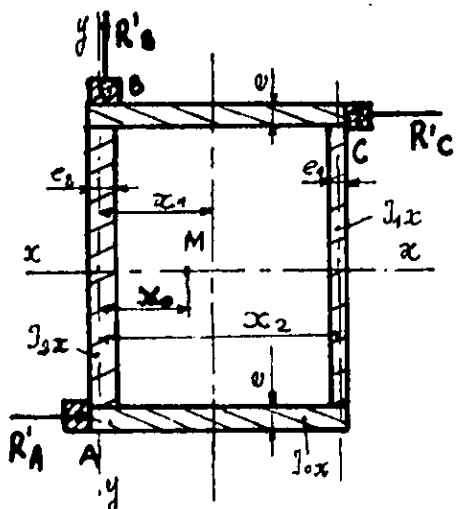
$$R_B = 10000 \text{ daN.}$$

$$\text{et } R_A = R_C = \frac{P_c \cdot x + Q \cdot y + G \cdot h \cdot 3 + R_B \cdot 5}{h_c}$$

$$R_A = R_C = \frac{700 \cdot 2 + 6300 \cdot 0,6 + 3000 \cdot 0,3 + 10000 \cdot 0,0675}{1,055}$$

$$R_A = R_C = 6402,84 \text{ daN.}$$

c) Calcul de la contrainte de torsion.



M : centre de torsion.

Détermination de la position du centre de torsion.

$$x_0 = \frac{\sum J_{xxi} \cdot x_i}{\sum J_{xxi}} \quad : \quad x_i : \text{position du centre de gravité des âmes et des semelles par rapport à l'axe } y y.$$

$$x_0 = \frac{2 J_{0x} \cdot x_1 + J_{1x} \cdot x_2}{J_{0x}}$$

$$x_0 = \frac{2 \left[\frac{J_{xx}}{12} + B e \left(\frac{H-2e}{2} \right)^2 \right] \cdot x_1 + \frac{(H-2e) \cdot e_1 \cdot x_2}{12}}{J_{0x}}$$

$$x_1 = 24,5 \text{ cm}$$

$$x_2 = 48,1 \text{ cm.}$$

$$J_{xx} = W_{ef} \cdot \frac{H}{2} = 0,0074 \times \frac{1,1}{2} = 0,0041 \text{ m}^4$$

$$x_0 = \frac{1}{0,0041} \frac{2 \left[\left(\frac{50 \cdot 0,8^3}{12} \right) + 50 \times 0,9 \times \left(\frac{110 - 2 \times 0,8}{2} \right)^2 \cdot 24,5 + \frac{(110 - 0,8)^3}{12} \cdot 40,7 \right]}{1}$$

$$x_0 = 23,48 \text{ cm}$$

Calcul de la contrainte de torsion.

$$\tau = \frac{M_t}{b h e} ; M_t: \text{Moment de torsion.}$$

$$M_t = R_B \cdot \left(x_0 - \frac{r}{2} \right) + R_A (H - 2e)$$

$$M_t = 10000 \left(23,48 - \frac{4,5}{2} \right) + 6402,84 (110 - 16)$$

$$M_t = 906367,86 \text{ daN.cm}$$

$$\tau = \frac{906367,86}{2 \times 50 \cdot 110 \cdot 0,7}$$

$$\tau = 117,7 \text{ daN/cm}^2$$

$$\tau = 1,18 \text{ daN/mm}^2$$

c) Choix des galets et des rails.

Ce choix se fait en fonction de la charge maximale sur un galet (R_{max}), de la vitesse de direction et du régime de fonctionnement.

Pour les 2 galets moteurs on a :

$$R_{max} = 10000 : 2 = 5000 \text{ daN.}$$

pour les quatre autres galets de guidage on a :

$$R'_{max} = 6402,84 : 2 = 3201,42 \text{ daN.}$$

Comme il a été prévu déjà Les rails seront carrés de façon à diminuer les réactions R_A et R_C

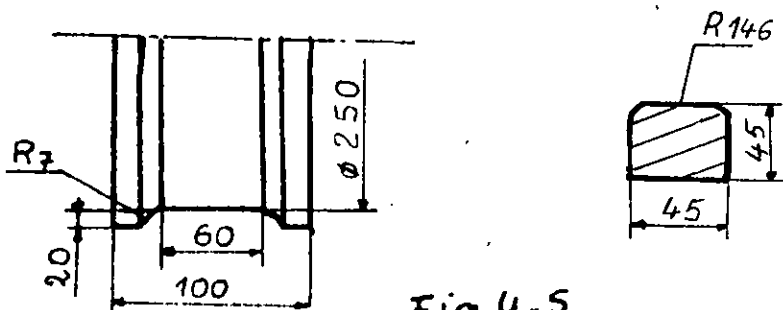


Fig. 4-5

Remarques : Les galets de guidage seront dépourvus de boudins.

