

19/82

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

1 ep

U.S.T.H.B.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

D'ALGER

الجامعة الوطنية للعلوم والتقنية

الهندسة

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

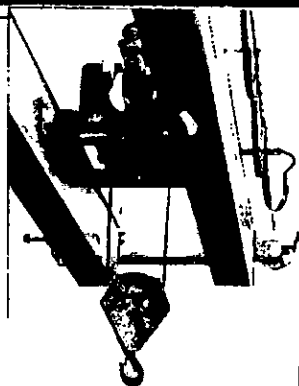
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHÈQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

PONT ROULANT 250 KN

6 PLANCHES



PROPOSÉ et DIRIGÉ par:
M. G. SPIRIDONOV
Maître-assistant
à L'ENPA

ÉTUDIÉ par:
M. MAGHRAOUI

PROMOTION JANVIER 1982

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

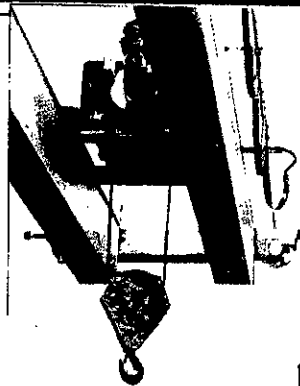
U.S.T.H.B.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
D'ALGER

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

PONT ROULANT 250 KN



PROPOSÉ et DIRIGÉ par:
M^r. G. SPIRIDONOV
Maître-assistant
à L'ENPA

ÉTUDIÉ par:
M. MAGHRAOUI

PROMOTION JANVIER 1982

Dédicace:

Ce modeste travail est dédié

- A la mémoire de mon père
- A la mémoire de nos glorieux chouhadas.
- A toute ma famille
- A ceux et celles qui me sont très chers
- A mes collègues de promotion
- A tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Maâmar Maghraoui.

Remerciements:

- A M^{re} G. SPIRIDONOV

Pour l'aide combien précieuse, qu'il m'a prodiguée tout au long de mon travail.

- A tous les professeurs du département de mécanique.

Pour avoir contribué à ma formation d'ingénieur.

- A tous mes professeurs, qui m'ont enseigné depuis mon plus jeune âge.

Maâmar Maghraoui

Présentation du sujet

Titre : : Pont roulant.
Lieu d'implantation : : à l'abri.
Atmosphère : : normale.
Charge utile : : 250 KN.
Vitesse de levage : : 8 m/min.
Hauteur de levage : : 12,5 m.
Vitesse de direction : : 25 m/min.
Longueur du pont : : 16 m.
Vitesse de translation : : 25 m/min.
Pente maximale des rails : : 0,002 rad.
Régime de fonctionnement : : Moyen II.
Alimentation électrique : : Triphasé 220/380 V, 50 Hz.
Organe de levage : : Crochet simple.
Facteur de marche : : FM = 25 %
(pour les trois mécanismes).

Les vitesses sont à 10% près.

SOMMAIRE

Chapitre I

Introduction	1
------------------------	---

Chapitre II

Généralités sur les ponts roulants

2.1. Fonction des ponts roulants	2
2.2. Caractéristiques mécaniques	2
2.3. Régimes de fonctionnement	3
2.4. Nature des efforts	4
2.5. Matériaux	4

Chapitre III

Mécanisme de levage

3.1. Calculs préliminaires	5
3.1.1. Choix de la construction du palan	6
3.1.2. Choix et calcul des profils et des diamètres des poulies et du tambour ; Calcul de la vitesse du tambour	10
3.1.3. Choix du moteur, du réducteur, du frein et des accouplements	12
3.1.3.1. Choix du moteur	12
3.1.3.2. Choix du réducteur	13
3.1.3.3. Choix du frein	14
3.1.3.4. Choix des accouplements	15
3.1.3.5. Calcul de la longueur du tambour	16
3.2. Calculs définitifs	18
3.2.1. Vérification de la dynamique du mécanisme de levage	18
3.2.2. Calcul de résistance du tambour et des éléments du tambour	20
3.2.3. Calcul de résistance de l'arbre du tambour	25
3.2.4. Calcul de résistance du moufle et de ses éléments	28
3.2.4.1. Choix du crochet	28
3.2.4.2. Choix de la butée à bille	29
3.2.4.3. Calcul de la traverse	29
3.2.4.4. Détermination des roulements des poulies	30
3.3. Vérification du moteur à la non surchauffe	31

Chapitre IV

Mécanisme de direction

4.1.	Calculs préliminaires	36
4.1.1.	Calcul des galets	37
4.1.2.	Calcul de résistance au mouvement	38
4.1.3.	Choix du moteur, du réducteur et des accouplements	40
4.1.3.1.	Moteur électrique	40
4.1.3.2.	Réducteur	40
4.1.3.3.	Accouplements	41
4.2.	Calculs définitifs, Choix du frein. Détermination des accélérations maximales admissibles, imposées par les conditions de "non patinage"	42
4.2.1.	Première vérification	43
4.2.2.	Deuxième vérification	46
4.2.3.	Troisième vérification Choix du frein	47
4.2.4.	Quatrième vérification	49
		50

Chapitre V

Composition du chariot

5.1.	Choix de la construction préliminaire du châssis	51
5.1.1.	Schéma cinématique	51
5.1.2.	Construction préliminaire	51
5.2.	Recherche du centre de gravité du chariot	52
5.3.	Calcul de résistance des éléments du châssis	53
5.3.1.	Détermination des poutres principales	54
5.3.2.	Détermination des poutres transversales supportant la chape	55
5.3.3.	Vérification de la charge sur le galet	56

Chapitre VI

Construction métallique du pont

6.1.	Sollicitations exercées sur le pont. Calcul des forces	57
6.1.1.	Efforts verticaux	57
6.1.1.1.	Efforts statiques verticaux	57
6.1.1.2.	Efforts dynamiques verticaux	58
6.1.2.	Efforts dynamiques horizontaux	59
6.2.	Calcul à la résistance	59

Chapitre VII

Mécanisme de translation du pont

7.1.	Choix du schéma cinématique	66
7.2.	Détermination des galets et du rail de roulement	67
	Conclusion	70
	Bibliographie	71

RESULTATS

On peut dire qu'on a réalisé un pont roulant qui tient compte des exigences du sujet, et répondant aux normes internationales et en respectant le système S.I.

Toutefois, en ce qui concerne la construction métallique, on s'est limitée à des calculs préliminaires et que le mécanisme de translation du pont n'a pas été déterminé entièrement, vu qu'il ne présente aucun intérêt didactique.

- Chapitre I -

INTRODUCTION

Les appareils de levage et de manutention sont d'une importance capitale pour toutes les branches de l'industrie moderne. Ils sont nécessaires dans l'industrie lourde qui doit, à tout instant, déplacer des charges importantes.

On peut noter une grande diversité des appareils de levage et de manutention, diversité qui est fonction de :

- Importance de la masse à déplacer.
Exemple : Pont roulant de 160 tonnes de centrale électrique.
- Importance des déplacements à effectuer.
Exemple : Transport de minerai par téléphérique sur une distance de 15 km.
- Nature des matériaux à déplacer.
(produits sidérurgiques, chimiques, etc ...)

On peut classer les appareils de levage suivant le nombre de déplacement (degrés de liberté).

- a. Appareils déplaçant des charges suivant une seule direction :
crics, vérins, palans fixes, treuils, ascenseurs, etc....
- b. Appareils déplaçant des charges suivant deux directions :
palans monorails ou birails etc...
- c. Appareils déplaçant des charges suivant trois directions :
ponts et portiques roulants, grues, derrickes etc...

On est persuadé que pour notre pays, c'est une nécessité économique que de développer la construction des appareils de levage et de manutention en général, et des ponts roulants en particulier, vu le tonnage d'une marchandise très variée, qui est transbordée ou déchargée dans les ports, les usines, les chantiers, les magasins etc....

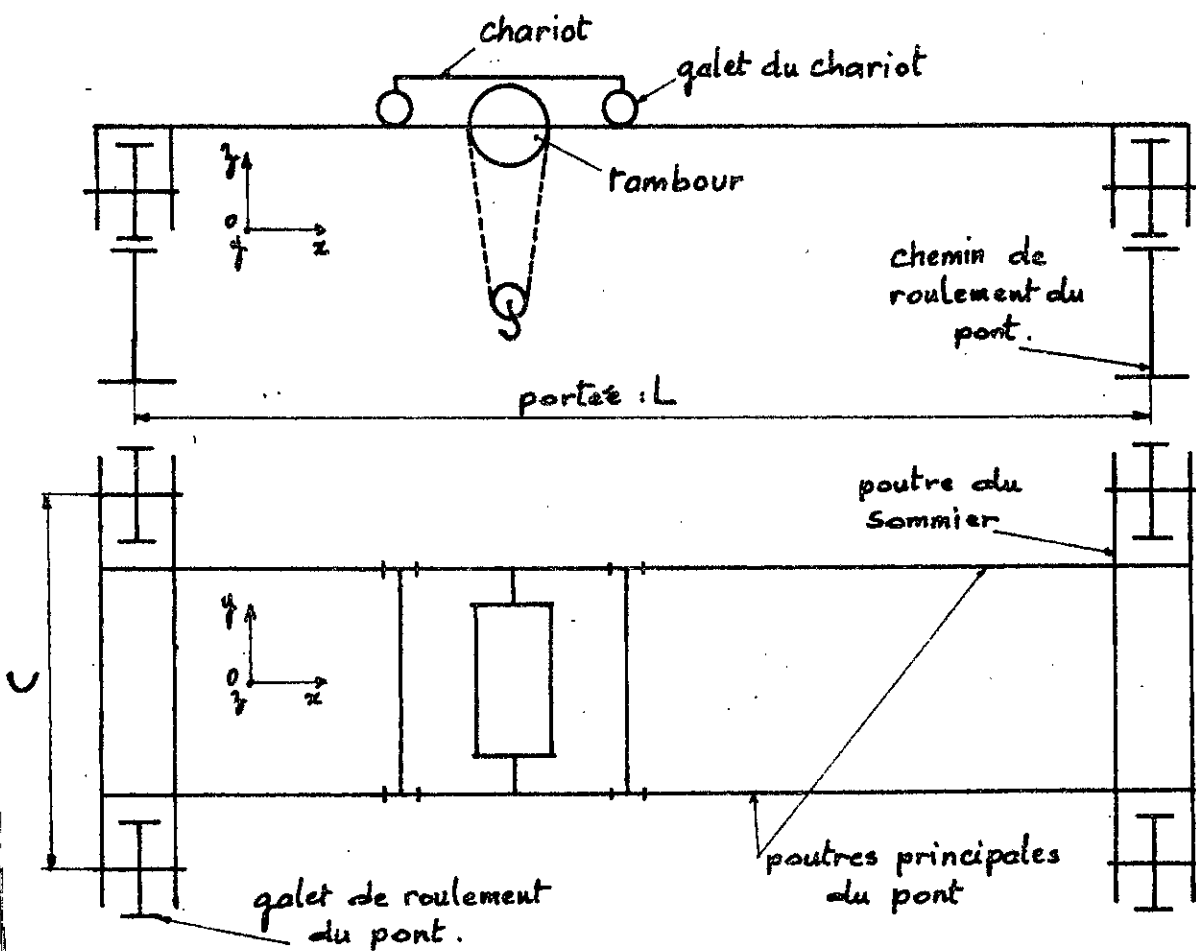
GÉNÉRALITÉS sur les ponts roulants.

2.1. Fonction des ponts roulants.

Un pont roulant sert à déplacer des charges.
La fonction principale est le "levage", car c'est l'opération la plus difficile. Le déplacement horizontal étant assez facile.
Le crochet d'un pont roulant peut occuper toutes les positions possibles, dans un volume constitué par l'atelier et par conséquent desservir toutes les machines.

2.2. Caractéristiques mécaniques.

schéma d'un pont roulant.



a. Masse maximale ou charge nominale à déplacer, elle est obligatoirement inscrite de façon apparente sur l'appareil.

Exemple: Pont roulant de 25 tonnes.

b. Amplitudes des déplacements suivant les trois axes : Ox , Oy , Oz .

- Mouvement vertical, suivant Oz : Levage - caractérisé par la hauteur libre sous crochet dans sa position la plus haute.
- Mouvement horizontal, suivant Ox : translation du chariot sur le pont, mouvement dit « de direction ». Caractérisé par la portée.
- Mouvement horizontal, suivant Oy : translation du pont, caractérisé par la course du pont.

c. Vitesses de ces déplacements.

- Vitesse de levage : V_u en $[m/min]$
- " de direction (ou du chariot) : V_d (ou V_c) en $[m/min]$
- " de translation du pont : V_t en $[m/min]$

d. Mécanismes.

- Un treuil de levage (mécanisme de levage).
- Un mécanisme de direction du chariot.
- Un mécanisme de translation du pont.

La commande de ces mécanismes se fait d'une façon générale, par moteurs électriques. Seuls les ponts de faible puissance (Masse) sont à commande à bras.

1.3. Régimes de fonctionnement.

Les ponts roulants ont un régime de fonctionnement alternatif ou discontinu, avec différents pauses entre les cycles et différentes continuités de travail, pendant la même période (heure, journée, mois, année) avec des démarrages et arrêts fréquents.

Pour faciliter et unifier les calculs des éléments des mécanismes et des ponts roulants en totalité, l'énorme diversité des conditions d'exploitation est réduite en quatre groupes appelés : « régimes de fonctionnement ».

- Régime . I . Léger .
- " . II . Moyen .
- " . III . Lourd .
- " . IV . Très lourd .

Ces différents régimes sont définis par :

- Les règles de la section I de la F.E.M.
- La norme B.D.S. 8916-71.

2.4. Nature des efforts.

Les différents mécanismes d'un pont roulant peuvent être soumis aux forces suivantes :

- G - Poids propres de la construction métallique et des mécanismes.
- Qu - Charge utile.
- W - Forces de résistances aux mouvements (frottements, roulements)
- F_i - Forces d'inertie des masses.
- F_d - Forces dynamiques et harmoniques des éléments élastiques.
- F_s - Forces des secousses sismiques.
- W_v - Forces du vent.
- F_c - Forces de chocs dans les amortisseurs.
- F_t - Forces technologiques.
- F_m - Forces de montage.
- F_{tr} - Forces de transport.
- F_T - Forces dues à la variation de la température.
- F_n - Forces de gravité de la neige.
- F_e - Forces d'ondes d'explosion.

En fonction des particularités des conditions réelles de fabrication, de transport, de montage et des conditions climatiques de l'endroit où l'appareil serait en exploitation, toutes ces forces doivent être calculées. Évidemment la probabilité pour que les actions des forces énumérées soient simultanées est nulle.

2.5. Matériaux.

Une construction assez légère, économique et conforme aux normes de bon fonctionnement, nécessite un choix judicieux des matériaux à utiliser.

L'utilisation de la fonte a été de plus en plus abandonnée à cause de son usure rapide et de son poids généralement désavantageux.

La charpente est en caisson ou IPN (acières laminés).

- Chapitre III -

MECANISME de LEVAGE

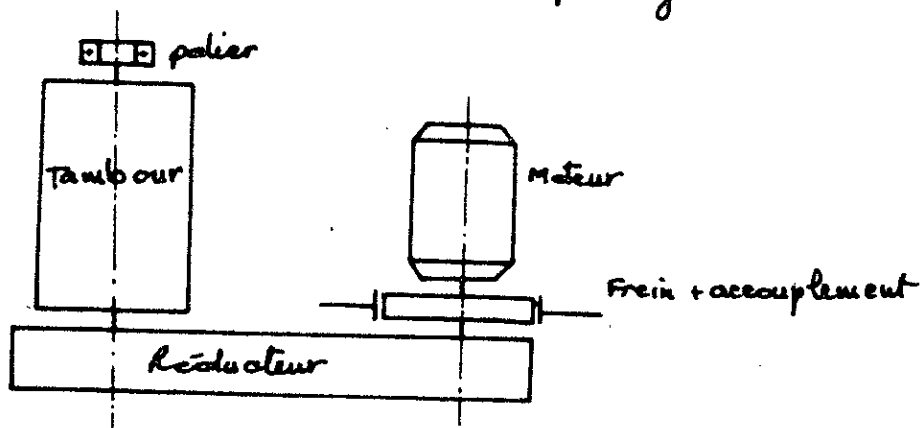
3.1. Calculs préliminaires:

a) paramètres initiaux:

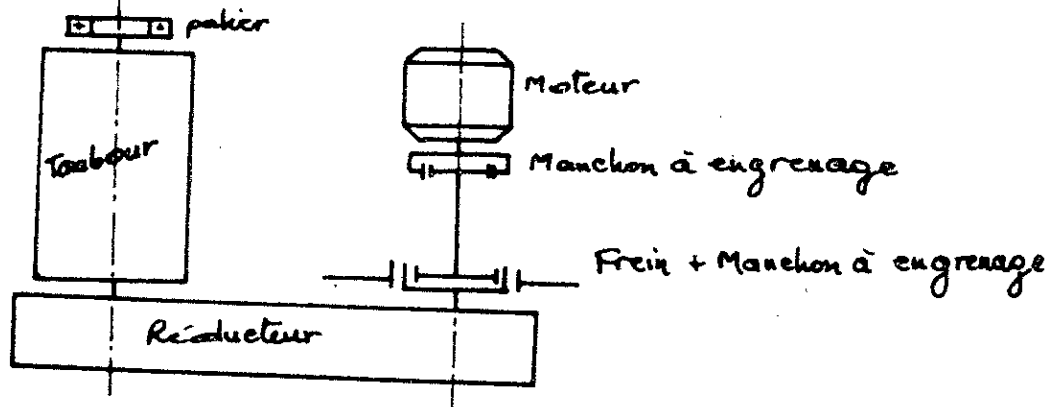
- Charge utile $Q_u = 250 \text{ kN}$
- Vitesse de levage $V_u = 8 \text{ m/min}$
- Hauteur de levage $H = 12,5 \text{ m}$
- Régime de fonctionnement : moyen II.
- Facteur de marche : $FM = 25\%$
(ou durée d'enclenchement $ED = 25\%$)

b) Choix du schéma cinématique:

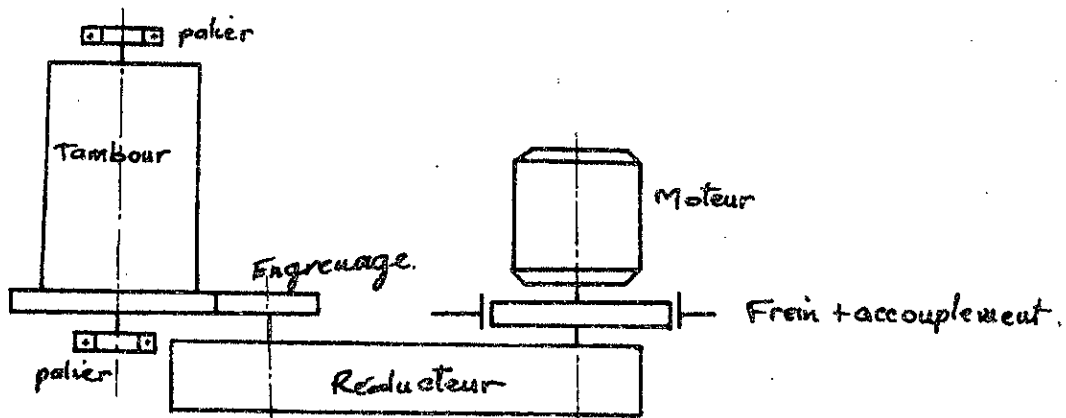
- Version ordinaire, compacte. Applicable si les longueurs du tambour et du moteur ne sont pas grandes.



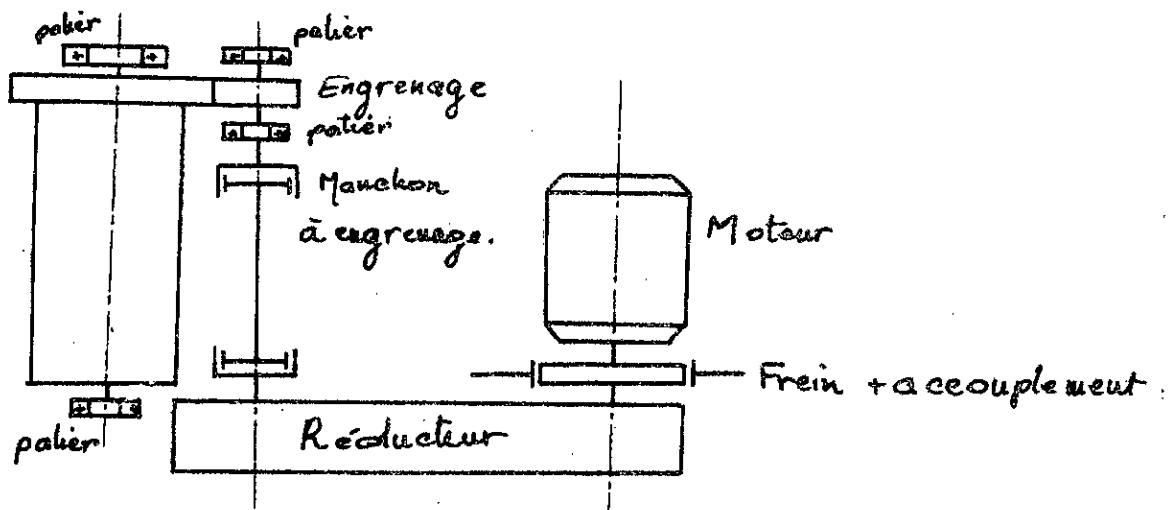
- Schéma convenant pour une bonne répartition des masses par rapport à l'axe longitudinal du chariot. Meilleure dynamique. Applicable dans le cas où la longueur du tambour est grande.



- Version applicable dans le cas où la réduction calculée est plus grande que celle des réducteurs normalisés.



- Combinaison de deux solutions.



3.1.1. Choix de la construction du palan.

Le palan est destiné à diminuer l'effort dans le câble. En pratique, pour des charges utiles allant jusqu'à 500 kN, on recommande un effort maximal dans le câble égal à 80 kN. On préfère des palans doublés. C'est-à-dire que les deux extrémités du câble sont fixées sur le tambour.