Calcul de la contrainte de contact ponctuel (σ)

$$\sigma = K \sqrt[3]{R_e \cdot E^2_{\text{moy}} / R^2_{\text{max}}}$$

K : Coefficient du rapport des rayons de contact

R_e : charge équivalente.

$$R_e = K_1 \cdot K_2 \left(\frac{R_B}{2} \right)$$

$$\text{pour } \frac{R_2}{R_1} = \frac{125}{146} = 0,856 \Rightarrow K = 0,41$$

K_1 : coefficient tenant compte du fait que le galet peut être chargé par Q_T ou par $(G_{ct} + P_c)$ seulement

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

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{6300}{700 + 3000} \right)^3} \right]}$$

$$K_1 = 0,84.$$

K_2 : Coefficient dépendant du régime de fonctionnement.

$$K_2 = 1,2$$

$$R_e = 0,84 \times 1,2 \times 5000 = 5040 \text{ daN.}$$

$$\sigma = 0,41 \sqrt[3]{\frac{5040 (2,1 \cdot 10^{10})}{(0,146)^2}} = 1,93 \cdot 10^8 \text{ daN/m}^2.$$

$$\sigma = 1930 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

On choisira donc un acier XC 50 ayant les caractéristiques suivantes:

σ_a : contrainte admissible de contact ponctuel.

$$\sigma_a = 2200 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

et une dureté Brinell HB = 400.

4-4 Calcul des résistances au mouvement (W)

$$W = (1 + K) W_h + W_v.$$

W_h : Résistance due au mouvement horizontal.

W_v : Résistance due au vent.

K : Coefficient tenant compte des frottements
lateraux entre les rails et les galets et des
défauts d'horizontalité.

$K = (0,6 \div 0,8)$ soit on prend :

$$K = 0,7.$$

$$W_h = (R_A + R_c + R_b) \left(\frac{S + f \cdot r}{R_g} \right)$$

d'après (4) p. 12 on a :

R_g : rayon du galet

f : Coefficient de frottement

$f = 0,0015$ pour galets montés sur roulements

S : paramètre de roulement

$S = 0,03 \div 0,08$ cm ou prend : $S = 0,05$ cm.

r : rayon de l'axe du galet

$$r = (0,2 \div 0,3) R_g$$

$$\text{Soit : } r = 0,24 \cdot R_g = 0,24 \times 12,5$$

$$r = 3 \text{ cm.}$$

$$W_h = (10000 + 2 \times 6402,84) \left(\frac{0,05 + 0,0015 \times 3}{12,5} \right)$$

$$W_h = 99,43 \text{ daN}$$

$$W_v = q \cdot c \cdot S$$

q: pression dynamique du vent.

c: coefficient aérodynamique

S: surface du chariot et de la charge exposée au vent.

d'après (4) p. 14 on prend $q = 15 \text{ daN/m}^2$

d'après (2) p. 24 on a:

$c = 1,2$ pour surfaces unies.

S_{ch} : surface du chariot (avec cabine)

$$S_{ch} = 5 \text{ m}^2$$

$$S_{charge} \approx 3,5 \text{ m}^2.$$

$$\text{Soit } W_v = 15 \cdot 1,2 \cdot 8,5 = 153 \text{ daN}$$

$$\text{et } W = (1 + 0,7) \times 99,4 + 153 = 322 \text{ daN}$$

$$W = 3220 \text{ N}$$

4-5. Choix du moteur réducteur

a) Choix du moteur

Pour le mécanisme de direction on choisira un moteur à rotor en court circuit (CAG)

vu que la puissance statique est petite

donc l'importance de démarrage ne sera pas

très grande.

De plus ce type de moteur présente les avantages suivants: simplicité de construction, Robustesse, encombrement réduit, peu d'entretien donc un prix de revient très petit.

Calcul de la puissance statique: (P)

$$P = \frac{W \cdot V_d}{1000 \cdot \eta} \quad \eta: \text{rendement du mécanisme de direction:}$$

on adopte $\eta = 0,85$

$$P = \frac{3220 \cdot \left(\frac{20}{60}\right)}{1000 \times 0,85} = 1260 \text{ W}$$

$$P = 1,26 \text{ kW.}$$

On choisira 2 moteurs frein Leroy-Sower LS 90S₂ ayant les caractéristiques suivantes

| | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| Puissance nominale | $P_n = 0,75 \text{ kW}$ |
| vitesse nominale | $N_{lu} = 910 \text{ tr/min}$ |
| Intensité' sous 220V | $I_N = 3,46 \text{ A}$ |
| Intensité' sous 380V | $I_N = 2 \text{ A}$ |
| Intensité' de démarrage/int. nominal | $I_D/I_N = 4,1$ |
| Moment de démarrage/Mom. nominal | $M_D/M_n = 1,87$ |
| Moment maximal / Moment nominal | $M_{\max}/M_n = 1,89$ |
| Moment d'Inertie | $I = 0,0387 \text{ kg/m}^2$ |
| Masse | $M_{uf} = 23 \text{ kg.}$ |

Tab. 4.1

b) choix du réducteur :

$$i_m = \frac{N_m}{N_g} \quad ; \quad N_g: \text{vitesse de rotation du galet.}$$

$$N_g = \frac{v_d}{\pi \cdot d_g} = \frac{20}{\pi \cdot 0,25} = 25,46 \text{ tr/mn.}$$

$$N_g = 25,46 \text{ tr/mn.}$$

$$i_m = \frac{910}{25,46} = 35,74 \text{ tr/mn.}$$

on choisira un réducteur Mécabloc à roue et vis sans fin C, b15 de

| |
|---------------------------------------|
| $i_R = 36,4$ $m_R = 32 \text{ kg}$ |
|---------------------------------------|

Tab. 4.2.

c) Erreur sur le rapport de réduction.