La multiplicité du palan est : $a = \frac{V_E}{V_u}$,

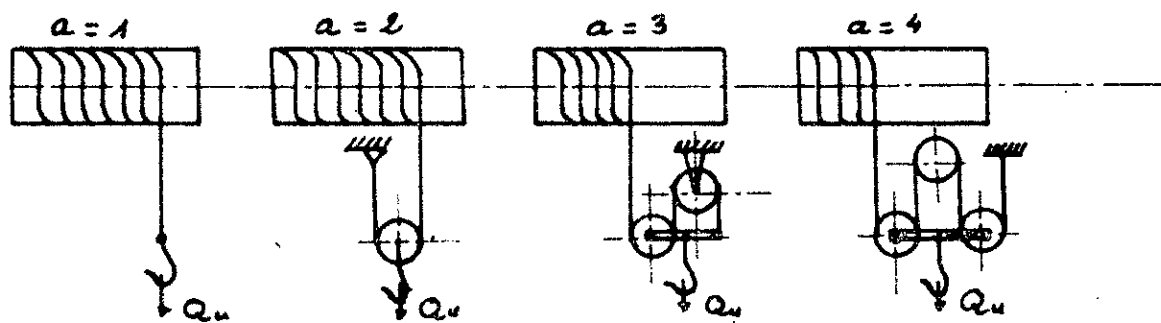
avec :

V_E en m/min = Vitesse linéaire du câble s'enroulant sur le tambour.
 V_u en m/min = Vitesse de levage.

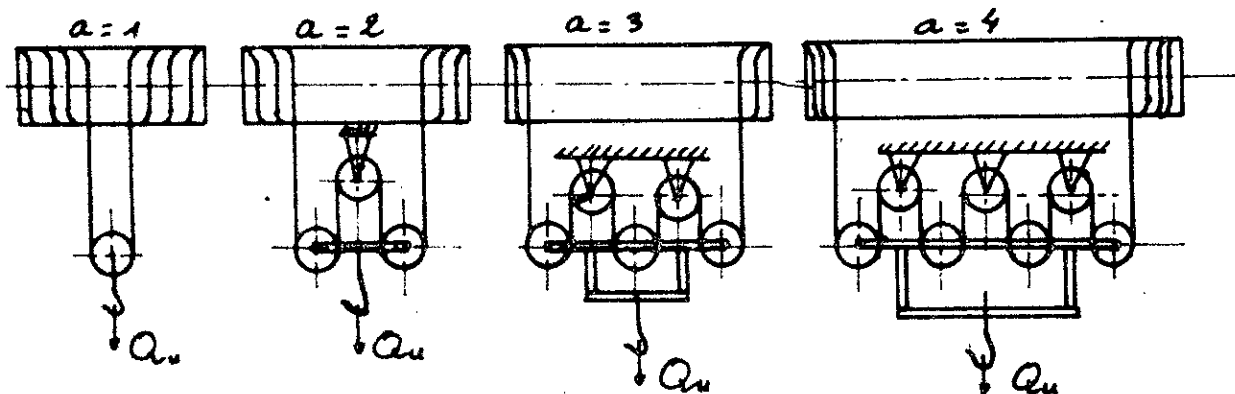
Dans la pratique - a - est recommandée d'après le tableau

Q_u [kN]	< 10	$20 \div 80$	$100 \div 150$	$200 \div 300$	$400 \div 500$
a	2	2	2; 3	3; 4	4; 5

Exemples: + Palans simples.



+ Palans doublés.



Donc la multiplicité d'un palan double est la même que celle d'un palan simple.

$$a = \frac{V_s}{V_u} \quad \text{ou bien } - a - \text{ est le nombre de câbles chargés du palan simple.}$$

On distingue :

- poulie mobile = dont l'axe se déplace dans le sens vertical, Les poulies mobiles sont montées dans la moufle.
- poulie immobile = dont l'axe ne se déplace pas. Ces poulies au niveau du châssis du chariot.

- poulie d'équilibrage (une seule poulie, existant uniquement dans les palans doubles).
Elle ne tourne pas par rapport à son axe.

A partir du tableau et de la condition $F \leq 80 \text{ KN}$ on choisit $a = 4$. Dans ce cas on a deux poulies de fonctionnement immobiles + quatre poulies de fonctionnement mobiles + une poulie d'équilibrage immobile (au milieu).

$$F = \frac{250}{4} = 62,5 \text{ KN} < 80 \text{ KN}.$$

a. Rendement du palan double η_p .

Théoriquement l'effort de traction F à exercer sur le brin libre est égal à la charge divisée par le nombre de brins qui la supportent directement.

Pratiquement, à cause du frottement des poulies sur leur axe et la raideur des câbles, cet effort est supérieur à la valeur théorique d'une certaine quantité.

Le rapport entre l'effort théorique et l'effort réel s'appelle rendement du mouflage (palan) - η_p .

En supposant que les rendements pour les poulies fixes et mobiles sont égaux. On démontre que pour un palan double

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

avec: η = rendement d'une poulie

$$\eta = 0,98 \text{ - poulies sur roulements}$$

$$\eta = 0,96 \text{ - poulies sur paliers lisses.}$$

$$\eta_p = \text{rendement du palan}$$

$$a = \text{multiplicité du palan}$$

En prenant un palan à roulements $\Rightarrow \eta = 0,98$

On trouve un rendement du palan :

$$\eta_p = \frac{1 - 0,98^4}{(1 - 0,98).4} = 0,97$$

b. Effort dans le câble au niveau du tambour : F_c .

$$F_t = \frac{Q_u + G_m}{2 \cdot a \cdot \eta_p} \quad [\text{KN}]$$

avec : Q_u [KN] - charge utile.
 G_m [KN] - poids de la moufle.

Pour des calculs préliminaires on peut adopter :

$$G_m = 0,75 \text{ [KN]}, \text{ dans le cas ou } Q_u = 5 \div 400 \text{ [KN]}$$

$z = 1$, pour un palan simple.

$z = 2$, pour un palan double.

On trouve un effort de :

$$F_t = \frac{250 + 0,75}{2 \cdot 4 \cdot 0,97} = 32,3 \text{ [KN]}$$

c. Vitesse linéaire du câble sur le tambour. V_t .

$$a = \frac{V_t}{V_u} \Rightarrow V_t = a \cdot V_u$$

avec $V_u = 8 \text{ m/min}$
 $a = 4$

$$\Rightarrow V_t = 4 \cdot 8 = 32 \text{ m/min}$$

d. Choix du câble (d'après DIN 1502)

On fait le choix du diamètre du câble sur un catalogue d'après la formule :

$$F_t \leq \frac{F_r}{K}$$

avec : F_r = charge de rupture du câble.
 K = coefficient de sécurité d'après le tableau :

Régime de fonctionn ^t	I	II	III	IV
K	5,0	5,5	6,0	6,0

On a un régime moyen II $\Rightarrow K = 5,5$

$$\text{d'où } F_r \geq K \cdot F_t \Rightarrow F_r \geq 5,5 \cdot 32,3 = 178 \text{ KN}$$

$$F_r \geq 178 \text{ KN}$$

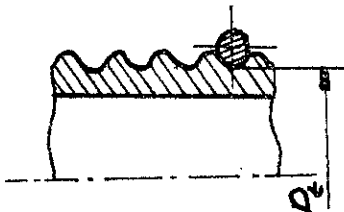
On choisit un câble à contact linéaire, type Warington d'après GOST 2688-69.

Dont les caractéristiques sont:

Charge de rupture $F_r = 185,5 \text{ kN}$
 Masse par unité de longueur: $1,22 \text{ kg/m}$
 Contrainte de rupture $\sigma_r = 180 \text{ daN/mm}^2$
 Diamètre $d = 18 \text{ mm}$.

3.1.2. Choix et Calcul des profils et des diamètres des poulies et du tambour; Calcul de la vitesse du tambour:

a. Diamètre du tambour. D_t .



$$D_t \geq d(e+1) \text{ [mm]}$$

avec:

d en mm = diamètre du câble.
 e = Coefficient dépendant du régime de fonctionnement.

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

Régime de fonctionnement II $\Rightarrow e = 25$

$$\Rightarrow D_t \geq 18 \cdot (25+1) = 468 \text{ mm}$$

Pour l'instant on prendra $D_t = 468 \text{ mm}$.

b. Diamètre des poulies de fonctionnement. D_{pf} .

$$D_{pf} = (1,0 \div 1,1) \cdot D_t$$

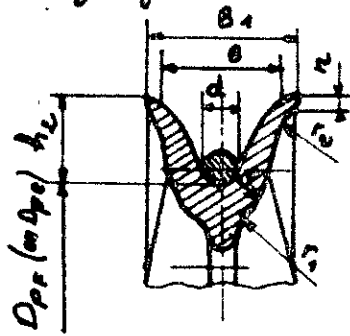
$$D_{pf} = (1,0 \div 1,1) \cdot 468 = (468 \div 514,8) \text{ mm}$$

On adopte $D_{pf} = 474 \text{ mm}$.

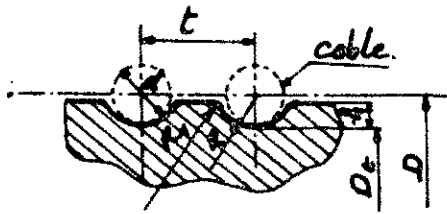
c. Diamètre de la poulie d'équilibrage: D_{pe}

$$D_{pe} = (0,5 \div 0,6) D_t \text{ ou prendra } D_{pe} = 0,5 \cdot 468 = 234 \text{ mm}$$

d. Profil de la gorge de la poulie.



e. Profil du filetage du tambour.



Les relations recommandées sont :

$$D = D_t + d$$

$$t \approx 1,1 \cdot d$$

$$R \approx 0,54 \cdot d$$

$$R_1 \approx 0,1 \cdot d$$

$$h \approx 0,25 \cdot d$$

Valeurs recommandées en [mm]

d	R	R ₁	h	t
15 ÷ 16	9	1,5	5	18
16 ÷ 17	9,5	1,5	5,5	19
17 ÷ 18	10	1,5	5,5	20
18 ÷ 19	10,5	1,5	6	22
19 ÷ 20	11	2,5	6	23

On aura donc les valeurs suivantes :

$$D = D_t + d = 468 + 18 = 486 \text{ mm}$$

On prendra des dimensions normalisées $D = 500 \text{ mm}$, $D_t = 482 \text{ mm}$

F. Profil des poulies

Les poulies sont normalisées. On les choisira sur un catalogue à la base du diamètre D_p Calculé.

g. Vitesse de rotation du tambour - N_t -

$$N_t = \frac{V_t}{\pi \cdot D} = \frac{32}{\pi \cdot 0,5} = 20,37 \text{ tr/min}$$

3.1.3. Choix du moteur, du réducteur, du frein et des accouplements.

3.1.3.1. Choix du moteur.

Les moteurs électriques sont les plus utilisés dans les appareils de levage. L'alimentation peut être en continu (bon rendement au démarrage, meilleure souplesse et réglage), ou en triphasé (rarement en monophasé).

Les moteurs du mécanisme de levage ont non seulement besoin d'un grand couple de démarrage, mais ils doivent aussi supporter d'être souvent branchés et débranchés. On fait le choix du moteur à la base de la puissance statique P [kW]

$$P = \frac{(Q_u + G_m) \cdot V}{\eta}, \text{ [kW]}. \quad \text{avec } \eta = \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_r \cdot \eta_a^n$$

V (m/s) : vitesse de levage.

avec: η_p = rendement du palan.

η_t = rendement du tambour.

η_r = rendement du réducteur.

η_a^n = rendement des accouplements

n = nombre des accouplements.

η = rendement du mécanisme de levage.

Pour des calculs préliminaires on adopte $\eta = 0,8$.

Le moteur sera choisi sur un catalogue d'après la puissance

$P_c = (0,8 \div 1) P$. à condition de vérifier que le couple de démarrage du moteur est suffisant.

$$P = \frac{(250 + 0,75) \cdot 8}{0,8 \cdot 60} = 41,8 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow P_c = 0,8 \cdot P = 0,8 \cdot 41,8 = 33,44 \text{ kW}$$

$$\text{et } FM = 25\%$$

On choisit donc un moteur type MTF 412-6
(moteur à rotor bobiné)

Dont les caractéristiques sont les suivantes:

$$P_n = 36 \text{ kW}$$

$$N_n = 965 \text{ tr/min}$$

$$M_{max} = 950 \text{ N.m}$$

$$I_r = 0,676 \text{ kg.m}^2 \text{ (moment d'inertie du rotor)}$$

$$m_m = 345 \text{ kg} \text{ (masse totale du moteur)}$$

3.1.3.2. Choix du réducteur.

Le réducteur sera choisi sur un catalogue à la base du rapport de réduction du mécanisme i_m ($i_r \approx i_m$), et de la puissance. ($P_r > P$).

$$i_m = \frac{N_m}{N_c} \text{ avec: } N_m \text{ - [tr}^{-1}\text{]} \text{ - vitesse de rotation du moteur, d'après le catalogue.}$$

$$N_c \text{ - [tr}^{-1}\text{]} \text{ - vitesse de rotation de tambour.}$$

$$i_m = \frac{965}{20,37} = 47,37 \text{ , ce rapport ne figurant pas sur le catalogue, on doit prendre celui légèrement supérieur soit } i_r = 48,57 \text{ et dans ce cas on doit faire une correction sur le diamètre du tambour } D_c$$

Le rapport $i_r = 48,57$ correspond à un réducteur RM750 1^{ère} réalisation ayant: $N_{max} = 1000 \text{ tr/min}$
 $P_{max} = 44 \text{ kW}$
 $\text{masse} = 1130 \text{ kg}$ } pour un facteur de marche de 25%.

Vérification:

La vérification portera sur l'erreur permise sur la vitesse soit $\Delta i < 10\%$.

$$\Delta i = \left| \frac{i_m - i_r}{i_m} \right| \cdot 100 = \left| \frac{47,37 - 48,57}{47,37} \right| \cdot 100 = 2,5\% < 10\%$$

Le réducteur choisi convient, mais on peut calculer la nouvelle vitesse du tambour N'_c et le nouveau diamètre D' qui correspondent à la vitesse exacte de levage; ceux-ci seront pris par la suite.

$$N'_t = \frac{N_m}{i_R} = \frac{965}{48,57} = 19,87 \text{ trs/min}$$

$$\text{et } N'_t = \frac{V_t}{\pi \cdot D'} \Rightarrow D' = \frac{V_t}{\pi \cdot N'_t} = \frac{32 \cdot 10^3}{\pi \cdot 19,87} = 512 \text{ mm.}$$

$$\text{d'où } D'_t = D' - d = 512 - 18 = 494 \text{ mm}$$

$$\text{et } D'_t > 468 \text{ mm.}$$

3.1.3.3. Choix du frein.

Le frein sera choisi à la base du moment nécessaire de freinage M_f [Nm].

$$M_f = k \cdot M_{sd} \text{ [Nm]}$$

avec: k = Coefficient de sécurité.

pour un régime moyen II: $k = 1,75$.

M_{sd} = moment statique en descente réduit à l'arbre du moteur.

$$M_{sd} = \frac{(Q_u + G_m) \cdot D' \cdot \eta}{2 \cdot a \cdot i_R} \text{ [Nm]}$$

D' [m] - diamètre du tambour (corrige' après le choix du réducteur).

a - multiplicité du palan.

i_R - rapport de réduction du réducteur.

η - rendement du mécanisme.

$$M_{sd} = \frac{(250 + 0,75) \cdot 0,512 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 4 \cdot 48,57} = 264,3 \text{ Nm.}$$

On choisit sur le catalogue un frein, dont le moment de freinage M_{fc} , est tel que $M_{fc} \geq M_f$.

$$M_f = 1,75 \cdot 264,3 = 462,5 \text{ Nm.}$$

Notre choix s'est porté sur un frein TKT 300, dont les caractéristiques sont:

$$M_{sd \text{ max}} = 500 \text{ Nm.}$$

$$\text{masse} = 32 \text{ kg.}$$

Le frein sera réglé à la valeur nécessaire.

3.1.3.4. Choix des accouplements.

On choisit un accouplement sur un catalogue en fonction du moment maximal avec lequel on peut le charger et du nombre trs/min admissible de l'accouplement.

On doit vérifier les deux exigences :

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

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

avec : M_a - [N.m]. moment admissible sur l'accouplement.

M_n - [N.m]. moment nominal chargeant l'accouplement.

M_{\max} - [N.m]. moment maximal chargeant l'accouplement.

Le moment maximal étant inconnu, pour des calculs préliminaires on ne tiendra compte que de la condition de continuité de fonctionnement.

K_1 = coefficient dépendant de l'importance du mécanisme.

$$K_1 = 1,3 \quad \text{pour le mécanisme de levage.}$$

$$K_1 = 1,2 \quad \text{pour les mécanismes de direction et de translation}$$

$$K_2 = 1,1 \quad \text{pour le régime de fonctionnement moyen II.}$$

Pour la liaison moteur - réducteur, on choisit un accouplement à engrenage, dont l'un des plateaux est modifié en poulie de frein (plateau côté réducteur).

$$M_{s,m} = \frac{(Q_n + G_m) \cdot D'}{2 \cdot a \cdot i_2 \cdot \eta} = 413 \text{ Nm. (moment statique de montée).}$$

$$M_n = M_{s,m}.$$

$$M_a \geq 1,3 \cdot 1,1 \cdot 413 = 590,6 \text{ Nm.}$$

D'après BDS 3268-76 on choisit un accouplement type CZM.4 dont les caractéristiques sont :

$$M_{\max} = 5600 \text{ N.m.}$$

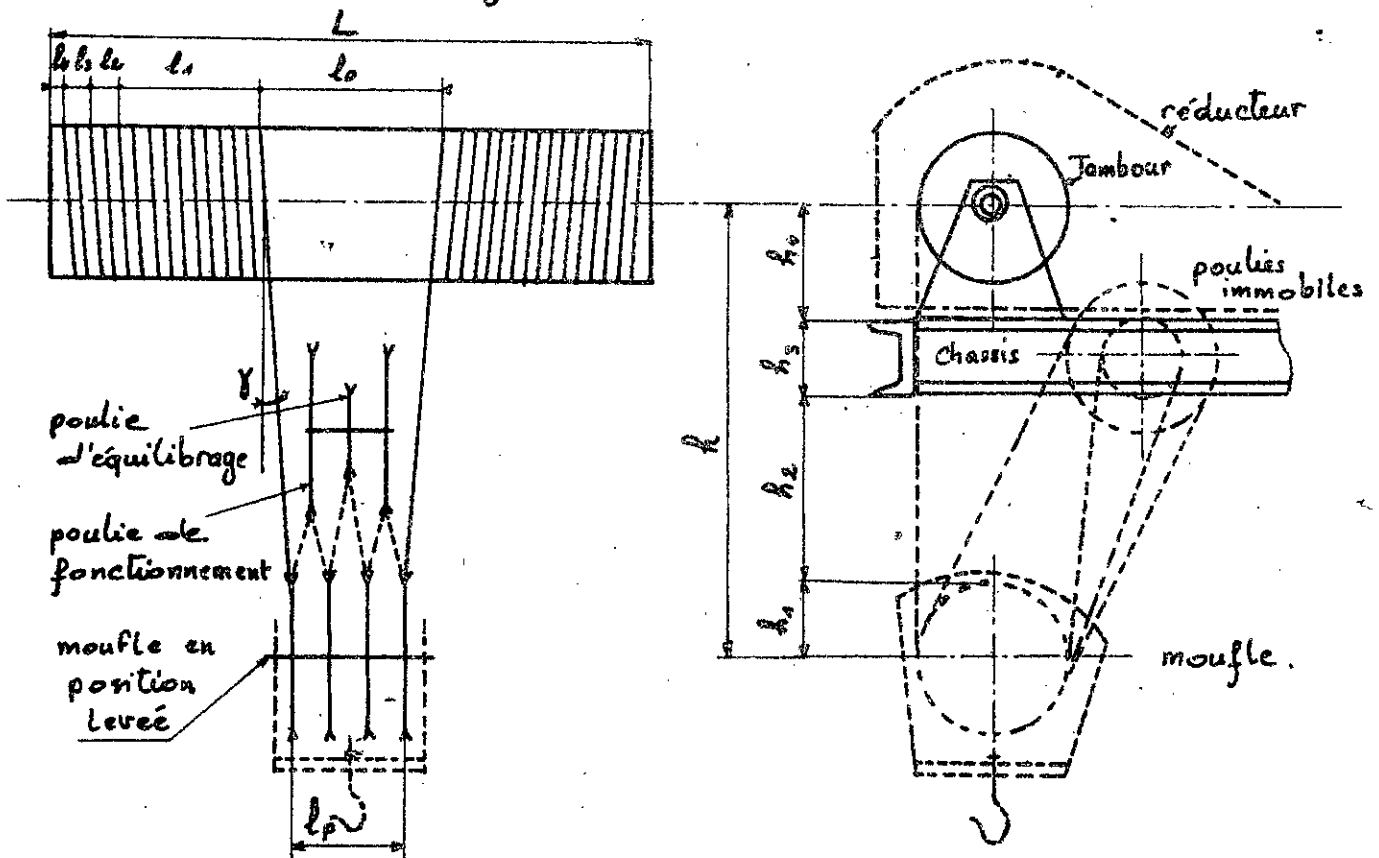
$$N_{\max} = 3350 \text{ trs/min}$$

$$I_a = 0,45 \text{ kg.m}^2 \quad (\text{moment d'inertie de l'accouplement}).$$

$$\text{masse} = 76 \text{ kg.}$$

$$\text{Diamètre} = 300 \text{ mm.}$$

3.4.3.5. Calcul de la longueur L du tambour.



$$L = l_0 + 2l_1 + 2l_2 + 2l_3 + 2l_4 \quad [mm]$$

avec : $l_0 = l_p \pm 2 h t g \delta$ [mm] - partie lisse du tambour (au milieu)
 $l_p = 3H' + 3b$ [mm]

H' [mm] - largeur d'une poulie au niveau de la moufle.

b [mm] - largeur d'une bague entre les poulies.

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 \quad [mm]$$

où : $h_1 = \frac{D_{pe}}{2}$ [mm] $\rightarrow D_{pe}$: diamètre extérieur de la poulie de fonctionnement.

h_2 [mm] - hauteur d'assurance. Pour des calculs préliminaires on adopte $h_2 = 250$ mm. Ensuite on doit vérifier si $h_2 > 5 S_f$.

avec : S_f = Chemin de freinage de la moufle non chargée

h_3 [mm] - hauteur du chassis.

On adopte une valeur de profilé normalisé $h_3 = 240$ mm

h_4 [mm] - hauteur du réducteur choisit.

$$\gamma = 0 \div 10^\circ$$

$$l_1 = \frac{a \cdot H \cdot t}{\pi \cdot D'} \text{ [mm]} - \text{partie filetée du tambour.}$$

avec : $a = 4$ - multiplicité du palan.
 H [mm] - hauteur de levage.
 t [mm] - pas du profil du tambour.
 D' [mm] - diamètre du tambour.

$$l_2 = (2 \div 3) \cdot t \text{ [mm]} - \text{spires de sécurité.}$$

$$l_3 = (3 \div 4) \cdot t \text{ [mm]} - \text{longueur nécessaire à la fixation des extrémités du câble.}$$

$$l_4 = (4 \div 5) \cdot t \text{ [mm]} - \text{partie libre (lisse) aux extrémités du tambour. (peut être réduite).}$$

A.N:

$$\left. \begin{array}{l} H' = 70 \text{ mm} \\ b = 5 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow l_p = 3 \cdot 70 + 3 \cdot 5 = 225 \text{ mm.}$$

$$D_{pp} = 474 \text{ mm} \rightarrow h_1 = \frac{D_{pp}}{2} = \frac{474}{2} = 237 \text{ mm.}$$

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

$$h_3 = 240 \text{ mm}$$

$$h_4 = 320 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow h = 237 + 250 + 240 + 320 = 1047 \text{ mm.}$$

prenons $\gamma = 0^\circ$.

$$\Rightarrow l_0 = 225 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} a = 4 \\ H = 12,5 \text{ m} \\ t = 20 \text{ mm} \\ D' = 512 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow l_1 = 622 \text{ mm.}$$

$$l_2 = 2 \cdot t = 2 \cdot 20 = 40 \text{ mm.}$$

$$l_3 = 3 \cdot t = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm.}$$

$$l_4 = 1 \cdot t = 1 \cdot 20 = 20 \text{ mm.}$$

$$\text{d'où } L = l_0 + 2(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)$$

$$L = 225 + 2(622 + 40 + 60 + 20) = 1789 \text{ mm.}$$

$$\underline{L = 1789 \text{ mm.}}$$

3.2. Calculs définitifs.

3.2.1. Vérification de la dynamique du mécanisme de levage.

Les accélérations de démarrage créent des efforts dynamiques, surchargeant ainsi les éléments des appareils de levage.

On distingue deux cas dangereux:

- Démarrage pendant le levage . . . a_d .
- Freinage pendant la descente . . . a_f .

Il faudra donc vérifier si les accélérations admissibles ne sont pas dépassées pendant le fonctionnement.

$$a_d \leq [a] \quad \text{avec: } a_d \text{ (m/s}^2\text{) - accélération au démarrage.}$$

$$a_f \leq [a] \quad a_f \text{ (m/s}^2\text{) - accélération au freinage.}$$

a - (m/s²) - accélération admissible.

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

$$a_d = \frac{V_u}{t_d} \quad \text{et} \quad a_f = \frac{V_u}{t_f}$$

t_d - (s) : temps de démarrage.

t_f - (s) : temps de freinage.

Cas du démarrage au levage.

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

avec: M_d - (Nm) - moment moyen de démarrage du moteur.

$$M_d = \frac{1}{2} (M_{d,max} + M_{d,min})$$

$$M_{d,max} = 950 \text{ Nm}$$

$$M_{d,min} = 1,2 \cdot M_n$$

Pour un facteur de marche de 25% on a:

$$P_n = 36 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$N_n = 965 \text{ trs/min}$$

$$\text{d'où } \omega_n = \frac{\pi N_n}{30} = \frac{\pi \cdot 965}{30} = 101 \text{ rd/s}$$

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{36 \cdot 10^3}{101} = 356,43 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow M_{d,min} = 1,2 \cdot 356,43 = 427,72 \text{ N.m}$$

$$\text{et } M_d = \frac{1}{2} (950 + 427,72) = 688,86 \text{ Nm}$$

Calcul du moment d'inertie I.

$$I = \Delta (I_m + I_a) + \frac{m \cdot V_u^2}{\omega^2 \cdot \eta} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

avec :

$\Delta = 1,15$ Coefficient exprimant les moments d'inertie de tous les autres éléments tournants (autres que le moteur et l'accouplement).

$$I_m = 0,676 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_a = 0,45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m = \frac{250,75 \cdot 10^3}{9,81} = 27555 \text{ kg}$$

$$V_u = 8 \text{ m/min} = 0,133 \text{ m/s}$$

$$\omega = 101 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 0,80$$

$$\text{d'où } I = 1,15 (0,676 + 0,45) + \frac{27555 \cdot 0,133^2}{101^2 \cdot 0,80} = 1,355 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M_s = 413 \text{ Nm}$$

d'où le temps de démarrage :

$$t_d = \frac{\omega \cdot I}{M_d - M_s} = \frac{101 \cdot 1,355}{688,86 - 413} = 0,496 \text{ s}$$

$$a_d = \frac{V_u}{t_d} = \frac{0,133}{0,496} = 0,268 \text{ m/s}^2 < 0,5 \text{ m/s}^2$$

Cas de freinage à la descente.

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

avec :

M_f [Nm]. Moment moyen de freinage à la descente.

$$M_f = 462,5 \text{ Nm}$$

$$M_{s,f} = M_{s,d} = 264,3 \text{ Nm}$$

Calcul du moment d'inertie I_f

$$I_f = \Delta (I_m + I_a) + \frac{m \cdot V_u^2}{\omega^2 \cdot \eta}$$

les paramètres étant les mêmes que dans le cas de démarrage

$$I_f = 1,15 (0,676 + 0,45) + \frac{27555 \cdot 0,133^2 \cdot 0,80}{101^2} = 1,333 \text{ kg.m}^2$$

$$t_f = \frac{W \cdot I_f}{M_f - M_{s,f}} = \frac{101 \cdot 1,333}{462,5 - 264,3} = 0,679 \text{ s}$$

$$\text{d'où } a_f = \frac{V_u}{t_f} = \frac{0,133}{0,679} = 0,196 \text{ m/s}^2$$

La condition $a_f = 0,196 \text{ m/s}^2 < [a] = 0,5 \text{ m/s}^2$ est vérifiée.

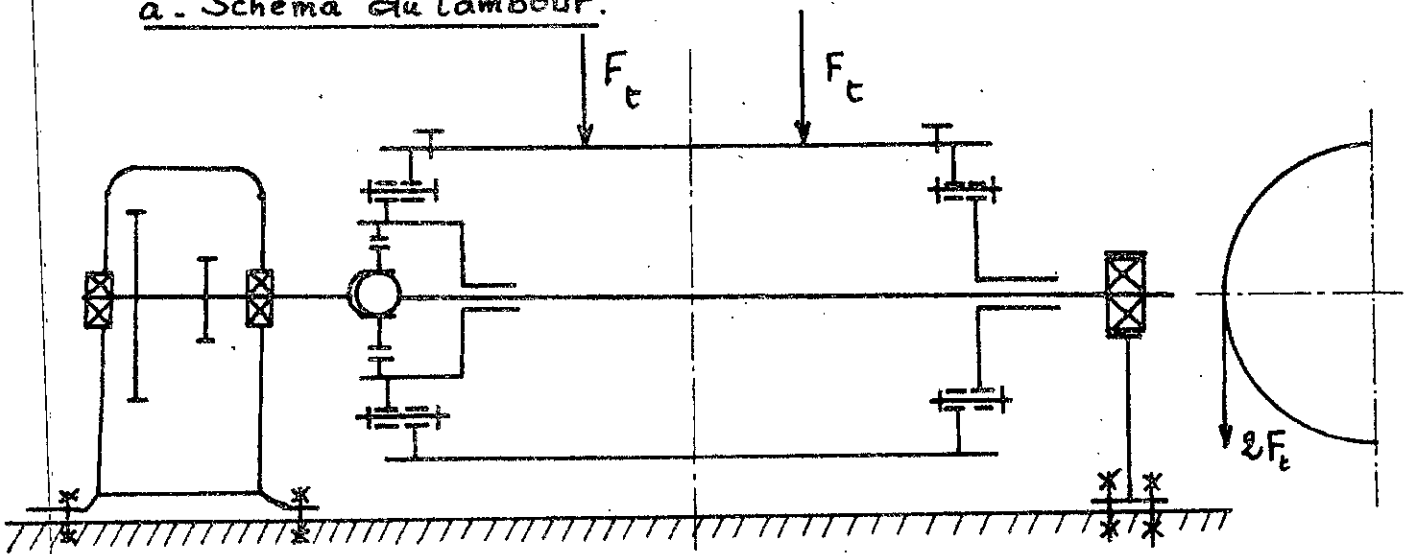
Remarque:

Au cas où l'expression $[a_d] \leq [a]$ n'est pas vérifiée on doit:

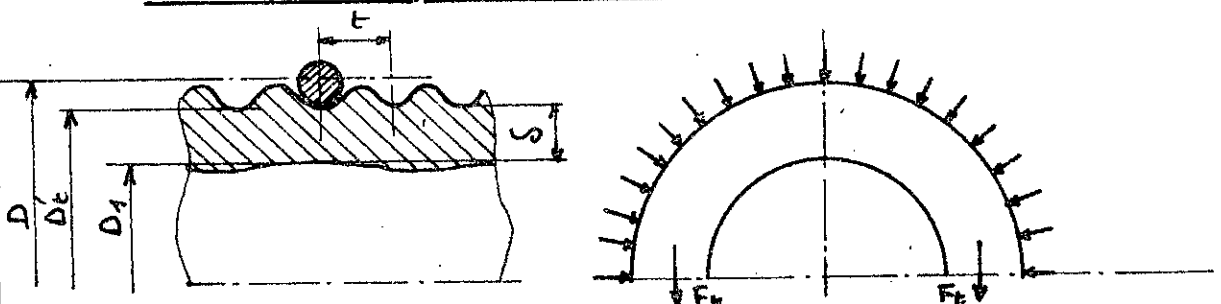
- Jouer sur la valeur de la résistance du rhéostat de démarrage.
- Prendre un moteur ayant une valeur de M_n inférieure.
- Augmenter I , par l'utilisation d'un volant d'inertie monté sur l'arbre moteur.

3.2.2. Calcul de résistance du tambour et des éléments du tambour:

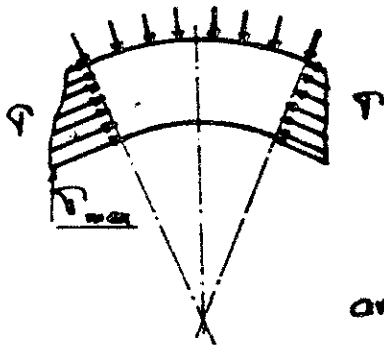
a. Schéma du tambour.



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



.21.



L'épaisseur de la paroi δ peut être calculer par la formule de Lamé:

$$\sigma_{c_{\max}} = \frac{F_c \cdot D_e'}{\delta \cdot t (D_e' - \delta)} \cdot \epsilon \leq [\sigma_c]$$

avec:

$\sigma_{c_{\max}}$ [Pa]: Contrainte maximale de compression

$$F_c = 32300 \text{ N}$$

$$D_e' = 494 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

t [m]: épaisseur de la paroi du tambour.

$$t = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

ϵ : Coefficient exprimant la diminution de la force F_c le long du tambour.

$$\epsilon = 0,7 \text{ pour l'acier.}$$

$$\epsilon = 0,8 \text{ pour la fonte.}$$

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

$$\sigma_c = \frac{\sigma_s}{K} \text{ - avec } \sigma_s = 2,8 \cdot 10^8 \text{ Pa pour un tambour en A375.}$$

$K = 1,5$ coefficient de sécurité valable pour l'acier

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

$$\sigma_{c_{\max}} = \frac{32300 \cdot 0,494}{\delta \cdot 0,02 \cdot (0,494 - \delta)} \cdot 0,7 \leq 1,87 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

d'où l'équation à résoudre:

$$(E) \Rightarrow \delta^2 - 0,494\delta + 2986,5 \cdot 10^{-6} \leq 0$$

$$\text{solutions: } - \delta_1 = 0,4879 \text{ m}$$

$$\delta_2 = 6,12 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6,12 \text{ mm.}$$

L'expression (E) est négative à l'intérieur des racines

$$\text{donc } \delta_2 < \delta < \delta_1$$

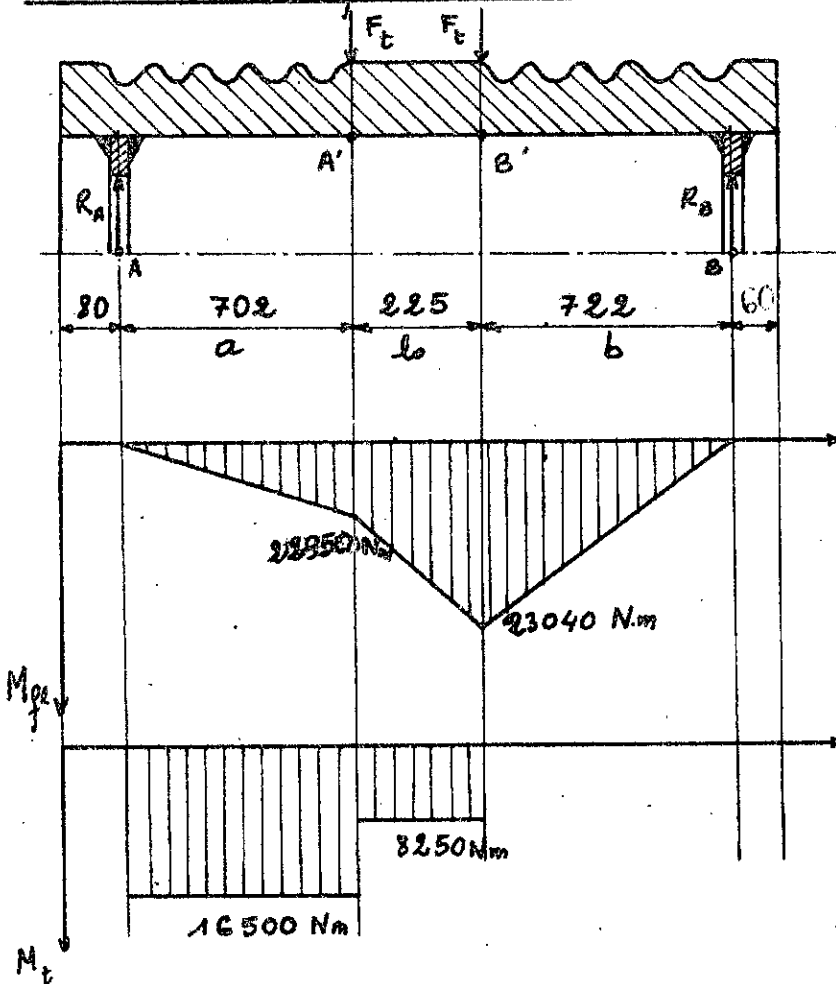
on prendra $\delta = 10 \text{ mm}$.

Au cas ou $\frac{L}{D_e} \leq 3$, les contraintes de torsion et de flexion sont inférieures à 15% des contraintes de compression.

Mais, si $\frac{L}{D_e} > 3$ il faut prendre en considération ces contraintes.

$\frac{L}{D'_t} = \frac{1789}{494} = 3,62 > 3$ donc il faut prendre en considération les contraintes de torsion et de flexion.
Comme l'épaisseur δ a été calculée à la base de la contrainte de compression, donc un calcul de vérification s'impose.

Contraintes de flexion et de torsion.



Données :

- $L = 1789 \text{ mm}$
- $l_0 = 225 \text{ mm}$
- $D'_t = 494 \text{ mm}$
- $D = 512 \text{ mm}$
- $\delta = 10 \text{ mm}$
- $t = 20 \text{ mm}$

et par construction

- $a = 702 \text{ mm}$
- $b = 722 \text{ mm}$

Calculs des réactions aux appuis A - B.

$$R_A = 32692 \text{ N}$$

$$R_B = 31908 \text{ N}$$

Calcul des moments de flexion en A' et B'.

$$M_{fA'} = R_A \cdot a = 32692 \cdot 702 \cdot 10^{-3} = 22950 \text{ N.m}$$

$$M_{fB'} = R_B \cdot b = 31908 \cdot 722 \cdot 10^{-3} = 23040 \text{ N.m}$$

Calcul des moments de torsion.

$$M_{t_a} = 2 \cdot F_t \cdot \frac{D}{2} = F_t \cdot D = 32300 \cdot 0,512 = 16500 \text{ N.m}$$

.23.

$$M_{t,b} = F_t \cdot \frac{D}{2} = \frac{1}{2} M_{t,a} = 8250 \text{ Nm.}$$

Calcul de la contrainte équivalente σ_e .

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{M_f^2 + (0,75 M_t)^2}}{W} \quad [\text{Pa}]$$

On prendra les moments maximum

$$M_f = M_{f,b} = 23,04 \cdot 10^3 \text{ Nm.}$$

$$M_t = M_{t,a} = 16,5 \cdot 10^3 \text{ Nm.}$$

W : module de résistance $[\text{m}^3]$

$$W = 0,1 \frac{D_e^4 - (D_e - 2\delta)^4}{D_e} = 0,1 \frac{0,494^4 - (0,494 - 2 \cdot 0,01)^4}{0,494}$$

$$W = 18,37 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\text{d'où } \sigma_e = \frac{\sqrt{23040^2 + (0,75 \cdot 16500)^2}}{18,37 \cdot 10^{-6}} = 0,1424 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_e = 0,1424 \text{ Pa}$$

Calcul de la contrainte de compression σ_c .

$$\sigma_c = \frac{F_t \cdot D_e \cdot E}{\delta \cdot t \cdot (D_e - \delta)} = \frac{32300 \cdot 0,494 \cdot 0,7}{0,01 \cdot 0,02 (0,494 - 0,01)} = 1,154 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_c = 1,154 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

Calcul de la contrainte Sommaire σ_Σ

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_c^2} = \sqrt{(0,1424 \cdot 10^8)^2 + (1,154 \cdot 10^8)^2}$$

$$\sigma_\Sigma = 1,163 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_\Sigma = 1,163 \cdot 10^8 \text{ Pa} < [\sigma_c] = 1,877 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

Donc notre épaisseur vérifie les conditions de flexion et de torsion.

Calcul de la masse du tambour.

Le tambour est considéré comme un cylindre creux, avec les données suivantes :

$$\left. \begin{array}{l} L = 178,9 \text{ cm} \\ D'_t = 49,4 \text{ cm} \\ \delta = 1 \text{ cm} \end{array} \right\} \Rightarrow D_i = D'_t - 2\delta = 49,4 - 2 \cdot 1 = 47,4 \text{ cm}$$

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

$$m_T = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_t'^2 - D_i^2) \cdot L = 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (49,4^2 - 47,4^2) \cdot 178,9.$$

$$m_T = 213,5 \text{ kg.}$$

Fixation des jantes sur le tambour.

- Détermination du nombre de boulons ajustés :

Les boulons côté réducteur sont chargés au cisaillement, on adoptera un diamètre des boulons $d_b = 17 \text{ mm}$ et on déterminera le nombre Z , de boulons.

$$F_c = \frac{2M_t}{D_b} \quad \text{avec: } \begin{cases} F_c \text{ en [N]} - \text{force de cisaillement} \\ M_t \text{ en [Nm]} - \text{moment du tambour} \\ D_b \text{ en [m]} - \text{diamètre du cercle de positionnement des boulons.} \\ D_b = 0,224 \text{ m} \end{cases}$$

$$\Rightarrow d_b \geq \sqrt{\frac{F_c}{0,785 \cdot Z \cdot \psi \cdot [\tau_c]}} = \sqrt{\frac{2M_t}{0,785 \cdot D_b \cdot Z \cdot \psi \cdot [\tau_c]}}$$

$$\Rightarrow Z \geq \frac{2 \cdot M_t}{0,785 \cdot D_b \cdot d_b^2 \cdot \psi \cdot [\tau_c]}$$

$$\text{avec: } M_t = F_c \cdot 2 \cdot \frac{D}{2} = 32300 \cdot 0,512 = 16537,6 \text{ Nm.}$$

$\psi = 0,7 \div 0,8$ - Coefficient de la distribution inégale de la force F_c par les Z boulons.

$[\tau_c] = (0,6 \div 0,7) \cdot [\tau]$ - Contrainte admissible de cisaillement.

pour des boulons en acier XC38 Trempé et Revenu

$$\tau_s = 6,2 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

$$\Rightarrow [\tau] = \frac{\tau_s}{k} = \frac{6,2 \cdot 10^8}{1,5} = 4,13 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

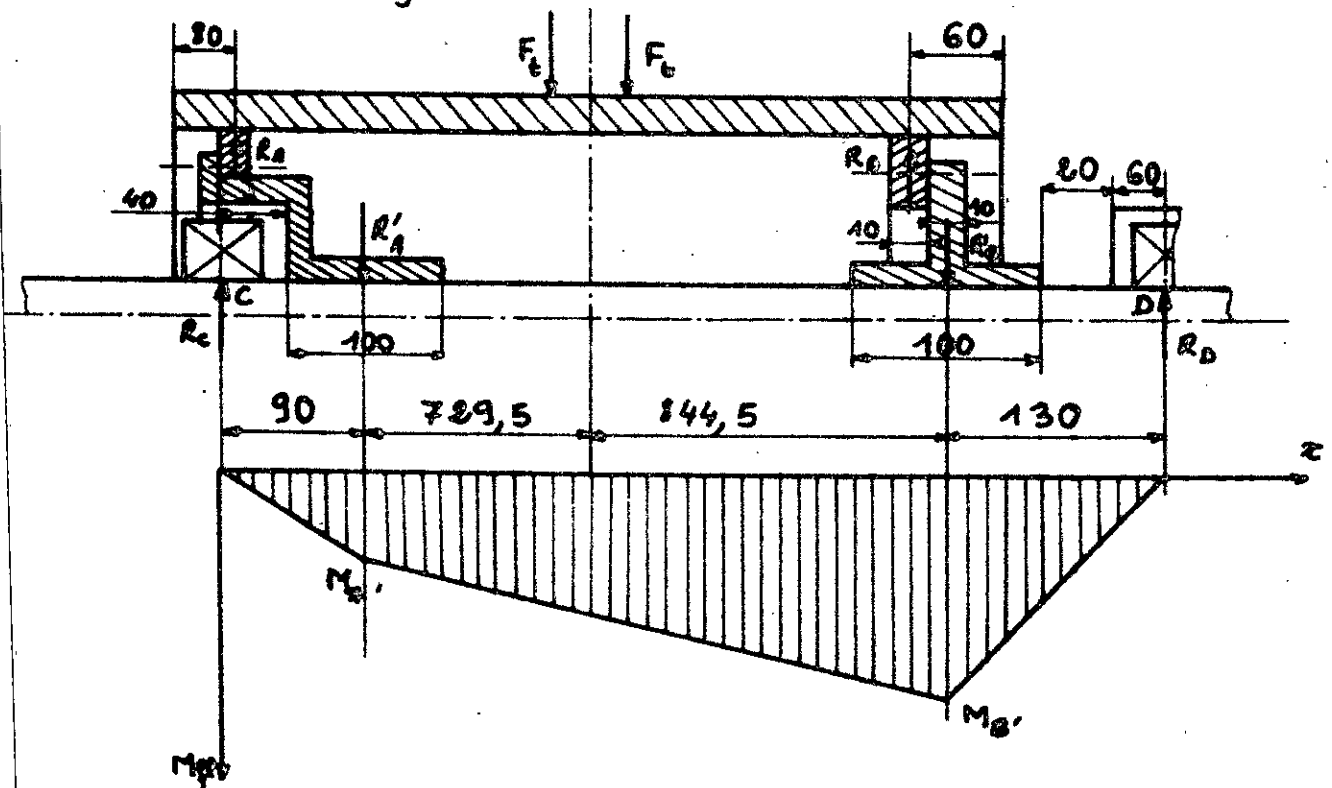
$$\Rightarrow [\tau_c] = 0,65 \cdot 4,13 \cdot 10^8 = 2,685 \cdot 10^8 \text{ Pa.}$$

$$\text{d'où } z \geq \frac{2 \cdot 16537,6}{0,785 \cdot 0,224 \cdot (0,017)^2 \cdot 0,8 \cdot 2,685 \cdot 10^8} = 3 \text{ boulons}$$

On prendra 6 boulons de diamètre 17 mm.