$$\Delta i = 100 \left| \frac{i_m - i_R}{i_m} \right| = \left| \frac{35,74 - 36,4}{35,74} \right|$$

$$\Delta i = 1,8\%$$

4-6. Choix de l'accouplement :

$$M_a \geq K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{W R_2}{2 \eta}$$

$$M_a \geq \frac{1,1 \cdot 1,2 \cdot 3220 \cdot 0,125}{2 \cdot 0,85}$$

$$M_a \geq 312,5 \text{ Nm.}$$

On choisit un accouplement élastique CH₃ d'après BDS 2441-71 ayant les caractéristiques suivantes

| | |
|---------------------------|--------------------------------|
| N maximal admissible | $N_{max} = 3000 \text{ t/min}$ |
| Couple maximal admissible | $C_{max} = 460 \text{ Nm}$ |
| masse | $m_{acc} = 13,46 \text{ Kg}$ |
| Moment d'inertie | $I_{acc} = 0,04 \text{ kgm}^2$ |

Tab. 4.3

4.7 Vérification de la dynamique du mécanisme de direction.

4.7-1 Démarrage en pleine charge.

Pour éviter le balancement de la charge pendant le démarrage il faut que l'accélération de démarrage $[a_d]$ soit inférieure à l'accélération maximale admissible qui est $[a] = 0,3 \text{ m/s}^2$ dans notre cas soit pour un portique destiné au chargement et au déchargement de marchandise.

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

$$M_d = M_s + M_{dyn} = M_s + \frac{I \omega}{t_d}$$

$$\text{soit } t_d = \frac{I \omega}{M_d \cdot M_s}$$

M_d : Moment moyen de démarrage

M_s : Moment statique

t_d : temps de démarrage

$$M_d = 2 \times (1,87 M_n)$$

$$M_n = \frac{P}{\omega}$$

$$\omega = \frac{\pi N_m}{30} = \frac{\pi 970}{30} = 95,29 \text{ rd/s}$$

$$M_n = \frac{750}{95,29} = 7,87 \text{ Nm}$$

$$M_d = 2 \times 1,87 \times 7,87 = 29,43 \text{ Nm}$$

$$M_d = 29,43 \text{ Nm}$$

$$M_s = \frac{W R_g}{i_R \cdot \eta}$$

$$M_s = \frac{3220 \cdot 0,125}{36,4 \cdot 0,85} = 13 \text{ Nm}$$

$$M_s = 13 \text{ Nm}$$

$$I = \Delta (2 I_{mf} + I_{acc}) + \frac{Q_T V_d'^2}{\omega^2 \cdot \eta \cdot g}$$

V_d' : vitesse de direction corrigée.

$$V_d' = \frac{\pi D_g \cdot N_m}{i_R} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 970}{36,4} = 19,63 \text{ m/mn}$$

$$V_d' = 0,327 \text{ m/s}$$

g : accélération de la pesanteur.

$$I = 1,12 (2 \times 0,0387 + 0) + \frac{100000 \cdot (0,327)^2}{(95,29)^2 \cdot 0,85 \cdot 9,81}$$

$$I = 0,2279 \text{ kg m}^2$$

$$\text{Soit } t_d = \frac{0,2279 \times 95,29}{29,43 - 13}$$

$$t_d = 1,32 \text{ s.}$$

$$\text{et } a_d = \frac{v_d}{t_d} = \frac{0,327}{1,32} = 0,25 \text{ m/s}^2$$

$$a_d = 0,25 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,3 \text{ m/s}^2.$$

4.7-2 Freinage en pleine charge et choix du frein.

Cette vérification nous permet de calculer le moment maximal de freinage: (M_f)

$$M_f \leq M'_{\text{dyn}} - M'_s = I' \omega [a] - M'_s.$$

$$I' = \Delta (2 \cdot I_{mf}) + \frac{D_T \cdot v'_d{}^2 \cdot \eta}{\omega^2 \cdot g}$$

$$I' = 1,12 (2 \times 0,0387) + \frac{100000 \cdot (0,327)^2 \cdot 0,85}{(95,29)^2 \cdot 9,81}$$

$$I' = 0,1878 \text{ kg m}^2.$$

$$M'_s = \frac{W D_g \cdot \eta}{2 \cdot r_R}$$

$$M'_s = \frac{3220 \cdot 0,25 \cdot 0,85}{2 \times 36,4} = 9,40 \text{ mN}$$

$$M'_s = 9,4 \text{ mN.}$$

$$M'_{dyn} = 0,1878 \frac{95,29 \times 0,3}{0,327}$$

$$M'_{dyn} = 76,42 \text{ Nm}$$

$$M_f \leq 16,42 - 9,40 = 7,02 \text{ Nm}$$

$$M_f \leq 7,02 \text{ Nm}$$

Donc on choisira des freins à disques à 2 faces ayant un couple de freinage de
Chacun de ces 2 freins sera réglée à la valeur $\frac{M_f}{2}$ soit 3,5 Nm.

4-7-3 Démarrage à vide

Pour que le chariot puisse démarrer à vide il faut que la relation suivante soit vérifiée.

$$M_d \leq M_{os} + M'_{dyn} = M_{os} + I_0 \frac{\omega [a_{max d}]}{v'd}$$

d'indice (o) indique que les calculs se font à vide.

[a_{max d}] : accélération maximale de démarrage imposée par la condition de non patinage.