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

L'arbre du tambour ne travaille pas à la torsion ($M_t = 0$), mais seulement à la flexion.



Calcul des réactions R_A' et R_B'

$$\begin{cases} 2F_t = R_A' + R_B' = 64600 \text{ N} \\ R_A' \cdot 729,5 = R_B' \cdot 844,5 \end{cases}$$

$$\text{Solutions : } \begin{cases} R_A' = 34660 \text{ N} \\ R_B' = 29940 \text{ N} \end{cases}$$

Calcul des réactions R_c et R_D

$$\begin{cases} (\sum M)_c = 0 \\ R_A' \cdot 0,090 + R_B' \cdot 1,664 - R_D \cdot 1,794 = 0 \end{cases}$$

$$\text{Solutions : } \begin{cases} R_c = 35090 \text{ N} \\ R_D = 29510 \text{ N} \end{cases}$$

Calcul des moments $M_{f,A'}$ et $M_{f,B'}$.

$$M_{f,A'} = R_c \cdot 0,090 = 35090 \cdot 0,090 = 3158,1 \text{ Nm}$$

$$M_{f,B'} = R_D \cdot 0,130 = 29510 \cdot 0,130 = 3836,3 \text{ Nm}$$

Calcul du diamètre de l'arbre d .

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

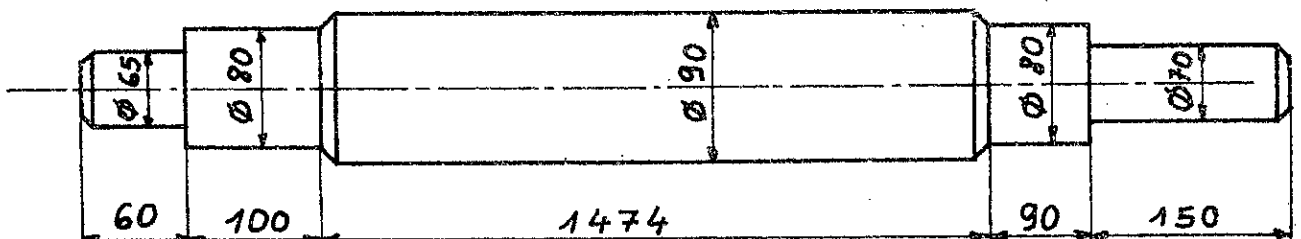
avec : M_i en $[\text{Nm}]$ - moment idéal.

$$M_i = M_{f,B'} = 3836,3 \text{ Nm}$$

pour un arbre en XC38 stabilisé $[\sigma_B] = 80 \text{ N/mm}^2 = 80 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3836,3 \cdot 10^3}{80}} = 78,3 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre de 80 mm.

Masse de l'axe

$$m_a = \frac{\pi}{4} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} (6,5^2 \cdot 6 + 8^2 \cdot 100 + 9^2 \cdot 1474 + 7^2 \cdot 150) = 27,75 \text{ kg}$$

Choix des roulements.

On fera le choix d'un roulement à 2 rangées de rouleaux avec une durée de fonctionnement de 2000 heures.

Remarque: Le roulement côté réducteur est imposé par le diamètre de l'alésage du manchon de sortie du réducteur. ($D = 120 \text{ mm}$), $d = 65 \text{ mm}$, $B = 31 \text{ mm}$

On choisira donc un roulement SKF 22213 d'après N.F.E.22.

roulement du palier.

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$C = P \left(\frac{m \cdot L_h}{16666} \right)^{\frac{1}{k}}$$

avec : P : Charge dynamique équivalente
 F_r : Charge radiale en daN
 F_a : Charge axiale en daN
 x : facteur radial
 y : facteur axial
 v : facteur de rotation
 C : Charge dynamique de base en daN
 $k = \frac{10}{3}$

n : vitesse de rotation en trs/min
 L_h : longévité en heures.

$$F_a = 0$$

$$F_r = 2951 \text{ daN} \Rightarrow P = 2951 \text{ daN}$$

$$m = N_f = \frac{N_h}{C_a} = \frac{965}{48,57} = 19,87 \text{ trs/min}$$

$$\Rightarrow C = 2951 \left(\frac{19,87 \cdot 2000}{16666} \right)^{\frac{3}{10}} = 3830 \text{ daN}$$

On choisira donc le roulement SKF 22 214 d'après NFE 22

$$D = 140 \text{ mm}$$

$$B = 48 \text{ mm}$$

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

Choix du boîtier

On fera le choix d'un boîtier normalisé d'après la norme russe.

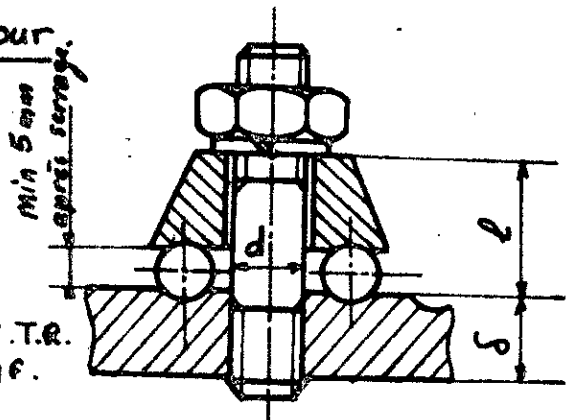
Fixation du câble sur le tambour.Solution choisie :

4 Goujons M16.40/30U

$$d = 16 \text{ mm} \quad j = 16$$

D'après NFE 27.244

Matériaux : - plaque. acier A37
 - Goujons. acier 35CD4F.T.R.
 - Ecrous. acier 35CD4F.

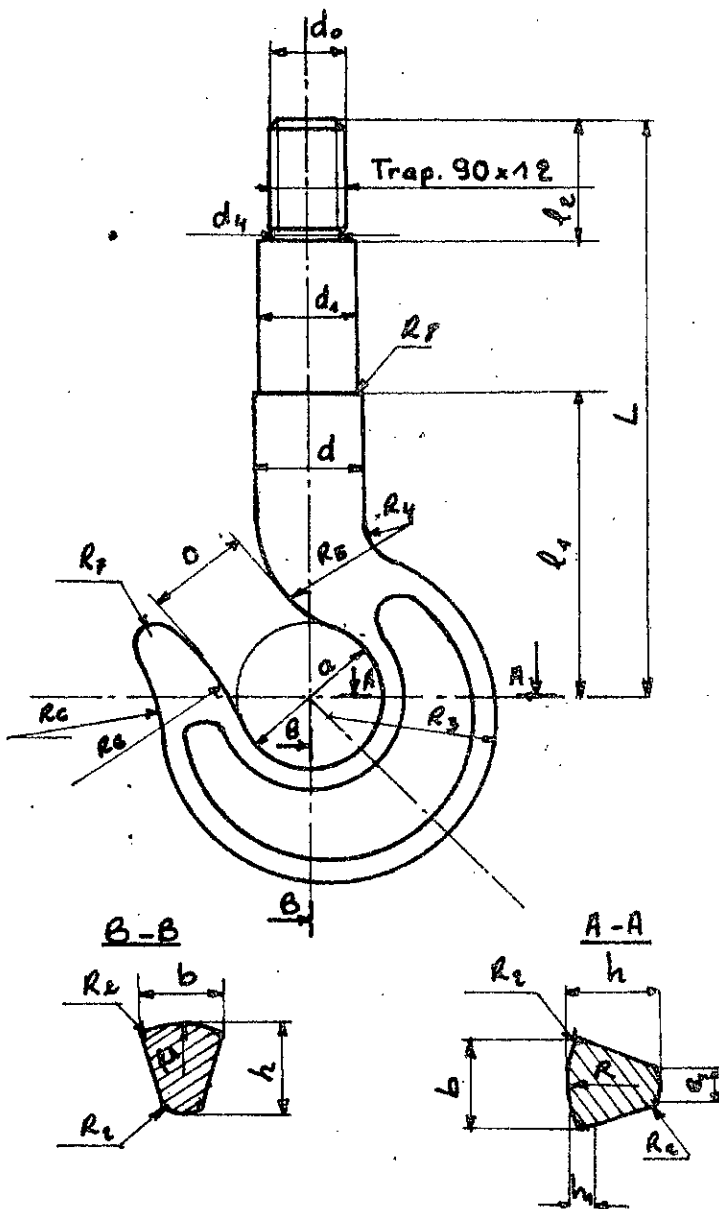


3.2.4. Calcul de résistance de la moufle et des éléments de la moufle (axe, traverse).

3.2.4.1. Choix du Crochet :

Le crochet sera choisit d'après la norme BDS 1608-65
Ce choix se fera en tenant compte de la charge et du régime de fonctionnement.

Pour une charge de 250 kN
et un régime de fonctionnement moyen II.
On a le crochet n° 20 de masse 84 kg.



Valeurs :

- $a = 170$ mm
- $o = 130$ "
- $b = 102$ "
- $h = 164$ "
- $d = 110$ "
- $d_1 = 100$ "
- $d_0 = \text{Trap. } 90 \times 12$
- $L = 220$ mm.
- $l_1 = 600$ "
- $l_2 = 115$ "
- $m = 80$ "
- $R = 100$ "
- $R_1 = 120$ "
- $R_2 = 20$ "
- $R_3 = 220$ "
- $R_4 = 50$ "
- $R_5 = 170$ "
- $R_6 = 190$ "
- $R_7 = 30$ "
- $R_8 = 2,5$ "

3.2.4.2. Choix de la butée à bille.

$$C_0 = K (Q_u + P_c)$$

avec :

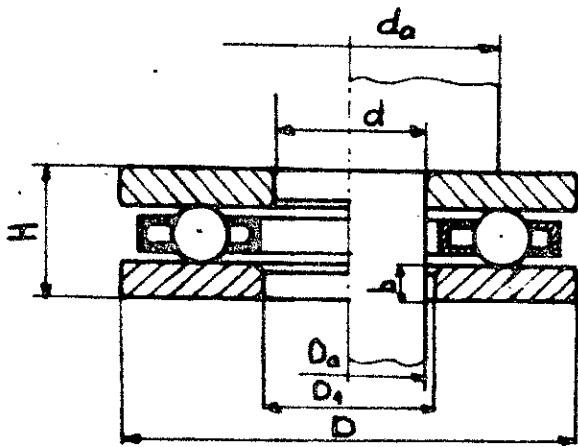
C_0 : Charge maximale en daN

P_c : Poids du crochet en daN

K : 1,2 coefficient de sécurité

$$C_0 = 1,2 (25000 + 84) = 30100,8 \text{ daN}$$

On choisira la butée à bille à simple effet. Serie NF12.
SKF 51220.



$$d = 100 \text{ mm}$$

$$D = 150 \text{ mm}$$

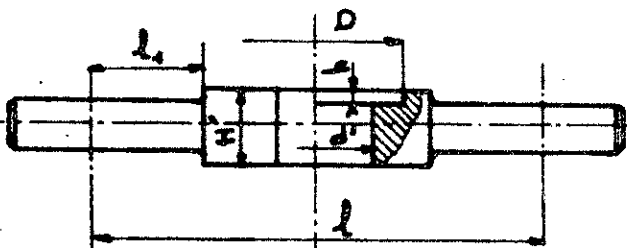
$$H = 38 \text{ mm}$$

$$D_1 = 103 \text{ mm}$$

$$d_{0 \text{ min}} = 130 \text{ mm}$$

$$D_{0 \text{ max}} = 120 \text{ mm}$$

3.2.4.3. Calcul de la traverse.



D'après la butée à bille, la traverse aura les dimensions suivantes :

$$D = 150 \text{ mm}$$

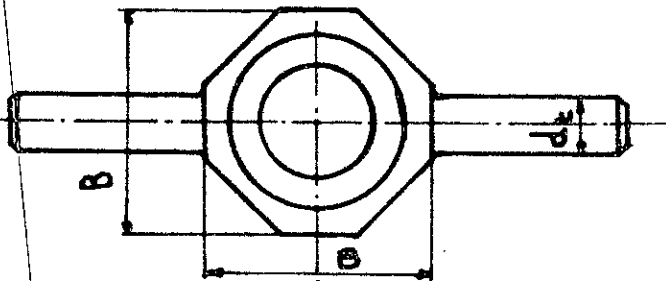
$$B = D + (10 \div 40) \text{ mm}$$

$$B = 150 + 40 = 190 \text{ mm}$$

$$h = (0,5 \div 1) \cdot b = 12 \text{ mm}$$

$$d' = d_1 + (2 \div 5) < d$$

$$d' = 100 + 5 = 105 \text{ mm} < 110 \text{ mm}$$



avec : $b, D \rightarrow$ butée
 $d_1, d \rightarrow$ crochet

La longueur l est déterminée approximativement

$$\text{On prendra : } l = 450 \text{ mm.}$$

Il faut déterminer la hauteur nécessaire H' pour que la traverse résiste.

$$H' \geq \sqrt{\frac{3 \cdot Q_u \cdot l}{2 \cdot (B - d') \cdot [\sigma]}}$$

avec les dimensions linéaires en [m]
avec $B = 170 \text{ mm}$.

pour un acier XC 35 F $\rightarrow [\sigma] = 8 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$.

$$\Rightarrow H' \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 250.000 \cdot 0,450}{2 \cdot (0,170 - 0,105) \cdot 8 \cdot 10^7}} = 180 \text{ mm}.$$

Cette hauteur ne permet pas le montage, vu que notre crochet permet au maximum une hauteur de 96 mm, d'où la nécessité d'augmenter B . prenons $B = 190 \text{ mm}$.

$\Rightarrow H' = 156 \text{ mm}$ c'est toujours trop grande, il faut donc changer de matériau.

Nous prendrons un acier XC 38 F trempé et revenu $\sigma_s = 6,2 \cdot 10^8 \text{ Pa}$.

et $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1,5} = 3,31 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ avec $B = 190 \text{ mm}$.

$$\Rightarrow H' \geq 77,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 77,5 \text{ mm}.$$

On prendra $H' = 94 \text{ mm}$.

Calcul de d_t .

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{Q_u \cdot l_1}{0,2 \cdot [\sigma]}}$$

avec : $l_1 = \frac{l - B}{2} = \frac{450 - 190}{2} = 130 \text{ mm}$

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{250.000 \cdot 0,130}{0,2 \cdot 3,31 \cdot 10^8}} = 79 \text{ mm}.$$

On prendra $d_t = 90 \text{ mm}$.

3.2.4.4. Détermination des roulements des poulies.

On utilisera deux roulements à une rangée de billes par poulie.

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_k \cdot n}{16666}}$$

avec : $P = z \cdot v \cdot F_r = 1 \cdot 1,2 \cdot \frac{12500}{60} = 3750 \text{ daN}$
 $n = N_f = 19,87 \text{ tps/min}^4$
 $k = 3$

$$\Rightarrow C = 3750 \cdot \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 19,87}{16666}} = 5000 \text{ daN}$$

d'où les roulements rigides à une rangée de billes

de Serie NFO2 - SKF 6218 - $d = 90 \text{ mm}$, $D = 160 \text{ mm}$, $B = 30 \text{ mm}$.

3.3. Vérification du moteur à la non surchauffe.

Il est nécessaire de faire cette vérification dans le cas où la puissance du moteur d'après le catalogue est inférieure à la puissance statique. $P_c < P_s$.

Pour protéger le moteur contre la surchauffe, il est nécessaire de satisfaire l'expression :

$$M_n \geq M_e$$

avec: M_n [Nm] - moment nominal du moteur choisit

$$M_n = \frac{10^3 P_n}{\omega} \text{ [Nm]}$$

où: P_n [kW] - puissance nominale de moteur, d'après le catalogue.

ω [rad/s] - vitesse angulaire du moteur.

$$\omega = \frac{\pi \cdot N_n}{30} \text{ [rad/s]}$$

N_n [min⁻¹] - tours du moteur, d'après le catalogue.

M_e [Nm] - moment équivalent (moment moyen quadratique), avec lequel on charge le moteur.

Par définition :

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

avec:

M_d [Nm] - (voir § 3.2.1.)

$t_{d,i}$ [s] - temps de démarrage pendant la "i^{ème}" période de fonctionnement du mécanisme.

$M_{s,i}$ [Nm] - moment statique chargeant le moteur pendant la "i^{ème}" période de fonctionnement du moteur.

$t_{f,i}$ [s] - temps de fonctionnement pendant la "i^{ème}" période

β - coefficient d'altération de refroidissement du moteur électrique (exprimant l'altération des conditions de refroidissement avec la diminution de tours du moteur pendant les régimes non stationnaires).

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

avec β_0 - le même coefficient concernant l'altération du refroidissement pendant les repos (moteur en arrêt).

$\beta_0 = 0,25 \div 0,35$ - pour les moteurs ayant un ventilateur sur leur arbre.

$\beta_0 = 0,30 \div 0,55$ - moteurs fermés (hermétiques) ayant des nervures extérieures et une circulation de l'air intensive.

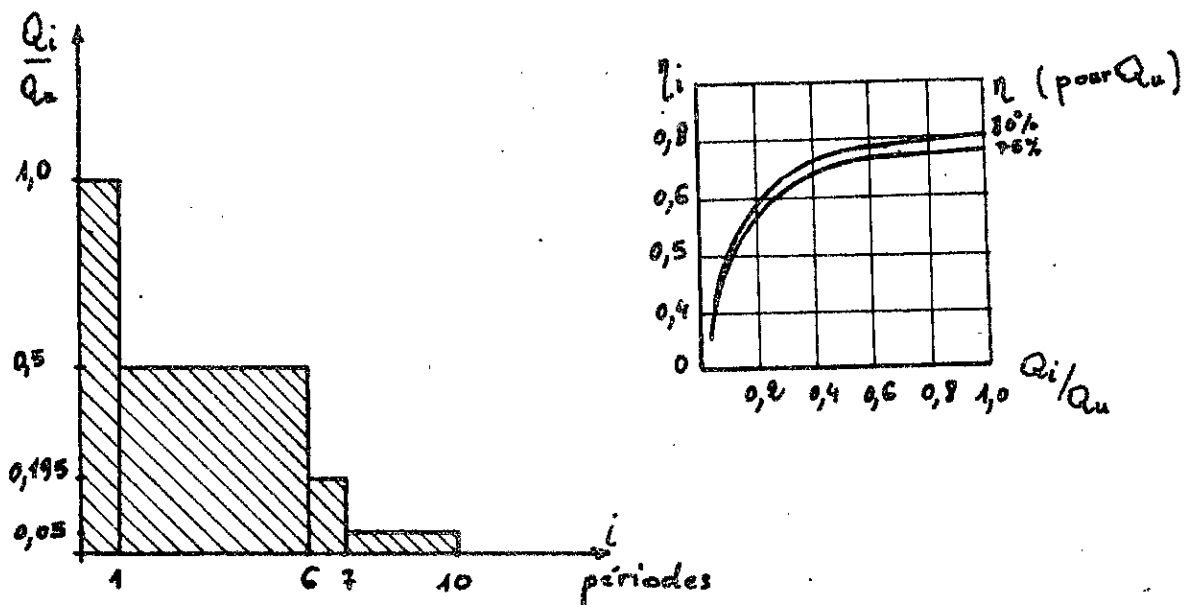
$\beta_0 = 0,70 \div 0,98$ - moteurs fermés sans nervures et sans circulation de l'air.

Pour les moteurs de la série M.T.F on adopte $\beta_0 = 0,50$

Donc, pour pouvoir calculer M_e , il est nécessaire de savoir les régimes réels de fonctionnement des mécanismes.

On a un régime de fonctionnement moyen π , on suppose que le mécanisme de levage lève et descend une fois la charge nominale Q_n , 5 fois 50% de la charge nominale, une fois 19,5% de Q_n , et 3 fois 5% de Q_n .

Ces dix manipulations seront considérées comme un cycle dont le graphique est le suivant:



Pour un pont roulant de montage et réparation de machines, les statistiques donnent les valeurs suivantes:

- hauteur de levage de 1,5 à 2 m.
- déplacement du chariot de 5 à 6 m.
- déplacement du pont de 5 à 6 m.

$$t_{d,i} = \frac{w \cdot I_i}{M_d - M_{s,i}} \quad [s]$$

$$M_d = 688,86 \text{ Nm constant.}$$

$$I_i = \Delta (I_m + I_a) + \frac{Q_i \cdot v_u^2}{g \cdot w^2 \cdot \eta_i} = 1,2949 + 1,77 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{Q_i}{\eta_i} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$M_{s,i}$ - dépend de l'opération (levage ou descente).

pour le levage on notera $M_{sL,i}$ et $t_{dL,i}$

pour la descente $M_{sD,i}$ et $t_{dD,i}$

$$M_{sL,i} = \frac{D'}{2 \cdot a \cdot i_R} \cdot \frac{Q_i}{\eta_i} = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{Q_i}{\eta_i} \quad [\text{Nm}]$$

$$M_{sD,i} = \frac{D'}{2 \cdot a \cdot i_R} \cdot Q_i \cdot \eta_i = M_{sL,i} \cdot \eta_i^2 \quad [\text{Nm}]$$

$$t_{dL,i} = \frac{101 \cdot I_i}{688,86 - M_{sL,i}} \quad [s], \text{ et } t_{dD,i} = \frac{101 \cdot I_i}{688,86 - M_{sD,i}} \quad [s]$$

$$t_{f,i} = \frac{H_i}{v_u} = \frac{2}{0,133} = 15 \text{ s (on considèrera } t_{f,i} = 15 \text{ s)}$$

$$Q_i = k_i \cdot Q_u + G_m \quad (k_i = 1 ; 0,5 ; 0,195 ; 0,05).$$

$i=1$. Levage et descente une fois de la charge Q_u . ($\eta_i = 0,8$)

$$Q_1 = Q_u + G_m = 250,75 \text{ kN}$$

$$M_{sL,1} = 1,3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{250,75 \cdot 10^3}{0,8} = 413 \text{ Nm}$$

$$M_{sD,1} = 413 \cdot 0,8^2 = 264,32 \text{ Nm}$$

$$I_1 = 1,2949 + 1,77 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{250,75 \cdot 10^3}{0,8} = 1,355 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$t_{dL,1} = \frac{101 \cdot 1,355}{688,86 - 413} = 0,496 \text{ s.}$$

$$t_{dD,1} = \frac{101 \cdot 1,355}{688,86 - 264,32} = 0,322 \text{ s.}$$

$l = 2$. Levage et descente 5 fois 50% de Q_u . ($\eta_2 = 0,75$)

$$Q_2 = 0,5 \cdot Q_u + G_m = 0,5 \cdot 250 + 0,75 = 125,75 \text{ kN.}$$

$$M_{SL,2} = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{125,75 \cdot 10^3}{0,75} = 218 \text{ Nm.}$$

$$M_{SD,2} = 218 \cdot 0,75^2 = 122,625 \text{ Nm.}$$

$$I_2 = 1,2949 + 1,77 \cdot 10^{-7} \frac{125,75 \cdot 10^3}{0,75} = 1,325 \text{ kg.m}^2.$$

$$t_{dL,2} = \frac{101 \cdot 1,325}{688,86 - 218} = 0,284 \mu.$$

$$t_{dD,2} = \frac{101 \cdot 1,325}{688,86 - 122,625} = 0,236 \mu.$$

$l = 3$. Levage et descente une fois 0,195 Q_u . ($\eta_3 = 0,58$)

$$Q_3 = 0,195 \cdot Q_u + G_m = 0,195 \cdot 250 + 0,75 = 49,5 \text{ kN.}$$

$$M_{SL,3} = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{49,5 \cdot 10^3}{0,58} = 111 \text{ Nm.}$$

$$M_{SD,3} = 111 \cdot 0,58^2 = 37,34 \text{ Nm.}$$

$$I_3 = 1,2949 + 1,77 \cdot 10^{-7} \frac{49,5 \cdot 10^3}{0,58} = 1,310 \text{ kg.m}^2.$$

$$t_{dL,3} = \frac{101 \cdot 1,310}{688,86 - 111} = 0,229 \mu.$$

$$t_{dD,3} = \frac{101 \cdot 1,310}{688,86 - 37,34} = 0,203 \mu.$$

$l = 4$. Levage et descente 3 fois 0,05 Q_u . ($\eta_4 = 0,30$)

$$Q_4 = 0,05 \cdot Q_u + G_m = 0,05 \cdot 250 + 0,75 = 13,25 \text{ kN.}$$

$$M_{SL,4} = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{13,25 \cdot 10^3}{0,30} = 57,4 \text{ Nm.}$$

$$M_{SD,4} = 57,4 \cdot 0,30^2 = 5,166 \text{ Nm}$$

$$I_4 = 1,2949 + 1,77 \cdot 10^{-7} \frac{13,25 \cdot 10^3}{0,30} = 1,300 \text{ kg.m}^2.$$

$$t_{dL,4} = \frac{10A \cdot 1,300}{688,86 - 57,4} = 0,208 \text{ s.}$$

$$t_{dD,4} = \frac{10A \cdot 1,300}{688,86 - 5,166} = 0,192 \text{ s.}$$

Nota: un cycle correspond à 10 levages et 10 descentes donc 20 périodes.

$$\sum_{i=1}^{20} t_{d,i} = 1 \cdot (0,456 + 0,322) + 5 \cdot (0,224 + 0,236) + 1 \cdot (0,229 + 0,203) + 3 \cdot (0,208 + 0,192) = 5,05 \text{ s.}$$

$$\sum_{i=1}^{20} t_{d,i} = 5,05 \text{ s.}$$

$$\sum_{i=1}^{20} t_{f,i} = 20 \cdot 15 = 300 \text{ s.}$$

$$\sum_{i=1}^{20} M_{s,i} \cdot t_{f,i} = 15 \cdot \sum_{i=1}^{20} M_{s,i} = 8653772 \text{ (Nm) \cdot s}$$

$$\beta = \frac{1 + 0,50}{2} = 0,75$$

$$\text{d'où } M_e = \sqrt{\frac{688,86 \cdot 5,05 + 8653772}{0,75 \cdot 5,05 + 300}} = 190,7 \text{ Nm}$$

or $M_n = 356,43 \text{ Nm}$ (calculé précédemment)

d'où l'inégalité $M_n > M_e$ est vérifiée, donc le moteur ne sera pas surchauffé.

. Chapitre IX .

MECANISME de DIRECTION

4.1. Calculs préliminaires.

- paramètres initiaux:

Charge utile $Q_u = 250 \text{ kN}$.

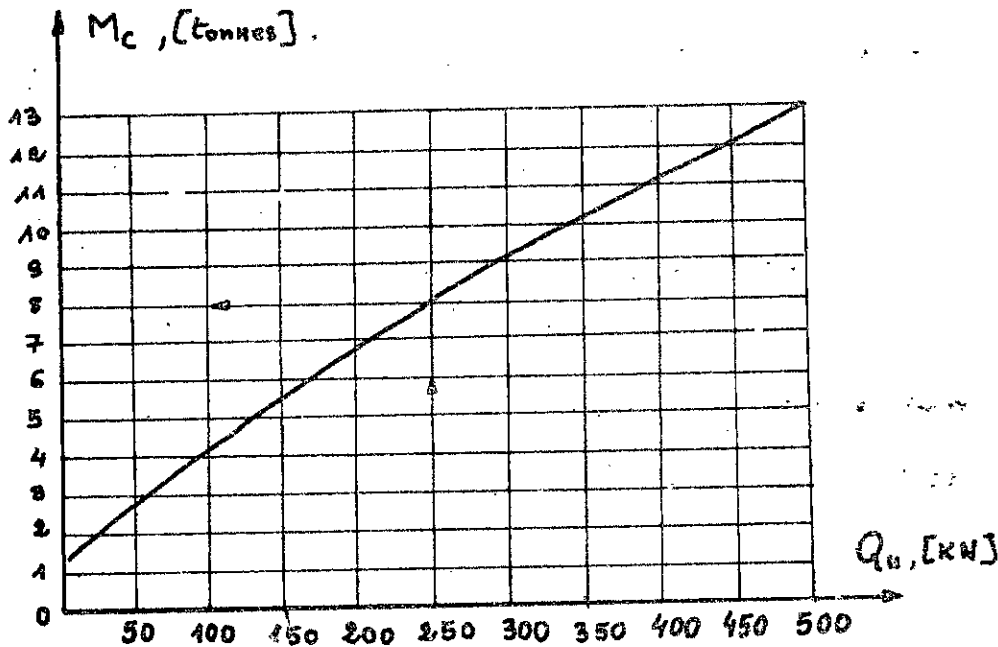
Vitesse de direction (du chariot) : $V_c = 85 \text{ m/min}$ à 10% près.

Facteur de marche $F.M = 25\%$

Pente maximale des rails - $\alpha = 0,008 \text{ rad}$.

Régime de fonctionnement : moyen (π).

En plus de ces données, on doit déterminer la masse du chariot M_c en (t) à la base des données statistiques d'après le graphique suivant:



Pour notre pont roulant $Q_u = 250 \text{ kN} \Rightarrow M_c = 8 \text{ tonnes}$

d'où le poids du chariot $G_c = 8 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 78,48 \cdot 10^3 \text{ N}$

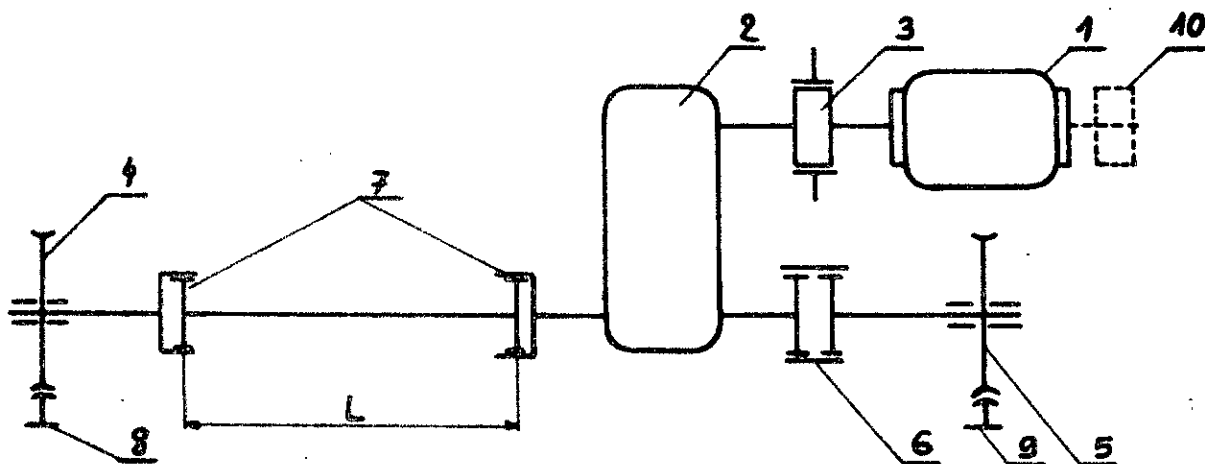
$$G_c = 78,5 \text{ kN}$$

- Choix du schéma cinématique:

Le mécanisme de direction est constitué essentiellement de :

- un moteur, un réducteur (position verticale) - Frein - accouplements
- galets moteurs.

Schéma cinématique choisit:



- 1. moteur
- 2. réducteur
- 3. Frein + accouplement élastique
- 4-5. Galets moteurs.

- 6. manchon à engrenage.
- 7. demi-manchon à engrenage.
- 8-9. rails.
- 10 - volant d'inertie.

L'avantage que présente cette disposition est qu'elle permet le déplacement du centre de gravité en jouant sur la longueur L .

4.1.1. Calcul des galets:

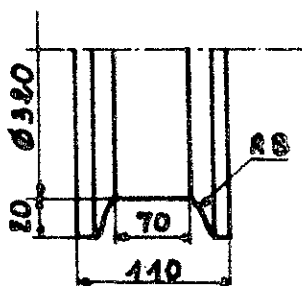
Les galets, les rails et les boîtiers seront choisis suivant la norme GOST 6368.52, toutefois un calcul de la contrainte de Contact s'impose pour le choix du matériau du galet.

Ce choix se fera en fonction des paramètres suivants:

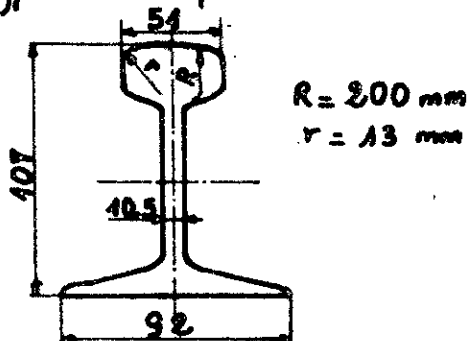
- Vitesse du chariot : $V_c = 25 \text{ m/min}$
- Régime de fonctionnement : moyen (3).
- Charge maximale sur un galet :

$$F_{\max} > \frac{Q_u + G_c}{4} = \frac{250 + 78,5}{4} = 82,125 \text{ KN.}$$

Galet d'après BDS/610-72



Rail type R24 d'après GOST 6368.52



Calcul de la contrainte de contact. (Contact ponctuel).

$$\sigma = K \sqrt[3]{\frac{F_e \cdot E_{moy}^2}{r_{max}^2}}$$

avec: σ - [N/m²] ou [Pa] Contrainte de contact ponctuel.
 K - Coefficient du rapport des rayons de contact.

pour un rapport des rayons = $\frac{R_{calet}}{R_{rail}} = \frac{160}{200} = 0,8 \Rightarrow K = 0,42$.

$F_e = K_1 \cdot K_2 \cdot F_{max}$ en [N] - Charge équivalente.

K_1 : Coefficient exprimant le fait que les galets peuvent être à charge avec $(Q_u + G_c)$ ou à vide, (G_c) .

$$K_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G_c}\right)^3} \right]} = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{250}{78,5}\right)^3} \right]} = 0,8$$

K_2 : Coefficient du régime de fonctionnement.

Pour un régime moyen (F) on a $K_2 = 1,2$

d'où $F_e = 0,8 \cdot 1,2 \cdot 82125 = 78840$ N

E_{moy} = module d'élasticité moyen $E_{moy} = \frac{2 E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$

En prenant les galets et les rails de même acier $\Rightarrow E_1 = E_2 = E = 2,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

$$\Rightarrow E_{moy} = \frac{2E^2}{2E} = E$$

r_{max} en [m] = $\max(R_{calet}, R_{rail}) = \max(160, 200) = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$

Finalement:

$$\sigma = 0,42 \sqrt[3]{\frac{78840 \cdot (2,1 \cdot 10^{10})^2}{(0,2)^2}} = 1,86 \cdot 10^9 \text{ Pa} = 1860 \text{ MPa}$$

On adoptera donc un acier XC 50 d'après NF, de contrainte admissible de contact ponctuel de 2200 MPa et de dureté HB = 350 ÷ 450.

4.1.2. Calcul de résistance au mouvement.

$$W = W_h + W_p$$

avec:

W [N]: résistance totale

W_h [N]: résistance au mouvement due au chemin horizontal.

W_p [N]: force due à la pente du chemin.

a) Résistance au mouvement due au chemin horizontal.

$$W_h = (Q_u + G_c) \cdot w$$

avec w = coefficient de résistance spécifique.

pour des cables préliminaires on peut prendre:

$$w = 0,007 \div 0,019$$

mais pour éviter de reprendre les calculs, on le calculera définitivement d'après la formule:

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

où: $\mu = 0,015$ coefficient de frottement dans les galets (roulements à deux rangées de rouleaux à tonneau).

$d = 0,25 \cdot 32,0 = 8 \text{ cm}$ - diamètre intérieur du roulement.

$$d = (0,2 + 0,3) D_g$$

f : coefficient de frottement de roulement des galets sur les rails. On le détermine en fonction du diamètre du galet.

$$\text{pour } D_g = 32 \text{ cm} \rightarrow f = 0,04$$

$K_r = 2,5$ Coefficient de frottement des boudins sur les rails.

$$\text{d'où } w = \frac{0,015 \cdot 8 + 2 \cdot 0,04}{32} \cdot 2,5 = 0,0156$$

$$\text{et } W_h = (250 \cdot 10^3 + 78,5 \cdot 10^3) \cdot 0,0156 = 5124,6 \text{ N}$$

b) Résistance au mouvement due à la pente.

$$W_p = (Q_u + G_c) \cdot \sin \alpha \quad \text{or } \alpha \text{ petit} \Rightarrow \sin \alpha \approx \alpha$$

$$W_p = (250 + 78,5) \cdot 10^3 \cdot 0,002 = 657 \text{ N}$$

$$W_p = 657 \text{ N}$$

C) Resistance totale.

$$W = W_h + W_p$$

$$W = 5124,6 + 657 = 5781,6 \text{ N}$$

$$\underline{W = 5781,6 \text{ N}}$$

4.1.3. Choix du moteur électrique, du réducteur et des accouplements.

4.1.3.1. Moteur électrique.

Puissance statique du moteur . P.

$$P = \frac{W \cdot V_c}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{KW}] \quad \text{avec : } W = 5781,6 \text{ N} \quad \begin{array}{l} \text{Resistance totale} \\ \text{au mouvement} \end{array}$$

$$V_c = 25 \text{ m/min} = 0,417 \text{ m/s}$$

$$\eta = \eta_a^n \cdot \eta_R$$

η : rendement du mécanisme de direction

$\eta_a = 0,90$ rendement d'un accouplement.

$n = 2$ - nombre d'accouplements.

$\eta_R = 0,90$ rendement du réducteur.

$$\Rightarrow \eta = 0,90^2 \cdot 0,90 = 0,729 \approx 0,73$$

$$P = \frac{5781,6 \cdot 0,417}{1000 \cdot 0,73} = 3,3 \text{ KW}$$

Le moteur sera choisit à la base de cette puissance et telle que $P < P_c$ et du facteur de marche $FM = 25\%$.

On choisit un moteur à rotor bobiné de type MTF111-6 ayant les caractéristiques suivantes :

$$P_c = 4,1 \text{ KW}$$

$$N_n = 870 \text{ trs/min}$$

$$M_{max} = 87 \text{ Nm}$$

$$I_n = 0,049 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{Masse} = 76 \text{ kg.}$$

4.1.3.2. Réducteur.

$$\text{Rapport de réduction : } i_R = \frac{N_n}{N_g}$$

$$\text{avec : } N_n = 870 \text{ trs/min}$$

$$N_g = \frac{V_c}{\pi \cdot D_g} = \frac{25}{\pi \cdot 0,32} = 24,87 \text{ trs/min}$$

$$i_R = \frac{870}{24,87} = 34,98$$

On choisit un réducteur d'après la norme russe
Réducteur type vertical BKH 480 à 2 arbres de sortie
ayant les caractéristiques suivantes :

$$i_{rc} = 31,5, \quad P_{max} = 6,6 \text{ kW}, \quad N = 1000 \text{ trs/min}, \quad \text{masse} = 140 \text{ kg.}$$

Vérification :

$$\Delta i = \left| \frac{i_R - i_{rc}}{i_R} \right| \cdot 100 = \left| \frac{34,98 - 31,5}{34,98} \right| \cdot 100 = 9,95\% \leq 10\%$$

donc la condition $\Delta i < 10\%$ est vérifiée.

Valeur définitive de la vitesse de direction.

$$V_c = \frac{\pi \cdot D_g \cdot N_n}{i_R} = \frac{\pi \cdot 0,320 \cdot 870}{31,5} = 28 \text{ m/min} = 0,467 \text{ m/p.}$$

4.1.3.2. Accouplements (voir § 3.1.3.4.)

a. Liaison moteur-réducteur :

$$M_a \geq K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{W \cdot D_g}{2 \cdot i_R \cdot \eta} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot \frac{5781,6 \cdot 0,32}{2 \cdot 31,5 \cdot 0,73} = 53,1 \text{ Nm}$$

On choisira un accouplement élastique dont l'un des plateaux servira de poulie de frein.

D'après BDS 2441-71, on choisit l'accouplement type AE100 dont les caractéristiques sont :

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

$$I_a = 0,0064 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{Masse} = 4,84 \text{ kg.}$$

$$\text{Diamètre de la poulie de frein} = 100 \text{ mm.}$$

Remarque : cet accouplement peut être changé après le choix du frein.

b. Liaison réducteur-galet.

D'après le schéma cinématique choisi, il est nécessaire d'avoir un arbre de transmission entre les deux manchons à engrenage.

Les manchons seront choisis de la même façon que précédemment.

$$M_a \geq K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{W \cdot \frac{D_g}{2}}{\eta_g \cdot \eta_a}, \quad \text{mais le calcul portera sur le manchon près du galet.}$$

$$M_0 \geq 1,1 \cdot 1,2 \frac{5781,6 \cdot 0,32}{2 \cdot 0,90 \cdot 0,98} = 1385 \text{ N.m.}$$

$$\eta_g = 0,90$$

$$\eta_a = 0,98$$

On choisit donc deux demi-manchon identiques du type CZM N°6.
d'après BDS 3268-76

Les caractéristiques sont :

$$N_{adm.} = 2500 \text{ trs/min.}$$

$$I_a = 1,5 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{Masse} = 170 \text{ kg}$$

et un manchon identique :

$$I_a' = 0,7 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{Masse} = 80 \text{ kg}$$

4.2. Calculs définitifs, Choix du frein.

Les calculs définitifs se réduisent à quatre vérifications principales de la dynamique du mécanisme de direction.
(ainsi que du mécanisme de translation).

1. Il faut éviter le grand balancement de la charge, pendant le démarrage, ceci avec le chargement nominal.

On doit donc avoir une accélération moyenne de démarrage, inférieure ou égale à l'accélération moyenne admissible.

2. Il faut éviter le patinage des galets sur les rails, chariot à vide.

Donc, le moment maximal de démarrage doit avoir une valeur de manière à avoir une accélération maximale inférieure ou égale à l'accélération maximale admissible imposée par la condition de non patinage.

3. Avec le chargement nominal, le moment de freinage ne doit pas faire dépasser l'accélération admissible.

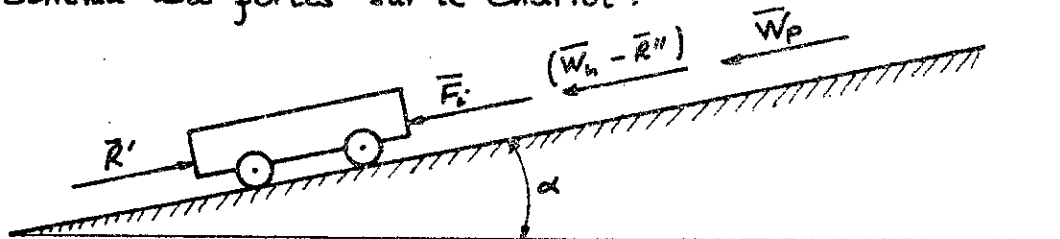
4. Sans chargement, le moment de freinage ne doit pas faire dépasser l'accélération maximale admissible imposée par la condition de non patinage.

Remarque : Les conditions 1. et 2. nous permettront de faire le choix définitif du moteur, les deux autres ; celui du frein.

Détermination des accélérations maximales admissibles, imposées par les conditions de non patinage.

1. Démarrage contre la pente, chariot à vide.

schéma des forces sur le chariot:



Nota : Indice " - " (barre) signifie "à vide".

\bar{R}' - force résistant au patinage (ou bien favorisant le mouvement)

\bar{F}_i ; $(\bar{W}_h - \bar{R}'')$; \bar{W}_p - forces favorisant le patinage (ou bien résistant au mouvement)

$$\bar{R}' = [\bar{F}_i + (\bar{W}_h - \bar{R}'') + \bar{W}_p] \cdot K_g$$

avec :

\bar{R}' - force de frottement des galets moteurs sur les rails, et plus précisément, le frottement au niveau de la surface cylindrique des galets.

$$\bar{R}' = G_{gm} \cdot \mu_g$$

avec : G_{gm} - charge sur les galets moteurs "à vide".
 μ_g - coefficient de frottement galet sur rail.

\bar{F}_i - force d'inertie du système mobile (chariot à vide)

$$\bar{F}_i = m_c \cdot a = \frac{G_c}{g} \cdot a$$

avec :

m_c - masse du chariot à vide
 a - accélération du chariot pendant le démarrage (valeur inconnue).
 G_c - force de gravité du chariot "à vide"

\bar{W}_h - force de résistance au mouvement du chemin horizontal, due au mouvement des galets moteurs et des galets fous.

$$\bar{W}_h = G_c \cdot w$$

avec :

w - Coefficient de résistance spécifique

Remarque : On diminue \bar{W}_h par \bar{R}'' : \bar{R}'' favorise le mouvement.