A partir de la relation fondamentale de la dynamique on trouve :

$$[a_{max d}] = g \left[\frac{F - W_{oh} (1 - K) - W_{ov}}{(G_c + P_c)} \right]$$

F : Force résistant au patinage

F = R_{oB} f ; R_{oB} : Réactions de galets moteurs à vide

f : Coefficient de frottement du galet sur le rail.

$$R_{OB} = G_{ch} + P_c = 3000 + 700 = 3700 \text{ daN}$$

$$R_{OB} = 37000 \text{ N.}$$

$$F = 37000 \times 0,12 = 4440 \text{ N.}$$

W_{oh} : Résistance au mouvement d'vide.

$$W_{oh} = \frac{(R_{OA} + R_{OB} + R_{OC}) (S + f \cdot r)}{R_g}$$

$$R_{OA} = R_{OB} = \frac{P_c \cdot x + G_{ch} \cdot y + R_{OB} \cdot S}{R_2}$$

$$R_{OA} = R_{OB} = \frac{700 \times 2 + 3000 \times 0,3 + 3700 \times 0,675}{1,055}$$

$$R_{OA} = R_{OB} = 2417 \text{ daN} \quad (24170 \text{ N})$$

$$W_{oh} = (2 \times 2417 + 3700) \left(\frac{0,05 + 0,0015 \times 3}{12,5} \right)$$

$$W_{oh} = 37 \text{ daN.}$$

W_{ov} : Résistance d'vide due au vent.

$$W_{ov} = q \cdot c \cdot S_o \quad ; \quad S_o: \text{Surface du chariot (avec cabine)}$$

$$W_{ov} = 15 \times 1,2 \times 5 = 90 \text{ daN}$$

$$[a_{max d}] = \frac{[4440 - (1 - 0,7) \cdot 370 - 900] \times 9,81}{37000}$$

$$[a_{max d}] = 0,91 \text{ m/s}^2.$$

$$M_{os} = \frac{W_o \cdot D_g}{2 \cdot i \cdot R \cdot \eta}$$

W_o : Résistance totale au mouvement

$$W_o = (1 + K) W_{oh} + W_{ov}$$

$$W_0 = (1 + 0,7) \cdot 370 + 900$$

$$W_0 = 1529 \text{ N.}$$

$$M_{0s} = \frac{1529 \cdot 0,25}{2 \times 36,4 \times 0,85} = 6,18 \text{ Nm}$$

$$M_{0s} = 6,18 \text{ Nm.}$$

$$M_{\text{odyn}} = \frac{I_0 \omega [a_{\text{max}d}]}{v'd}$$

$$I_0 = \Delta (2 \times I_{mf}) + \frac{(G_{ch} + P_c) \cdot v'd^2}{\omega^2 \cdot \eta \cdot g}$$

$$I_0 = 1,12 (2 \times 0,0387) + \frac{37000 \cdot (0,327)^2}{(95,29)^2 \cdot 0,85 \cdot 9,81}$$

$$I_0 = 0,1390 \text{ kg m}^2.$$

$$M_{\text{odyn}} = \frac{0,1390 \cdot 95,29 \times 0,91}{0,327}$$

$$M_{\text{odyn}} = 36,86 \text{ Nm}$$

$$M_d \leq 6,18 + 36,86 = 43,04 \text{ Nm}$$

Ce qui est vérifié puisque $M_d = 29,43 \text{ Nm}$.

4.7.4. Freinage à vide.

Le moment de freinage (à vide) ne doit pas faire dépasser l'accélération maximale admissible.

$$M_f \leq M_{\text{odyn}} - M_{0s} = \frac{I_0 \omega [a_{\text{max}f}]}{v'd} - M_{0s}$$

$[a_{\text{max}f}]$: Accélération maximale de freinage imposée par la condition de non patinage.

$$[a_{\max f}] = \frac{[F + (1-k)W_{oh} - W_{or}]g}{P_c + G_{ch}}$$

$$[a_{\max f}] = \frac{[4440 + (1-0,7)370 - 900] \cdot 9,81}{37000}$$

$$[a_{\max f}] = 0,97 \text{ m/s}^2.$$

$$I_0' = 1,12 (2 \times 0,0387) + \frac{37000 \cdot (0,323)^2 \cdot 0,85}{(95,29)^2 \times 9,81}$$

$$I_0' = 0,1245 \text{ kg m}^2.$$

$$M'_{\text{dyn}} = \frac{0,1245 \cdot 95,29 \cdot 0,97}{0,327} = 35,15 \text{ Nm}.$$

$$M_{\text{dyn}} = 35,15 \text{ Nm}.$$

$$M'_{\text{os}} = \frac{W_o \cdot D_g \cdot \eta}{2 \nu R}$$

$$M'_{\text{os}} = \frac{1529 \cdot 0,25 \cdot 0,85}{2 \times 36,4} = 4,46 \text{ Nm}.$$

$$M_{\text{os}} = 4,46 \text{ Nm}.$$

$$\text{Soit } M_f \leq 35,15 - 4,46 = 30,69 \text{ Nm}$$

Ce qui est vérifié puisque $M_f = 7,02 \text{ Nm}$.