\bar{R}'' - force de frottement dans les paliers des galets moteurs et des boudins des galets moteurs sur les rails.

$$\bar{R}'' = G_{gm} \frac{\mu \cdot d}{D_{gm}} \cdot K_r$$

avec: G_{gm} - charge sur les galets moteurs "à vide".

μ - Coefficient de frottement dans les paliers des galets moteurs.

d - diamètre des paliers (Dans le cas où on utilise des roulements, d - diamètre intérieur de la bague intérieure du roulement).

D_{gm} - diamètre des galets moteurs.

K_r - coefficient de frottement des boudins sur les rails.

Nota: $\frac{d}{D_{gm}}$ - rapport de réduction de la force de frottement au niveau de la périphérie du galet moteur.

Important: On suppose que pendant le démarrage, les boudins des galets moteurs touchent les rails.

\bar{W}_p - force due à la pente vide.

$$\bar{W}_p = G_c \cdot \alpha \quad \text{avec: } \alpha = 0,002 \text{ rad.}$$

K_g - coefficient de sécurité de frottement au niveau de la surface cylindrique des galets moteurs. $K_g = 1,2$.

Donc:

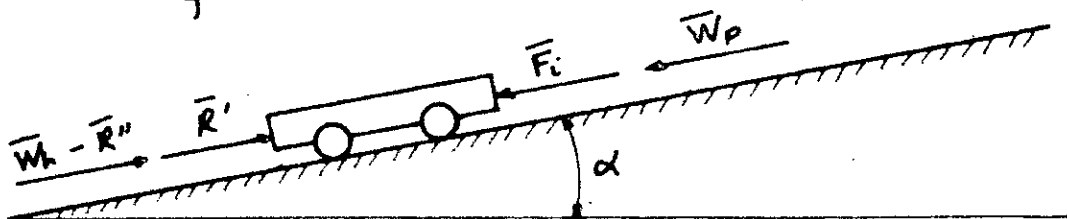
$$G_{gm} \cdot \mu_g = \left[\frac{G_c}{g} \cdot a + G_c \cdot w - G_{gm} \frac{\mu \cdot d}{D_{gm}} \cdot K_r + G_c \cdot \alpha \right] \cdot K_g$$

$$G_{gm} \cdot \frac{\mu_g}{K_g} = \frac{G_c}{g} \cdot a + G_c \cdot w - G_{gm} \frac{\mu \cdot d}{D_{gm}} \cdot K_r + G_c \cdot \alpha$$

$$\Rightarrow a = \left[\frac{G_{gm}}{G_c} \left(\frac{\mu_g}{K_g} + \mu \cdot \frac{d}{D_{gm}} \cdot K_r \right) - w - \alpha \right] \cdot g$$

2. Freinage dans le sens de la pente, chariot à vide.

schéma des forces sur le chariot:



\bar{R}' ; $(\bar{W}_h - \bar{R}'')$ - forces favorisant le freinage.

\bar{F}_i ; \bar{W}_p - forces favorisant le patinage.

$$\bar{R}' = \left[\bar{F}_i - (\bar{W}_h - \bar{R}'') + \bar{W}_p \right] \cdot K_g$$

avec : $\bar{R}' = G_{gm} \cdot \mu g$ - comme précédemment.

$$\bar{F}_i = \frac{G_c}{g} \cdot a \quad - \quad " \quad "$$

$$\bar{W}_p = G_c \cdot \alpha \quad - \quad " \quad "$$

Remarque :

$$\bar{W}_h = G_c \cdot \frac{w}{K_r} ; \quad \bar{R}'' = G_{gm} \frac{\mu \cdot d}{D_{gm}}$$

donc, pendant le freinage on néglige l'influence du frottement des boudins des galets sur les rails.

$$\text{Rappelons que : } w = \frac{\mu \cdot d + z \cdot f}{D_{gm}} \cdot K_r$$

Donc :

$$G_{gm} \cdot \mu g = \left(\frac{G_c}{g} \cdot a - G_c \frac{w}{K_r} + G_{gm} \cdot \mu \cdot \frac{d}{D_{gm}} + G_c \cdot \alpha \right) \cdot K_g$$

$$\frac{G_{gm} \cdot \mu g}{K_g} = \frac{G_c}{g} \cdot a - G_c \frac{w}{K_r} + G_{gm} \cdot \mu \cdot \frac{d}{D_{gm}} + G_c \cdot \alpha$$

$$\text{d'où } a = \left[\frac{G_{gm}}{G_c} \left(\frac{\mu g}{K_g} - \mu \cdot \frac{d}{D_{gm}} \right) + \frac{w}{K_r} - \alpha \right]$$

Remarque :

Dans le cas où le chemin est horizontal ($\alpha = 0$), en négligeant la petite valeur de $\mu \frac{d}{D_{gm}} \cdot K_r$,

On obtient les formules simplifiées :

$$\text{Pendant le démarrage : } a = g \cdot \left(\frac{G_{gm}}{G_c} \cdot \frac{\mu g}{K_g} - w \right)$$

$$\text{Pendant le freinage : } a = g \cdot \left(\frac{G_{gm}}{G_c} \cdot \frac{\mu g}{K_g} + \frac{w}{K_r} \right)$$

4.2.1. Première Vérification

accélération admissible $[a] = 0,15 \text{ m/A}^2$.

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

avec :

- M_d en $[Nm]$ - moment moyen de démarrage (voir § 3.2.1.)

$$M_d = \frac{1}{2} (M_{d \max} + M_{d \min}) = \frac{1}{2} (87 + 1,2 \cdot M_n)$$

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{30 \cdot P_n}{\pi \cdot N_n} = \frac{30 \cdot 4100}{\pi \cdot 870} = 45 \text{ Nm}$$

$$M_d = \frac{1}{2} (87 + 1,2 \cdot 45) = 70,5 \text{ Nm}$$

- M_s en $[Nm]$ - moment statique

$$M_s = \frac{W \cdot D_g}{2 \cdot i_p \cdot \eta} \quad \text{avec : } i_p = \text{rapport de réduction du réducteur.}$$

$\eta = \text{rendement de tout le mécanisme.}$
 $\eta = 0,73 \text{ (voir § 4.1.2.1.)}$

$$M_s = \frac{5781,6 \cdot 0,32}{2 \cdot 31,5 \cdot 0,73} = 40,23 \text{ Nm}$$

- M_{dyn} en $[Nm]$ - moment dynamique.

- I en $[kg \cdot m^2]$ - moment d'inertie réduit sur l'arbre du moteur.

$$I = \Delta (I_m + I_a) + \frac{M \cdot V_c^2}{\omega^2 \cdot \eta}$$

avec : $\Delta = 1,1$.

$$I_m = 0,049 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_a = 0,0064 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$M = \frac{(G_u + G_c)}{g} = \frac{(250 + 78,5) \cdot 10^3}{9,81} = 33,49 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$V_c = 28 \text{ m/min} = 0,467 \text{ m/A}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot N_n}{30} = \frac{\pi \cdot 870}{30} = 91,1 \text{ rad/A}$$

$$\Rightarrow I = 1,1 \cdot (0,049 + 0,0064) + \frac{33490 \cdot (0,467)^2}{(91,1)^2 \cdot 0,73} = 1,267 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{d'où } a_d = \frac{(M_d - M_s) \cdot V_c}{I \cdot \omega} = \frac{(70,5 - 40,23) \cdot 0,467}{1,267 \cdot 91,1} = 0,122 \text{ m/A}^2$$

$$a_d = 0,122 \text{ m/A}^2 < [a] = 0,15 \text{ m/A}^2$$

Remarque: Si la condition $a_d \leq [a]$ n'a pas été vérifiée on aurait pu adopter l'une des solutions suivantes:

- Charger les galets moteurs en jouant sur la position du centre de gravité du chariot.
- Ajouter un volant d'inertie sur l'arbre du moteur
- Augmenter le diamètre des galets.
- Augmenter le nombre des galets.
- Jouer sur la valeur de la résistance du rhéostat de démarrage.

4.2.2. Deuxième vérification

$$M_d \leq \bar{M}_s + \bar{M}_{dyn} = \bar{M}_s + \bar{I} \cdot \frac{W \cdot a_{max,d}}{V_c}$$

avec: - La barre indique que les calculs se rapportent au chariot à vide.

- $a_{max,d}$ en $[m/s^2]$ = accélération maximale de démarrage contre la pente.

$$a_{max,d} = \left[\frac{G_{gm}}{G_c} \left(\frac{\mu_g}{K_g} + \frac{u \cdot d}{D_{gc}} \cdot K_r \right) - W - \alpha \right] \cdot g$$

- G_{gm} en $[N]$. Charge sur les galets moteurs.

Dans le cas où le centre de gravité du chariot non chargé coïncide avec le centre géométrique $\rightarrow \frac{G_{gm}}{G_c} = \frac{d}{2}$

- μ_g = Coefficient de frottement (galet-rail).

Pour des mécanismes à l'abri $\mu_g = 0,20$

- K_g = Coefficient de sécurité du frottement - $K_g = 1,2$.

- $K_r = 2,5$ - Coefficient de frottement des boudins sur les rails.

A.N.

$$a_{max,d} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,20}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 8}{32} \cdot 2,5 \right) - 0,0156 - 0,002 \right] \cdot 9,81 = 0,691 \text{ m/s}^2$$

$$a_{max,d} = 0,691 \text{ m/s}^2$$

$$\bar{I} = 1,1 (0,049 + 0,0054) + \frac{8000 \cdot (0,467)^2}{(91,1)^2 \cdot 0,73} = 0,3489 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

On prendra $\bar{I} = 0,349 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$$\bar{M}_s = \frac{\bar{W} \cdot D_{gc}}{2 \cdot l_a \cdot \eta}$$

$\bar{W} = \bar{W}_h + \bar{W}_p$ avec: \bar{W} en [N] - résistance totale au mouvement chariot à vide.

$$\bar{W}_h = G_c \cdot w = 78500 \cdot 0,0156 = 1224,6 \text{ N}$$

$$\bar{W}_p = G_c \cdot \alpha = 78500 \cdot 0,002 = 157 \text{ N}$$

d'où $\bar{W} = 1224,6 + 157 = 1381,6 \text{ N}$

$$\bar{M}_s = \frac{1381,6 \cdot 0,320}{2 \cdot 31,5 \cdot 0,73} = 9,6 \text{ Nm}$$

et $M_d = 70,5 \text{ Nm}$

$$\bar{M}_s + \bar{I} \frac{w \cdot a_{\text{max},d}}{V_c} = 9,6 + 0,349 \cdot \frac{91,1 \cdot 0,691}{0,467} = 56,64 \text{ Nm}$$

$$M_d = 70,5 \text{ Nm} > \bar{M}_s + \bar{M}_{\text{dyn}} = 56,64 \text{ Nm}$$

On adoptera donc un volant d'inertie que l'on montera sur l'autre côté du moteur (voir schéma cinématique), de façon à avoir:

$$\frac{M_d - \bar{M}_s}{\varphi \cdot w} \cdot V_c \leq [a]$$

avec: $\varphi = \bar{I} + I_v$; I_v étant le moment d'inertie du volant.

$$\varphi \geq \frac{(M_d - \bar{M}_s) \cdot V_c}{[a] \cdot w} = \frac{(70,5 - 9,6) \cdot 0,467}{0,15 \cdot 91,1} = 2,081 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

d'où $I_v \geq 2,081 - 0,349 = 1,732 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Remarque:

Normalement on devrait reprendre le calcul de la première vérification avec le nouveau moment d'inertie. Mais, comme l'accélération est inversement proportionnelle à celui-ci: elle diminuera et satisfera donc à la condition citée.

Calcul du volant d'inertie

Comme volant, on prendra un disque homogène de rayon R.

et $I_v = 1,732 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

On adopte comme rayon du volant $R = 0,180 \text{ m}$

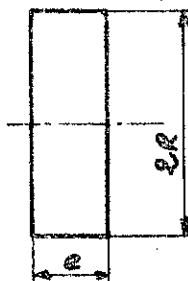
$$I_v = \frac{1}{2} m_v \cdot R^2$$

avec: m_v : masse du volant

$$m_v = \rho \cdot V = \rho \cdot \pi R^2 \cdot e$$

$$I_v = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi R^2 \cdot e \cdot R^2$$

$$I_v = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi R^4 \cdot e \Rightarrow e = \frac{2 I_v}{\pi \cdot \rho \cdot R^4}$$



A.N:

$$e = \frac{2 \cdot 1,732}{\pi \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot (0,180)^4} = 0,134 \text{ m}$$

$$m_v = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (0,180)^2 \cdot 0,134 = 107 \text{ kg}$$

4.2.3. Troisième vérification:

$$M_f \leq M'_{dyn} - M'_s = I' \frac{\omega \cdot [a_m]}{V_c} - M'_s$$

avec:

M_f en (Nm) moment de freinage.

$$I' = \Delta (I_m + I_a) + I_v + \frac{m \cdot V_c^2}{\omega^2} \cdot \eta$$

$$M'_s = \frac{W \cdot D_g \cdot \eta}{2 \cdot i_R} \quad \text{avec } W = 5781,6 \text{ N}$$

A.N:

$$M'_s = \frac{5781,6 \cdot 0,32 \cdot 0,73}{2 \cdot 31,5} = 21,44 \text{ N.m}$$

$$I' = 1,1 (0,049 + 0,0064) + 1,732 + \frac{33490 \cdot (0,467)^2}{(91,1)^2} \cdot 0,73$$

$$I' = 2,435 \text{ kg.m}^2$$

$$M_f \leq 2,435 \frac{91,1 \cdot 0,15}{0,467} - 21,44 = 49,8 \text{ Nm}$$

Choix du frein:

On choisira un frein T.K.T 200/100 d'après la norme russe.

Caractéristiques du frein :

Moment de freinage $M_f = 40 \text{ Nm}$.

Masse = 25 kg.

Diamètre de la poulie de frein = 200 mm.

Remarque :

L'accouplement choisi auparavant sera remplacé par le type AE 200, de caractéristiques :

$M_{\text{max, adm}} = 466 \text{ Nm}$

$I_a = 0,95 \text{ kg.m}^2$

Masse = 20,8 kg.

4.2.4. Quatrième vérification.

$$M_f \leq \bar{M}'_{d_0} - \bar{M}'_s = \bar{I}' \cdot \frac{w \cdot a_{\text{max},f}}{V_c} - \bar{M}'_s$$

avec :

$$\bar{I}' = \Delta (I_m + I_a) + I_v + \frac{\bar{m} \cdot V_c^2}{\omega^2} \cdot \eta$$

$a_{\text{max},f}$ en $[\text{m}/\text{s}^2]$ - accélération maximale admissible dans le sens de la pente.

$$a_{\text{max},f} = \left[\frac{Gg \cdot m}{Gc} \left[\frac{\mu_g}{k_g} + \frac{\mu_d}{D_{gc}} \right] + \frac{w}{k_r} - \alpha \right] \cdot g$$

A.N.:

$$a_{\text{max},f} = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 8}{32} \right) + \frac{0,0156}{2,5} - 0,002 \right] \cdot 9,81 = 0,877 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$a_{\text{max},f} = 0,877 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$\bar{M}'_s = \frac{W \cdot D_{gc}}{2 \cdot l_r} \cdot \eta = \frac{1381,6 \cdot 0,32}{2 \cdot 31,5} \cdot 0,73 = 5,12 \text{ Nm}$$

$$\bar{M}'_s = 5,12 \text{ Nm}$$

$$\bar{I}' = 1,1 (0,049 + 0,95) + 1,732 + \frac{8000 \cdot (0,467)^2 \cdot 0,73}{(91,1)^2} = 2,984 \text{ kg.m}^2$$

$$\bar{I}' = 2,984 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{d'où } M_f \leq 2,984 \cdot \frac{91,1 \cdot 0,877}{0,467} - 5,12 = 505,4 \text{ Nm}$$

Donc le frein T.KI 200/100 est bon car :

$$M_f = 40 \text{ Nm} < 505,4 \text{ Nm}$$

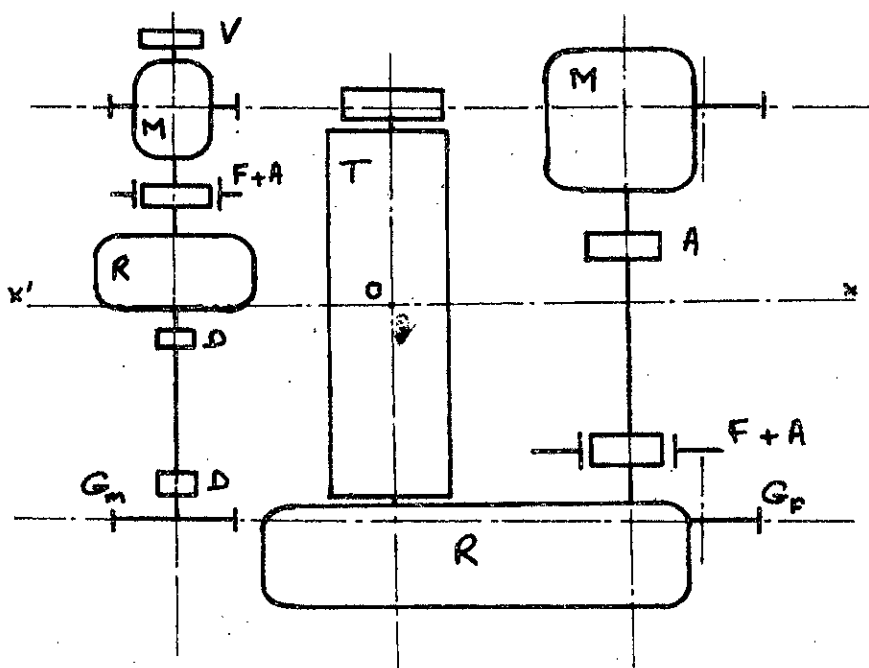
COMPOSITION du CHARIOT

5.1. Choix préliminaire de la construction du Chassis.

Etant donné que le chassis sert à supporter rigidement les différents éléments des mécanismes de levage et de direction, sa construction dépendra donc de la disposition de ceux-ci, c'est-à-dire du schéma cinématique adopté.

5.1.1. Schéma cinématique.

- M - Moteur
- R - Réducteur
- T - Tambour
- F - Frein
- A - Accouplement
- D - Demi-manchon
- G_m - Galet moteur
- G_f - Galet fou
- V - Volant



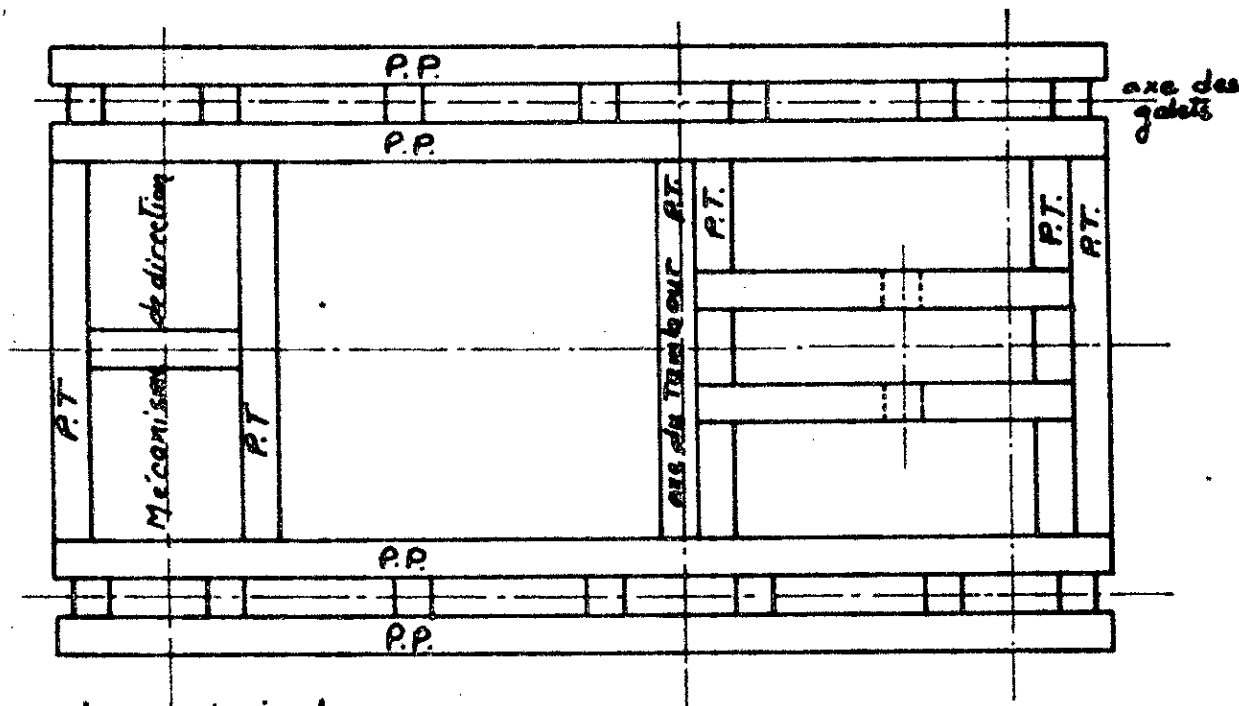
On peut dire que la disposition du tambour impose la disposition des autres éléments de façon à avoir le centre de gravité du chariot à vide aux environs du milieu du tambour O. Ceci en supposant que le chassis a une construction plus ou moins symétrique par rapport à l'axe X-X'.

5.1.2. Construction préliminaire.

D'après le schéma cinématique choisi, on peut faire un choix préliminaire de la construction du chassis.

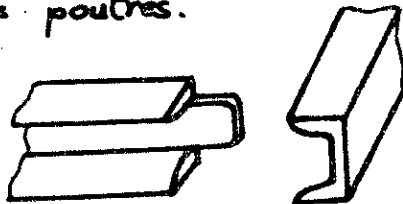
Le chassis sera construit à l'aide de profilés normalisés UPN, soudés.

Construction préliminaire.



P.P. = poutre principale.
P.T. = poutre transversale.

Détail de fixation des poutres.



5.2. Recherche du centre de gravité du chariot.

On a supposé que le chariot a un châssis symétrique. Ceci n'est qu'une approximation, car les éléments des mécanismes nécessitent des supports et des châssis de surélévation, qui ne seront pas pris en considération dans notre recherche du centre de gravité, car il ne s'agit ici que d'un calcul approximatif.

Masse des éléments du mécanisme de levage.