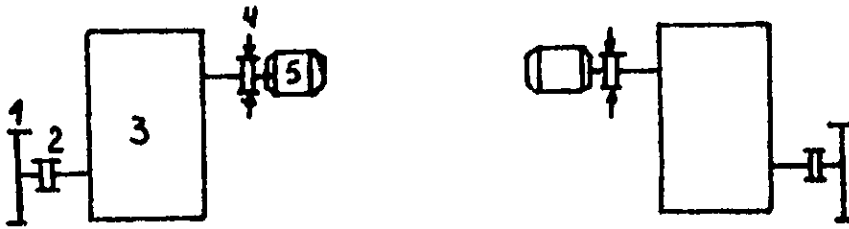
V MECANISME DE TRANSLATION

5.1 Paramètres initiaux.

| | |
|--------------------------|-------------------------|
| Charge utile | $Q = 6300 \text{ daN}$ |
| vitesse de translation | $V_T = 50 \text{ m/mn}$ |
| Régime de fonctionnement | II (moyen) |
| Facteur de marche | $FM = 40\%$ |

5.2 choix du schéma cinématique

On choisira le schéma cinématique suivant.



1. Galet moteur
2. Accouplement
3. Réducteur
4. Frein
5. Moteur

La synchronisation des mouvements des 2 galets moteurs sera réalisée électriquement.

5.3 calcul des galets

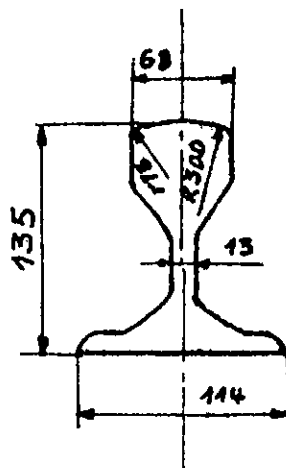
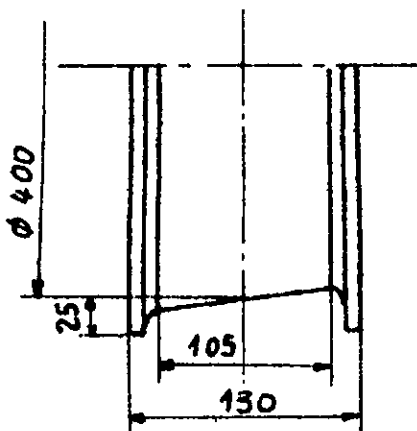
$$R_{max} = \frac{Q_T}{2} + \frac{P_T}{4}$$

P_T : poids du portique sans le chariot

$$R_{max} = \frac{10000}{2} + \frac{30000}{4} = 12500 \text{ daN}$$

$$R_{max} = 12500 \text{ daN}$$

On choisit les galets et rails suivants d'après BS 1610-72.



Calcul de la contrainte de contact.

$$\sigma = k \sqrt[3]{\frac{R_e \cdot E^2_{moy}}{r^2_{max}}}$$

k : Coefficient du rapport des rayons de contact

$$\text{pour } R_g/R = \frac{200}{300} = 0,667$$

$$\text{on a } k = 0,458$$

R_e : charge équivalente.

$$R_e = K_1 \cdot K_2 \cdot R_{max}$$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{6ch + P_T + P_C} \right)^3} \right]}$$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{6300}{\left(1 + \frac{6300}{3000 + 30000 + 700} \right)^3} \right]}$$

$$K_1 = 0,97$$

K_2 : Coefficient de régime de fonctionnement

$$K_2 = 1,2$$

$$R_e = 0,97 \cdot 1,2 \cdot 12500 = 14550 \text{ daN}$$

$$E_{moy} = E = 2,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$r_{max} = R_r = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m.}$$

$$\text{d'où } \sigma = \sqrt[3]{\frac{14550 (2,1 \cdot 10^{10})^2}{(0,3)^2}} = 1,90 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

Donc on choisira un acier XC 50 ayant les caractéristiques

Suivantes : Contrainte admissible de contact σ_a

$$\sigma_a = 2200 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

et de dureté Brinell HB=400

Remarque: Pour une question de temps limitée on se contente de la détermination des galets. En ce qui concerne la détermination des autres éléments la méthode de calcul est identique à celle du chapitre IV

R_e : charge équivalente.

$$R_e = K_1 \cdot K_2 \cdot R_{max}$$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G_{ch} + P_T + P_c} \right)^3} \right]}$$

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{6300}{3000 + 30000 + 700} \right)^3} \right]}$$

$$K_1 = 0,97$$

K_2 : Coefficient de régime de fonctionnement

$$K_2 = 1,2$$

$$R_e = 0,97 \cdot 1,2 \cdot 12500 = 14550 \text{ daN}$$

$$E_{moy} = E = 2,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$r_{max} = R_r = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m.}$$

$$\text{d'où } \sigma = \sqrt[3]{\frac{14550 (2,1 \cdot 10^{10})^2}{(0,3)^2}} = 1,90 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

Donc on choisira un acier XC 50 ayant les caractéristiques

Suivantes : Contrainte admissible de contact σ_a

$$\sigma_a = 2200 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

et de dureté Brinell $HB = 400$

Remarque : Pour une question de temps limitée on se contente de la détermination des galets. En ce qui concerne la détermination des autres éléments la méthode de calcul est identique à celle du chapitre IV

CONCLUSION

La construction d'un portique ou de tout appareil de levage nécessite la collaboration de plusieurs spécialistes.

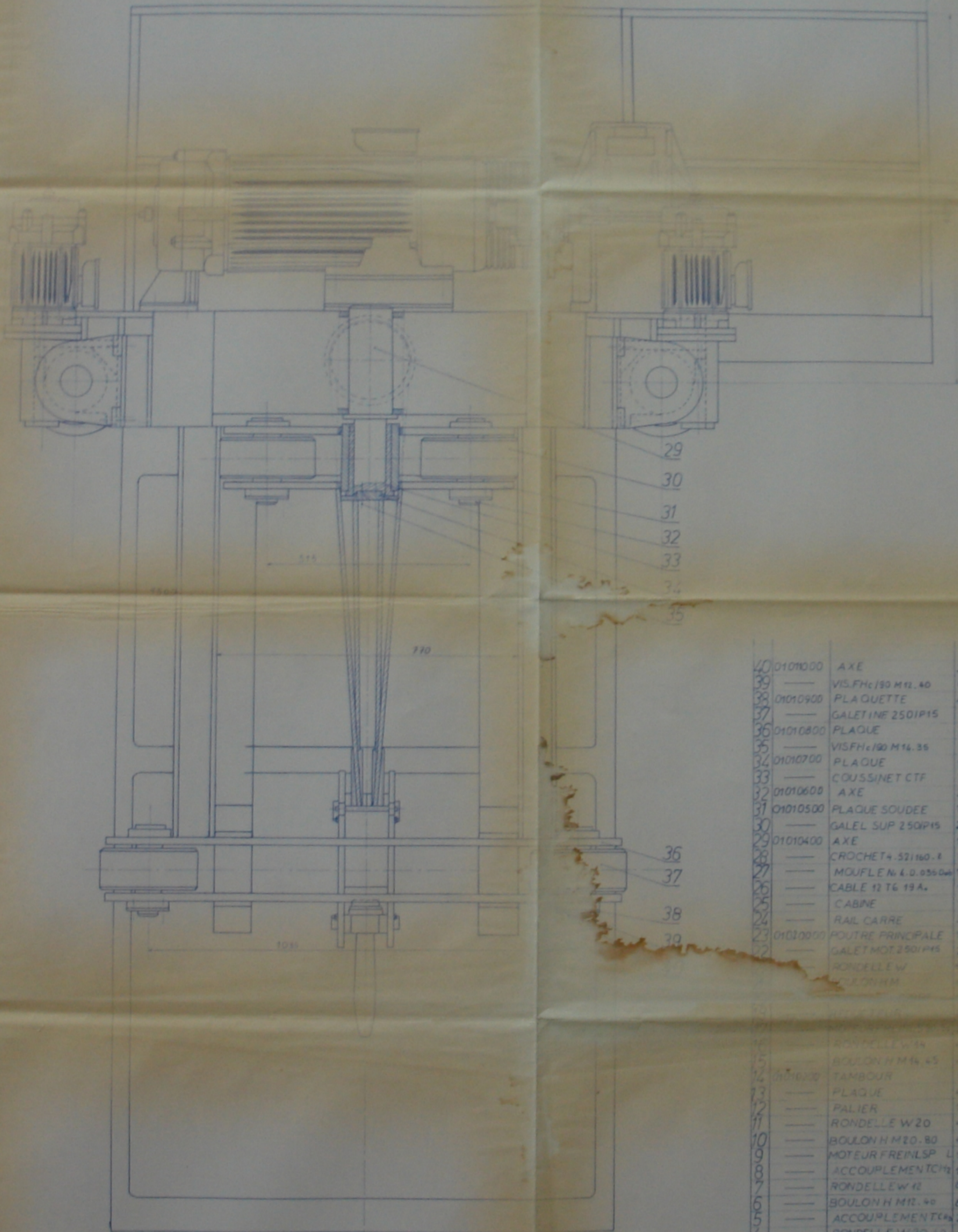
Le manque de temps, l'absence de documentations techniques spécialisées est l'un des problèmes majeurs rencontrés dans cette étude.

Dans cette étude on s'est limité à la détermination des mécanismes de levage, de direction et de translation.

BIBLIOGRAPHIE

1. Appareils de levage : cours CMII
IVAN ENPA 1981
2. Les appareils de levage TOME I
Principe et éléments de Construction
HELMUT ERNEST EYROLLES 1962
3. Les appareils de Levage TOME II
HELMUT ERNEST EYROLLES 1962
4. Eléments de Construction TOME VIII
LEMASSON et TOURANCHEAU DUNOD 1966
5. Catalogue Moteur frein
LEROY-SOMER
6. Les engins de levage TOME I
J. GILLEMANN DUNOD 1972
7. Guide du dessinateur industriel
A. CHEVALIER
8. Guide d'élaboration de projets
d'appareils de levage
I KOLAROV EDITION TECHNIQUE
SOFIA 1978
9. Norme ZAKLADOWE TOME II
WARSAWA 1974
10. Construction métallique TOME III
G. LEMASSON DUNOD 1966