- Masse du moteur = 345 kg.
- " Accouplement = 76 "
- " Frein = 92 "
- " Réducteur = 1130 "
- " Tambour et accessoires = 321 kg.
- " Boîtier = 80 kg
- " Moufle = 105 kg
- " Cable = 162 kg (L ≈ 125 m)

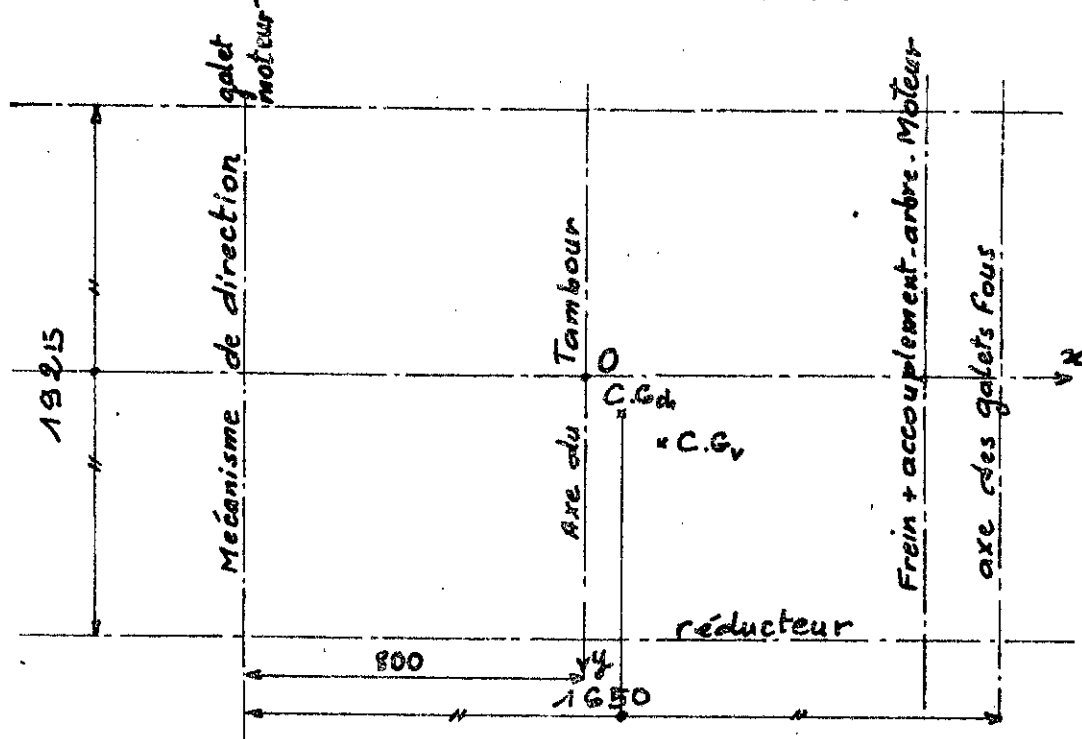
Masse de l'arbre
intermédiaire = 33,5 kg

Masse des éléments du mécanisme de direction.

- Masse du moteur = 76 kg.
- " " réducteur = 140 kg.
- " " volant = 107 "
- " " frein = 25 "
- " de l'accouplement (Mot. réd.) = 20,8 kg.
- " des demi-manchon = 170 kg.
- " du manchon = 80 kg.
- " de l'arbre = 14 kg.

Recherche de la position du centre de gravité.

On ne donnera que le résultat de cette recherche.



Position par rapport au repère xoy.

$$\text{Centre de gravité à vide.} \left\{ \begin{array}{l} x = 215 \text{ mm} \\ y = 260 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$\text{Centre de gravité à charge.} \left\{ \begin{array}{l} x = 25 \text{ mm} \\ y = 30 \text{ mm.} \end{array} \right.$$

5.3. Calcul de résistance des éléments du châssis.

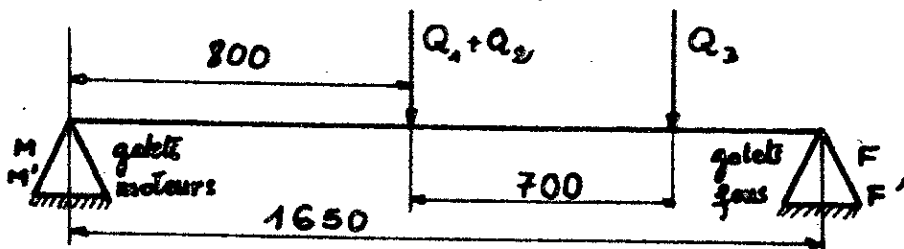
Le châssis étant construit en profilés en U. assemblés par soudure, forme un système hyperstatique très compliqué.

On se limitera donc à des calculs sommaires et approximatifs des poutres principales et des poutres transversales supportant la chape.

D'autre part, on prendra une contrainte admissible assez faible par mesure de sécurité.

$$[\sigma] = 800 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

5.3.1. Détermination des poutres principales.



$$Q = Q_u + G_m = (250 + 0,75) \cdot 10^3 = 250750 \text{ N}$$

$$Q_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{4} = \frac{1}{8} \cdot Q = \frac{1}{8} \cdot 250750 = 31343,75 \text{ N}$$

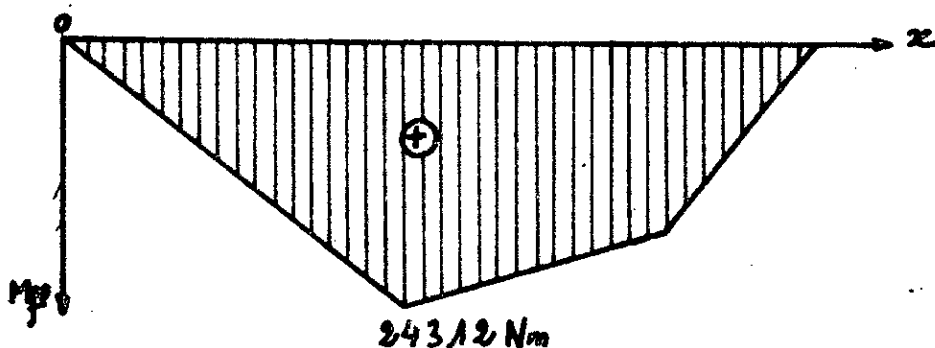
$$Q_1 = 31,34 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$Q_2 = Q_3 = \frac{1}{8} \cdot \frac{3}{4} \cdot Q = \frac{3}{32} \cdot Q = \frac{3}{32} \cdot 250750 = 23,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

D'où les réactions :

$$\begin{cases} R_M = 30,39 \cdot 10^3 \text{ N} \\ R_F = 47,95 \cdot 10^3 \text{ N} \end{cases}$$

Diagramme du moment fléchissant.

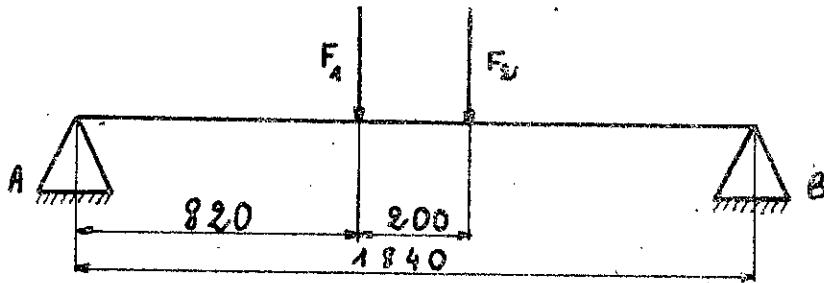


$$M_{fl, \max} = 24312 \text{ Nm}$$

$$\sigma = \frac{M_{fl, \max}}{2 W_{xx'}} \leq [\sigma] \quad \text{à la limite on a l'égalité.}$$

$$\text{d'où } W_{xx'} = \frac{M_{fl, \max}}{2 [\sigma]} = \frac{24312}{2 \cdot 800 \cdot 10^6} = 15,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 152 \text{ cm}^3$$

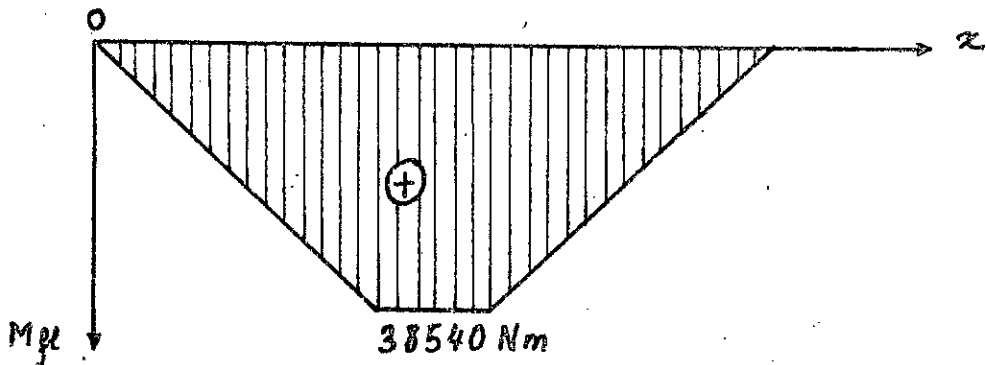
5.3.2. Détermination des poutres transversales supportant la chape.



$$F_1 = F_2 = \frac{1}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot Q = \frac{3}{16} \cdot Q = \frac{3}{16} \cdot 250750 = 47 \cdot 10^3 \text{ N}$$

d'où $R_A = R_B = 47 \cdot 10^3 \text{ N}$

Diagramme du moment fléchissant.

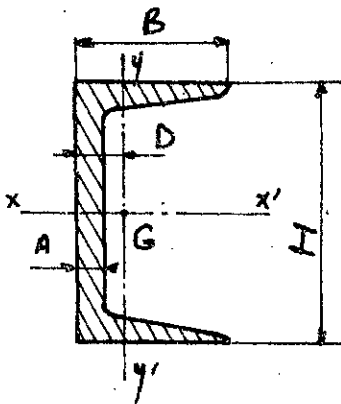


$$M_{fl, \max} = 38540 \text{ Nm.}$$

$$\Rightarrow W_{xx'} = \frac{38540}{2 \cdot 800 \cdot 10^6} = 240 \text{ cm}^3$$

On prendra pour toutes les poutres des profilés UPN qui correspondent à $W_{xx'} = 240 \text{ cm}^3$.

D'après NF A 45-007 on a le profilé UPN suivant :



- $W_{xx'} = 300 \text{ cm}^3$
- $W_{yy'} = 39,6 \text{ cm}^3$
- Section = 4230 mm²
- H = 240 mm
- B = 85 mm
- A = 9,5 mm
- D = 22,3 mm

5.3.3. Vérification de la charge sur le galet:

On calculera la masse du chassis de façon très approximative.

$$m_{ch} = \rho \cdot S \cdot L$$

avec: $\rho = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$
S = section des profilés UPN
L: longueur totale des profilés

$$L = 4 \cdot 1,650 + 5 \cdot 1,840 + 2 \cdot 0,850 = 17,460 \text{ m}$$

$$S = 42,30 \text{ cm}^2$$

$$m_{ch} = 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot 42,3 \cdot 1746 = 580 \text{ kg}$$

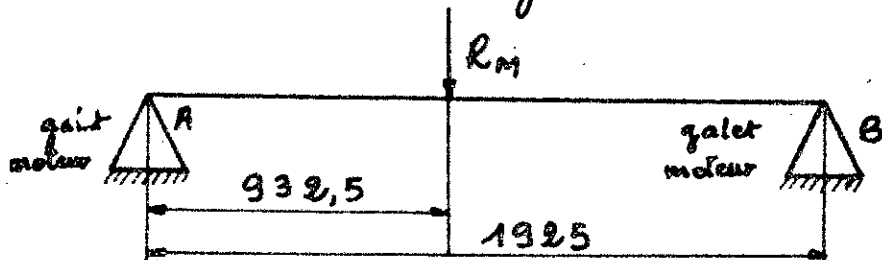
masse de tous les éléments = 3043,3 kg.

d'où la charge totale sur les quatre galets.

$$Q_t = 5800 + 30433 + 250000 = 286233 \text{ N}$$

Cette charge est répartie également entre les galets moteurs et fous.

d'où la réaction sur les galets moteurs = $R_M = 143 \text{ KN}$

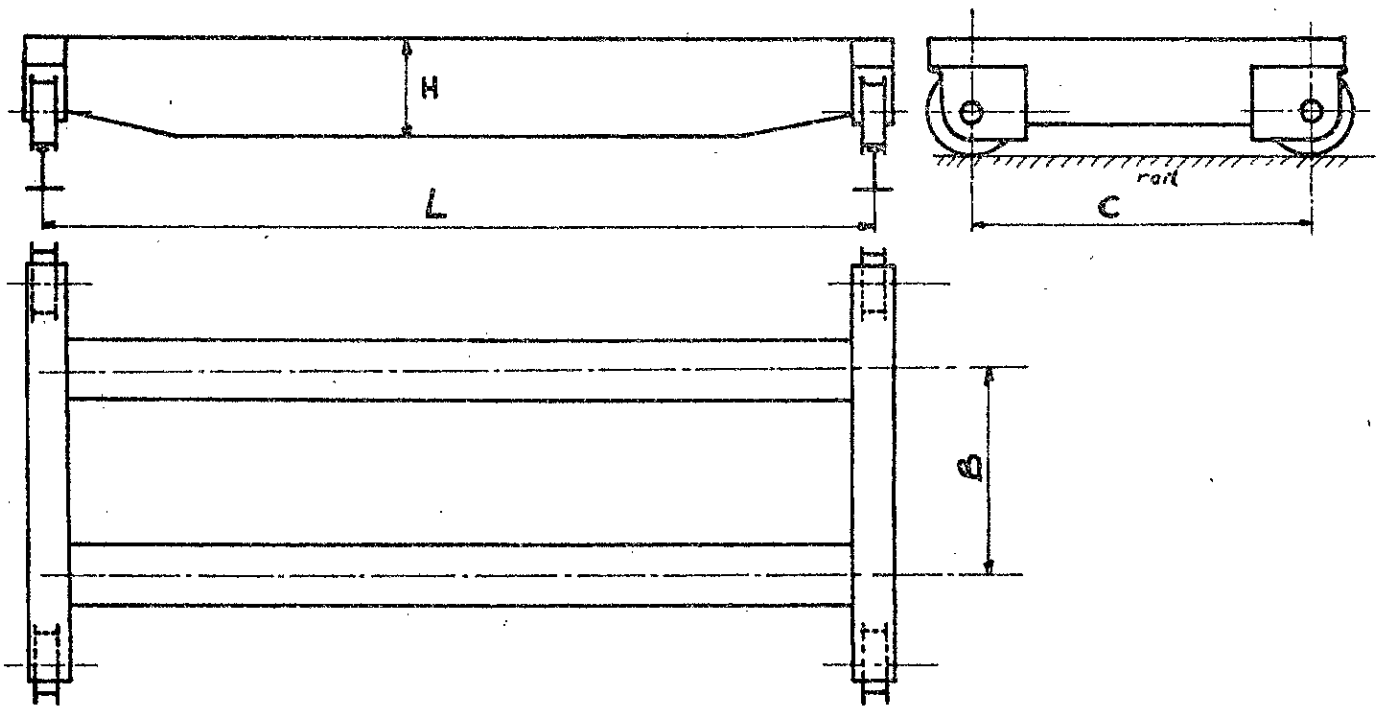


d'où $R_A = 73,7 \text{ KN} < 102 \text{ KN}$ charge maximale admissible sur un galet.

. Chapitre VI .

CONSTRUCTION METALLIQUE du PONT

schéma de la construction.



6.1. Sollicitations exercées sur le pont. Calcul des forces.

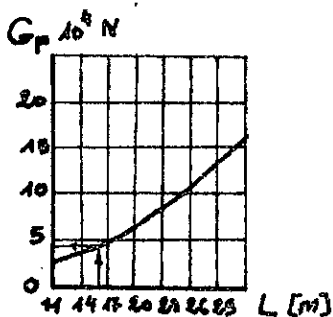
6.1.1. Efforts verticaux.

6.1.1.1. Efforts statiques verticaux.

* G [N] - poids propre du pont.

$$G = 2 G_p + 2 G_s$$

avec: G_p [N] poids propre d'une poutre principale, d'après le diagramme statistique suivant:



Nota: L : longueur du pont en [m].
La courbe correspond à la charge utile sur la poutre principale, donc on cherche G_p en fonction de $L = 16$ m et $\frac{Q_u}{2} = 125$ KN

On a ainsi $G_p = 4,6 \cdot 10^4$ N = 46 KN

G_p est répartie uniformément.

G_s [N] - poids propre d'une poutre du sommier.
 pour des calculs préalables, on peut adopter des poutres
 du sommier parallèles aux poutres principales du chariot.
 (profilés UPN de section 4230 mm^2).

$$G_s = 42,3 \cdot 228,5 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 76 \text{ kg} = 0,76 \text{ kN}$$

Donc: $G = 2 \cdot 46 + 2 \cdot 0,76 = 93,52 \text{ kN}$

* Q [N].

$$Q = Q_u + G_m + G_c$$

avec:

Q_u [N] - Charge utile $Q_u = 250 \cdot 10^3 \text{ N}$

G_m [N] - Poids du moufle. $G_m = 750 \text{ N}$

G_c [N] - Poids propre du chariot. $G_c = 78,5 \cdot 10^3 \text{ N}$

d'où $Q = 329250 \text{ N}$

6.1.1.2. Efforts dynamiques verticaux.

* $F'_d = \psi \cdot Q$ en [N] - force dynamique de "levage - descente"

ψ - Coefficient dynamique.

$$\begin{cases} \psi = 1 + 2,4 \cdot V & \text{où } V \text{ [m/s]} - \text{vitesse de levage} \\ \psi \leq 1,6 & V = 0,133 \text{ m/s} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \psi = 1 + 2,4 \cdot 0,133 = 1,319$$

d'où $F'_d = 1,319 \cdot 329250 = 434280 \text{ N}$

* $F''_d = k \cdot Q$ en [N] - force dynamique par suite des inégalités
 des rails du chariot

pour une vitesse $v_c = 0,467 \text{ m/s}$ on a: $k = 1$.

k : coefficient dynamique.

d'où $F''_d = Q = 329250 \text{ N}$

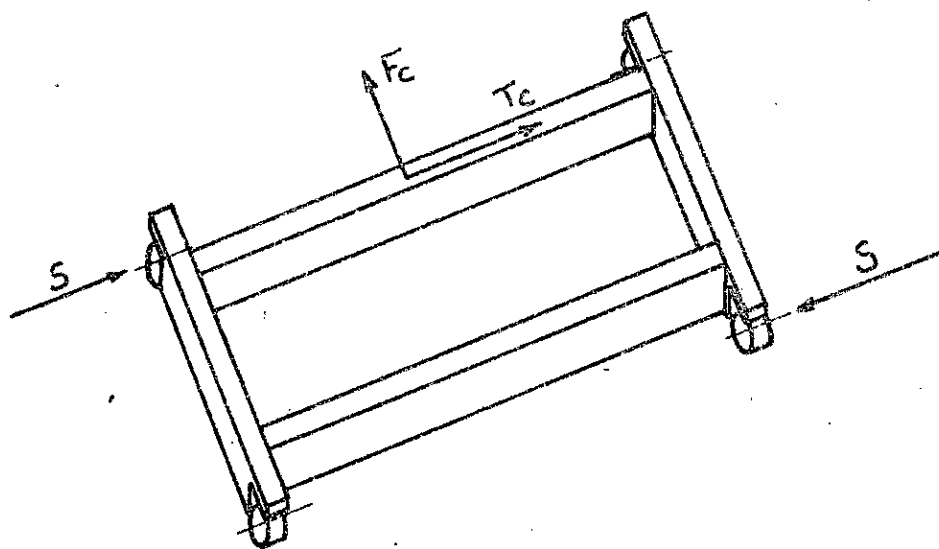
* $F'''_d = k \cdot (Q + G)$ en [N] - force dynamique par suite des inégalités
 des rails du pont.

pour une vitesse $v_f = 25 \text{ m/min} = 0,417 \text{ m/s} \Rightarrow k = 1$.

d'où $F'''_d = Q + G = 329250 + 93520 = 422770 \text{ N}$

$$F'''_d = 422770 \text{ N}$$

6.1.2. Efforts dynamiques horizontaux.



* $T_c = \mu \cdot Q$ en [N] - force horizontale dynamique de déplacement du chariot.
 $\mu = 0,14$. coefficient de frottement des galets du chariot sur les rails.

d'où $T_c = 0,14 \cdot 329250 = 46095 \text{ N}$.

* $F_c = 0,2 (Q+G)$ en [N] - force horizontale dynamique de déplacement du pont.

$F_c = 0,2 (329250 + 93520) = 84554 \text{ N}$.

* $S = 0,1 \cdot P$ en [N] - force latérale due au coincement du pont.
 P [N] . force sur un galet du pont.

$P = \frac{Q+G}{4} = \frac{329250 + 93520}{4} = 105692,5 \text{ N}$.

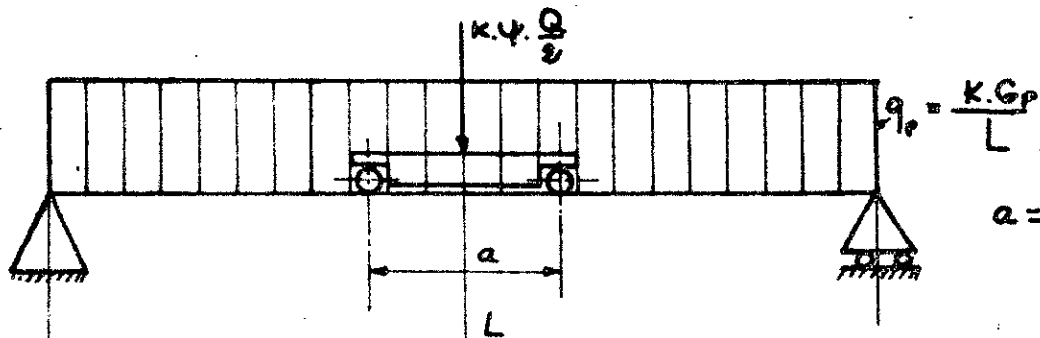
d'où $S = 10569,25 \text{ N}$.

6.2. Calcul à la résistance.

Combinaison des efforts sur les éléments du pont.
 On a 2 cas de sollicitation :
 a) Le pont et le chariot sont immobiles, on exécute un levage ou une descente.