2400



| | | | | | | |
|----|----------|-------------------------|---|---------|--------|---------|
| 40 | 0101000 | AXE | 2 | | | |
| 39 | --- | VIS.FHc 190 M 12.40 | 8 | | | |
| 38 | 01010900 | PLAQUETTE | 4 | | | |
| 37 | --- | GALET INF 250IP15 | 2 | | | |
| 36 | 01010800 | PLAQUE | 2 | | | |
| 35 | --- | VIS.FHc 190 M 14.35 | 2 | | | |
| 34 | 01010700 | PLAQUE | 1 | | | |
| 33 | --- | COUSSINET CTF | 1 | | | |
| 32 | 01010600 | AXE | 2 | | | |
| 31 | 01010500 | PLAQUE SOUDEE | 1 | | | |
| 30 | --- | GALET SUP 250IP15 | 2 | | | |
| 29 | 01010400 | AXE | 1 | | | |
| 28 | --- | CROCHET 4 521160.2 | 1 | 9.6 | | |
| 27 | --- | MOUFLE N° 4. D. 0.0560m | 1 | 52 | | |
| 26 | --- | CABLE 12 T6 19A. | 1 | | | |
| 25 | --- | CABINE | 1 | | | |
| 24 | --- | RAIL CARRE | 3 | | | |
| 23 | 01010010 | POITRE PRINCIPALE | 1 | | A 325 | |
| 22 | --- | GALET MOT 250IP15 | 2 | | | |
| 21 | --- | RONDELLE W | 4 | | | |
| 20 | --- | BLOUON H M | 4 | | | |
| 19 | --- | RONDELLE W 14 | 4 | | | |
| 18 | --- | BOULON H M 14.45 | 4 | | | |
| 17 | 01010300 | TAMBOUR | 1 | | A 48 M | |
| 16 | --- | PLAQUE | 4 | 0358140 | | |
| 15 | --- | PALIER | 1 | | | |
| 14 | --- | RONDELLE W 20 | 4 | | | |
| 13 | --- | BOULON H M 20.80 | 4 | | | |
| 12 | --- | MOTEUR FREINLSP | 1 | 190 | | |
| 11 | --- | ACCOUPLLEMENTCH | 1 | 7.19 | | |
| 10 | --- | RONDELLE W 42 | 8 | | | |
| 9 | --- | BOULON H M 12.40 | 8 | | | |
| 8 | --- | ACCOUPLLEMENTCH | 2 | 15.4 | | |
| 7 | --- | RONDELLE W 20.40 | 4 | | | |
| 6 | --- | BOULON H M 20 | 4 | | | |
| 5 | --- | REDUCTEUR | 1 | 258 | | 2 V 425 |
| 4 | --- | CHASSIS | 1 | | | |
| 3 | --- | | | | | |
| 2 | --- | | | | | |
| 1 | 01010100 | CHASSIS | 1 | | | |

Amolo 82
- 1 -

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

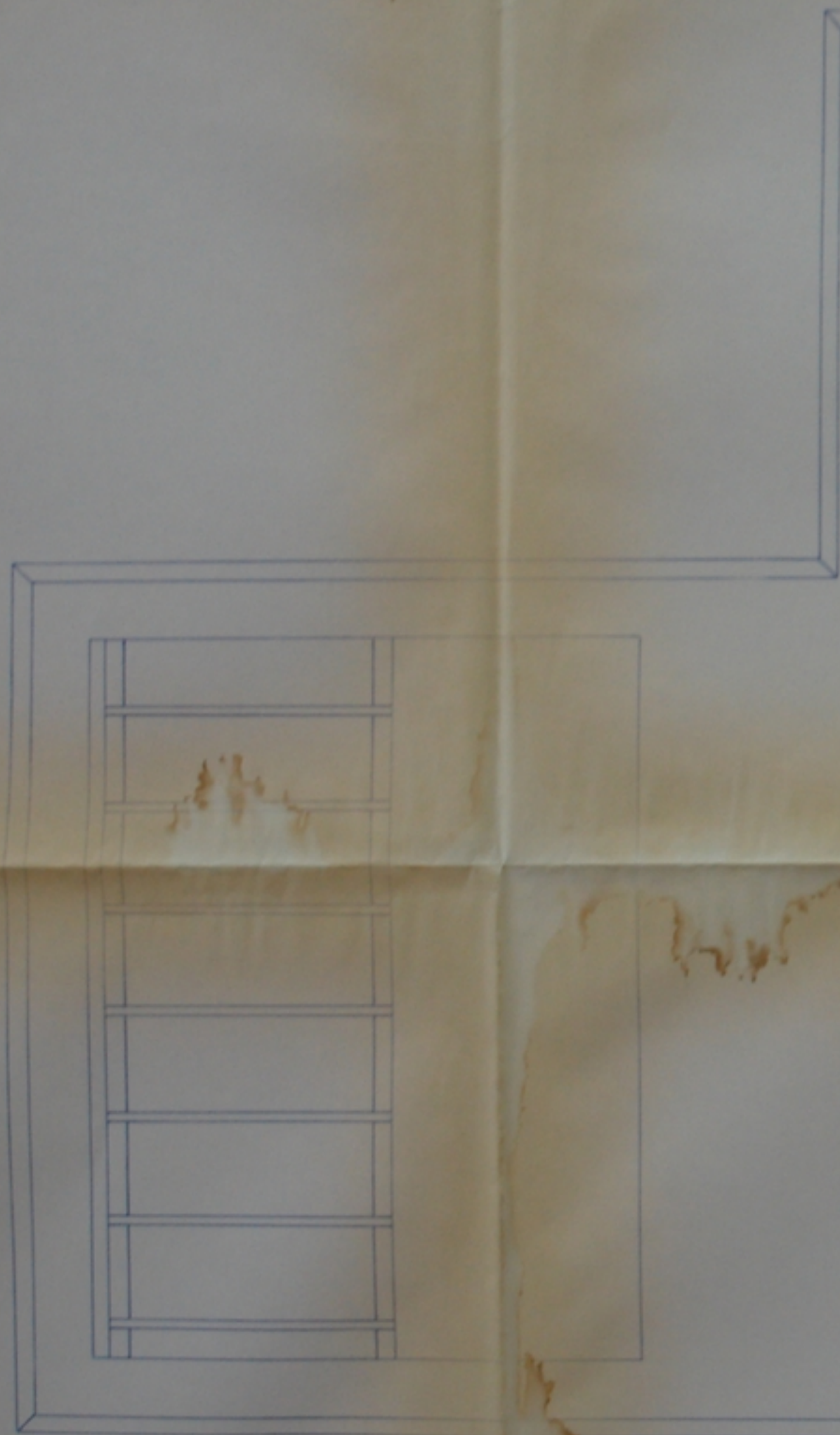
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

CHARIOT

ENPA

REP. MECANIQUE

POIN. 10



1 2 3



4

B

14

12

10

11

9

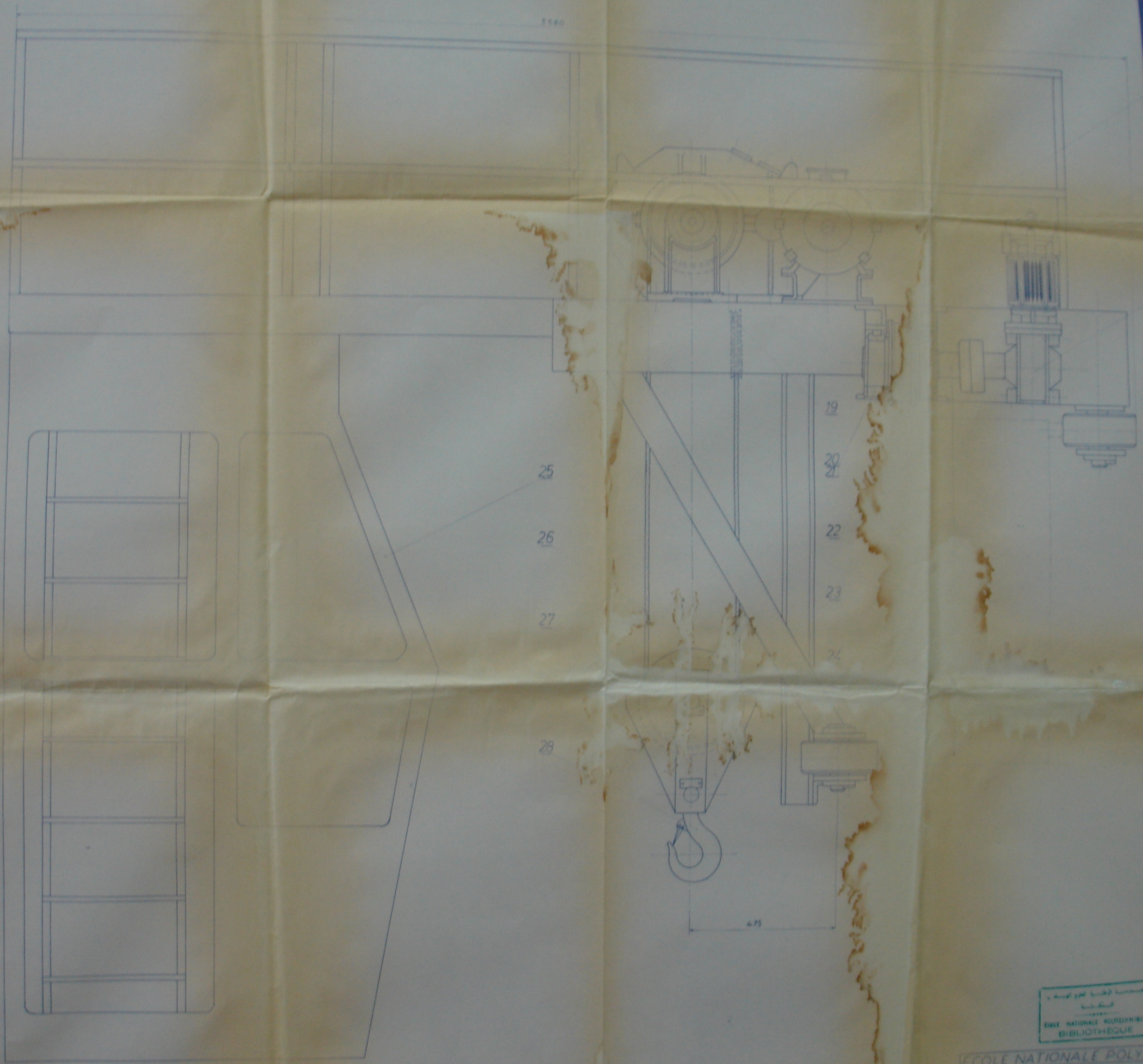
PMo2082

- 2 -

سنة 1982
 المكتبة
 ENPA
 BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

| | | | | |
|-------|-----|--------|---------|---------------|
| ÉLÈVE | NOM | PRÉNOM | CHARIOT | ENPA |
| | | | | POLYTECHNIQUE |



M02082
- 3 -

مكتبة
الجامعة
الوطنية
بغداد
BIBLIOTHEQUE
NATIONALE
UNIVERSITAIRE
BAGDAD

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
L'NPA
CHARIOT