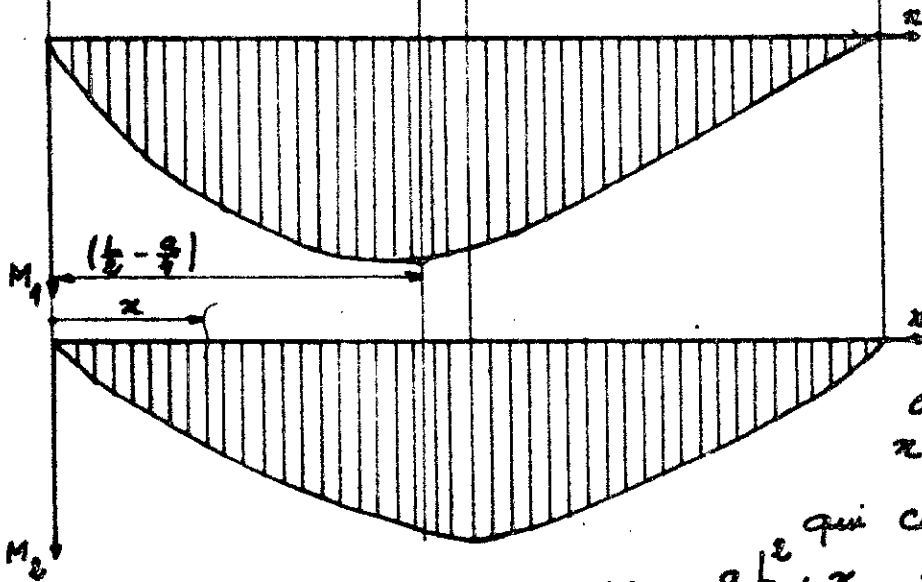
b) Le pont est en mouvement, seul un des autres mécanismes (de levage ou de direction) est en marche.

Poutre principale . (Combinaison b.)



$a = 1,650 \text{ m}$

$\max M_1 = \frac{K \cdot \psi \cdot Q}{2L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2$



On cherchera M_2 pour $x = \frac{L}{2} - \frac{a}{4}$, distance

qui correspond au $\max M_1$,
avec $M_2 = \frac{q_p L^2}{8} \left(\frac{x}{L} - \frac{x^2}{L^2} \right)$

Pour $x = \frac{L}{2} - \frac{a}{4}$

On a : $M_2 = \frac{q_p L^2}{8} \left(1 - \frac{a^2}{4L^2} \right)$

On négligera l'influence de T_c (très faible) et de F_c ,
(Car le pont marche sans s'arrêter et sans démarrer, combinaison b).

d'où $M_f = M_{1, \max} + M_{2, (x = \frac{L}{2} - \frac{a}{4})}$

$M_f = \frac{K \cdot \psi \cdot Q}{2L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2 + \frac{q_p L^2}{8} \left(1 - \frac{a^2}{4L^2} \right)$

$M_f = \frac{K \cdot \psi \cdot Q}{2L} \left(L - \frac{a}{2} \right)^2 + \frac{K \cdot G_p \cdot L}{8} \left(1 - \frac{a^2}{4L^2} \right)$

L'application numérique nous donne:

$$M_f = 3217 \cdot 10^3 \text{ Nm.}$$

$$W_f \geq \frac{M_f}{[\sigma_f]} \quad [\text{m}^3]$$

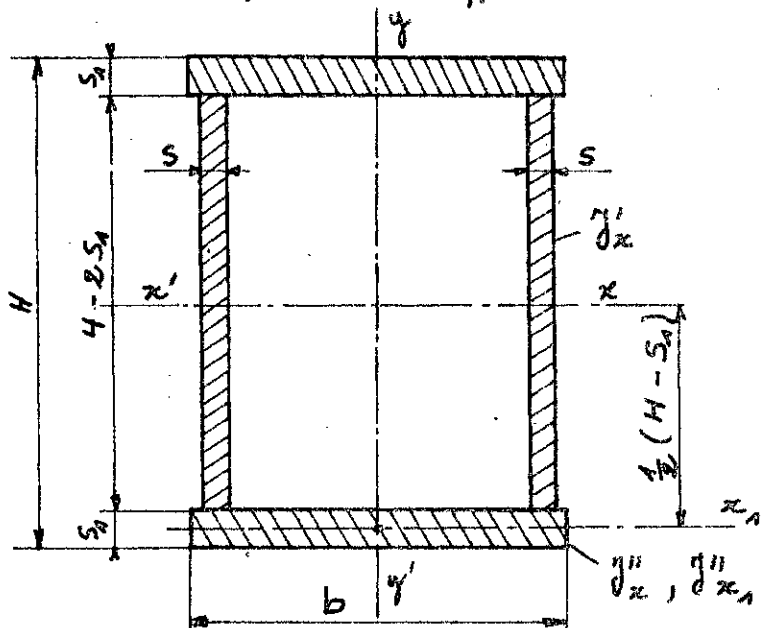
avec $[\sigma_f] = \frac{\sigma_s}{n}$; σ_s = Contrainte à la limite d'élasticité
 n = coefficient de sécurité
 $n = 1,4$

pour un acier A37 on a : $\sigma_s = 2,8 \cdot 10^8 \text{ Pa}$

$$\text{d'où } [\sigma_f] = \frac{2,8 \cdot 10^8}{1,4} = 2 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 2 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$\Rightarrow W_f \geq \frac{3217 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^8} = 0,016085 \text{ m}^3$$

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



$$W_{f,s} = \frac{J_x}{\frac{H}{2}}$$

$$J_x = 2 J'_x + 2 J''_x \text{ en } [\text{m}^4]$$

$$J'_x = \frac{s \cdot (H - 2s_1)^3}{12} \text{ en } [\text{m}^4]$$

$$J''_x = J''_{x_1} + b \cdot s_1 \cdot \left(\frac{H - s_1}{2}\right)^2$$

$$J''_{x_1} = \frac{b \cdot s_1^3}{12}$$

$$\text{donc, } J_x = 2 \cdot \frac{s \cdot (H - 2s_1)^3}{12} + 2 \left[\frac{b \cdot s_1^3}{12} + b \cdot s_1 \cdot \left(\frac{H - s_1}{2}\right)^2 \right]$$

$$\text{d'où } W_{f,s} = \frac{1}{H} \left[\frac{s}{3} (H - 2s_1)^3 + \frac{b}{3} \cdot s_1^3 + b \cdot s_1 \cdot (H - s_1)^2 \right]$$

$$\text{on doit avoir : } W_{f,s} \geq W_f = 0,016085 \text{ m}^3$$

Application Numérique:

$$H = \left(\frac{1}{16} \div \frac{1}{20}\right) \cdot L \quad \text{on prendra } H = \frac{1}{16} \cdot L = 1 \text{ m}$$

$$b = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{3,5}\right) \cdot H \quad \text{on adopte } b = 0,300 \text{ m}$$

$$c \geq \left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{7}\right) \cdot L \quad c = \frac{1}{5,7} \cdot L = 2,800 \text{ m}$$

$$B = 1,925 \text{ m}$$

$$s = 0,030 \text{ m}$$

$$\left. \begin{array}{l} S_1 > \frac{b}{30} = 0,010 \text{ m} \\ \text{et } S_1 > s \end{array} \right\} \text{ on adopte } S_1 = 0,032 \text{ m}$$

$$\text{d'où } W_{f,s} = 0,0172 \text{ m}^3 > W_f = 0,016075 \text{ m}^3$$

Vérification du temps d'amortissement des oscillations propres des poutres principales.

$$t = \frac{|\ln 2f|}{\gamma \cdot \delta} \leq [t] = 15 \text{ s}$$

avec:

$$f = \frac{(Q + 2G_p) \cdot L^3}{2 \cdot 48 \cdot E \cdot J_x} \leq [f] = \frac{L}{700} \text{ [m]}$$

f = flèche due à la déformation statique.

E [Pa] - module d'élasticité. $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ [Pa]

J_x [m⁴] - moment d'inertie de la section.

$$J_x = W_f \cdot \frac{H}{2} = 0,0172 \cdot \frac{1}{2} = 0,0086 \text{ m}^4$$

$$\Rightarrow f = \frac{(329250 + 92000) \cdot 16^3}{96 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 86 \cdot 10^{-4}} = 0,00995 \text{ m} \approx 0,01 \text{ m}$$

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{16}{700} = 0,023 \text{ m}$$

$$\text{d'où } f < [f]$$

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{m_r}} \quad [\text{Hz}] \quad \text{fréquence propre de la poutre.}$$

$$\text{avec: } C_0 = \frac{48 \cdot E \cdot J_x}{L^3} = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 86 \cdot 10^{-4}}{16^3} = 2,116 \cdot 10^8 \quad [\text{N/m}]$$

m_r - [kg] - masse réduite de la poutre

$$m_r = \frac{17}{35} \cdot \frac{G_p}{g} + \frac{G_c}{2g}$$

$$m_r = \frac{17}{35} \cdot \frac{46000}{9,81} + \frac{78500}{2 \cdot 9,81} = 6278,6 \text{ kg.}$$

On prendra $m_r = 6279 \text{ kg.}$

δ - Décrément logarithmique.

$$\begin{cases} \delta = 0,07 & \text{si } H \geq \frac{L}{20} \\ \delta = 0,05 & \text{si } H < \frac{L}{20} \end{cases}$$

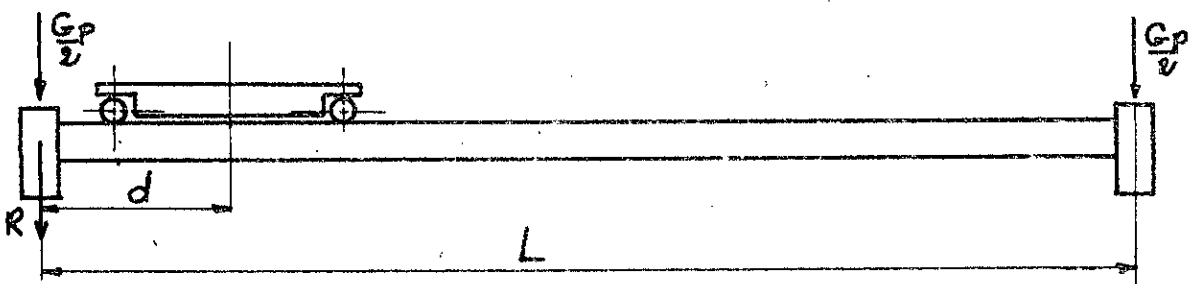
Dans notre cas $H = \frac{L}{16} > \frac{L}{20} \Rightarrow \delta = 0,07$.

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{21,16 \cdot 10^8}{6279}} = 9,239 \quad [\text{Hz}]$$

$$\text{d'où } t = \frac{|\ln(2,0,01)|}{9,239 \cdot 0,07} = 6 \mu < 15 \mu$$

Poutre du sommier. (Combinaison a.)

schéma du pont.

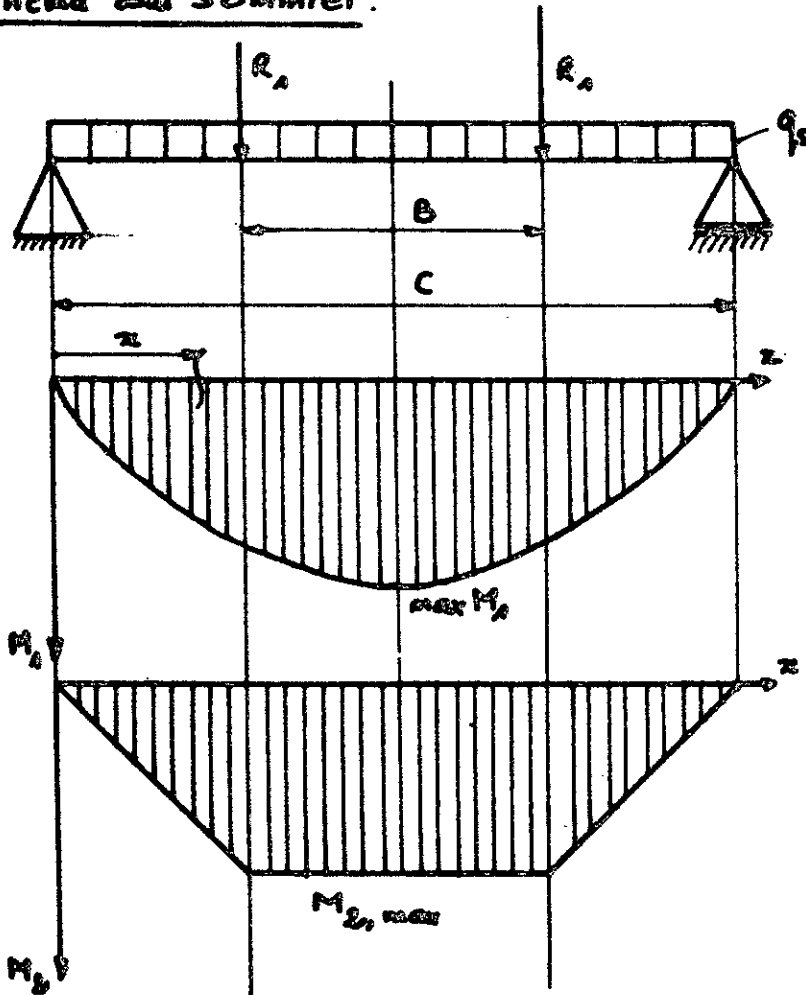


d : position extrême du chariot (de la charge)

$$d = \frac{a}{2} + 60 \text{ [cm]} = \frac{165}{2} + 60 = 142,5 \text{ cm} = 1,425 \text{ m}$$

$$R = \frac{1}{2} \psi \cdot Q \cdot \frac{L-d}{L}$$

Schéma du Sommier.



$$q_s = \frac{G_s}{C}$$

$$R_1 = \frac{1}{2} \psi \cdot Q \cdot \frac{L-d}{L} + \frac{G_s}{2}$$

$$M_1(x) = \frac{q_s C^2}{2} \left(\frac{x}{C} - \frac{x^2}{C^2} \right)$$

$$M_{1,max} = M_1 \left(x = \frac{C}{2} \right)$$

$$M_{1,max} = \frac{q_s C^2}{8}$$

$$M_{2,max} = R_1 \cdot \frac{C-B}{2}$$

Pour des calculs préliminaires on peut adopter : $q_c = 0,8 q_p$

$$q_s = 0,8 \cdot \frac{K \cdot G_p}{L} = 0,8 \cdot \frac{456000}{16} = 2300 \text{ N/m}$$

$$R_1 = \frac{1}{2} \cdot 1,319 \cdot 329250 \cdot \frac{16-4,925}{16} + \frac{46000}{2} = 220801 \text{ N}$$

$$R_1 = 220801 \text{ N}$$

$$M_f = M_{1,max} + M_{2,max}$$

$$M_f = \frac{q_s \cdot C^2}{8} + R_1 \cdot \frac{C-B}{2}$$

$$M_f = \frac{2300 \cdot 2,800^2}{8} + 220801 \cdot \frac{(2,800 - 4,925)}{2} = 98854,4 \text{ Nm}$$

On fera le choix de deux profilés UPN, tels que :

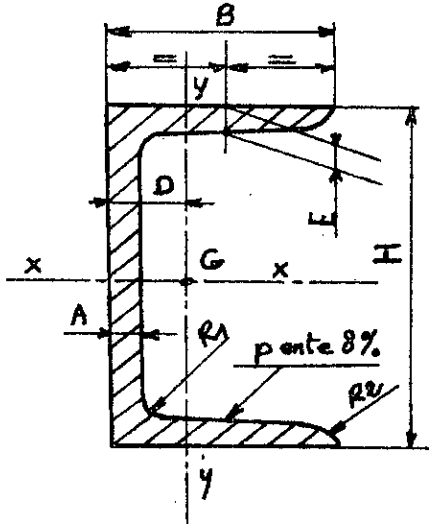
$$W_f \geq \frac{M_f}{[\sigma]}$$

$$W_f \geq \frac{98854,4}{2 \cdot 10^8} = 49427,2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$$

$W_f \geq 494,27 \text{ cm}^3$ pour les deux profilés

pour un profilé on doit avoir $W \geq \frac{494,27}{2} = 247,13 \text{ cm}^3$

On choisit donc un profilé UPN d'après NFA 45-007



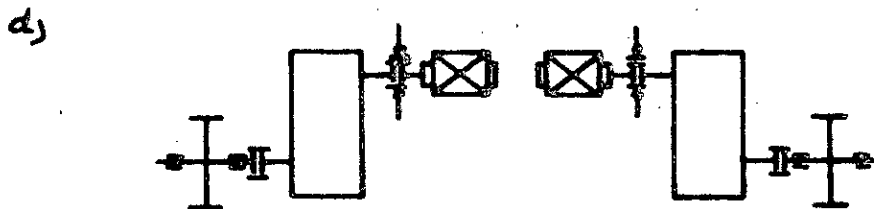
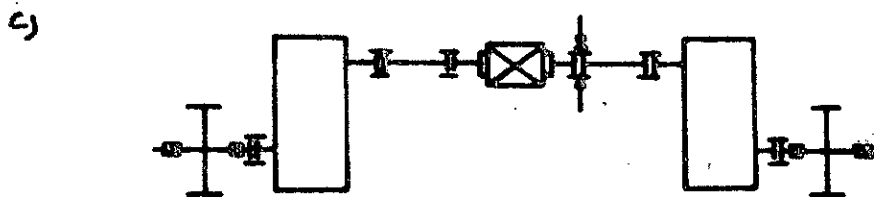
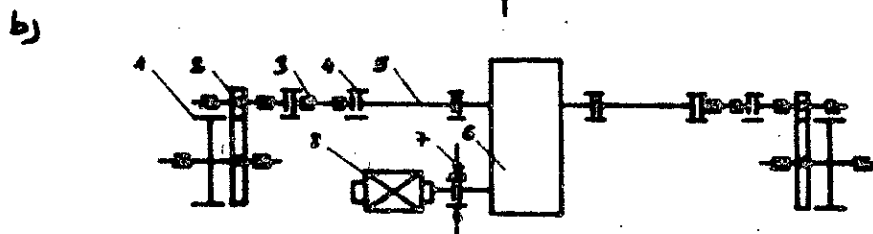
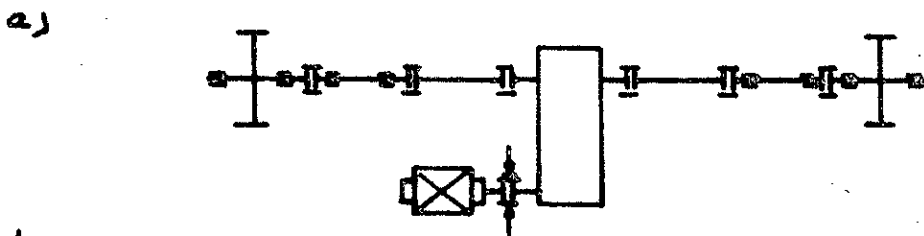
- H = 300 mm
- B = 100 mm
- A = 10 mm
- E = 16 mm
- R₁ = 16 mm
- R₂ = 8 mm
- D = 27 mm
- Section = 5880 mm²
- W_x = 535 cm³
- W_y = 67,8 cm³

- Chapitre VII -

MECANISME de TRANSLATION du PONT

7.1. Choix du schéma cinématique.

Le schéma cinématique sera choisis parmi les solutions suivantes:



- 1 - Galet moteur
- 2 - Pignon
- 3 - Palier
- 4 - Accouplement
- 5 - Arbre
- 6 - Réducteur
- 7 - Frein
- 8 - Moteur

Commentaire sur les solutions cités:

Solution a) : L'arbre est commandé au milieu de sa longueur par

le moteur. Les angles de torsion entre le milieu de l'arbre et les galets sont alors égaux et l'avance se fera au même instant.

Le même avantage nous amène à placer le frein également au milieu du pont.

Cette solution est adoptée quand la réduction donnée par le réducteur est suffisante et la possibilité de fixer celui-ci au milieu du pont.

Solution b) : Cette solution est adoptée quand la réduction assurée par le réducteur n'est pas suffisante.

Elle donne les mêmes avantages que la solution a).

La couronne dentée fixée à chacun des galets, engrène avec un pignon claveté sur l'arbre du moteur.

Solution c) : Applicable dans le cas où on ne peut pas placer le réducteur au milieu du pont.

Le couple transmis par l'arbre entre moteur-réducteur est plus petit, que celui transmis entre réducteur-galet des solutions a) et b).

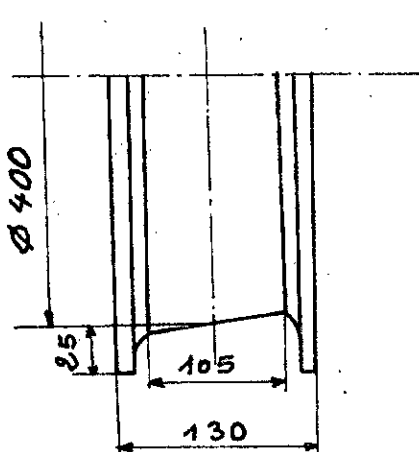
Solution d) : Utilisable dans le cas où la longueur du pont est très grande.

Elle est plus chère que les autres solutions.

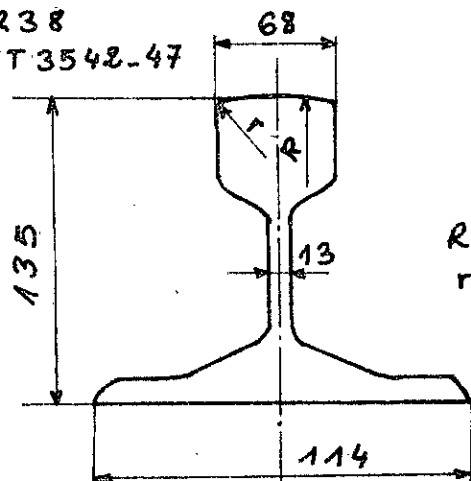
7.2. Détermination des galets et du rail de roulement. (voir § 4.1.1.)

$$F_{\max} > \frac{Q + G}{4} = \frac{422770}{4} = 105,6 \text{ kN}$$

Le choix est fait d'après la norme B.D.S 1610-72.



rail type R38
d'après GOST 3542-47



Calcul de la Contrainte de contact.

Contact ponctuel. d'où
$$\sigma = k \cdot \sqrt[3]{\frac{F_e \cdot E_{\text{moy}}^2}{r_{\text{max}}}}$$

avec: σ [N/m²] - Contrainte de contact ponctuel.

k: Coefficient du rapport des rayons de contact.

$R_g = \frac{400}{2} = 200 \text{ mm}$

$R_r = 300 \text{ mm}$

d'où $\frac{R_g}{R_r} = \frac{200}{300} = 0,667$

$\Rightarrow k = 0,458$

F_e [N] - Charge équivalente:

$F_e = k_1 \cdot k_2 \cdot F_{\text{max}}$

$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q_u}{G + G_m + G_c} \right)^3} \right]} = 0,81$

k_2 - Coefficient du régime de fonctionnement.
 $k_2 = 1,2$

d'où $F_e = 0,81 \cdot 1,2 \cdot 105600 = 102643,2 \text{ N}$

E_{moy} = module d'élasticité moyen.

pour rail et galet de même acier $E_{\text{moy}} = E = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

$r_{\text{max}} = \max(R_g, R_r) = R_r = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$

Donc.

$$\sigma = 0,458 \sqrt[3]{\frac{102643,2 \cdot (21 \cdot 10^{10})^2}{0,3^2}} = 1690 \text{ MPa.}$$

On adoptera donc un acier A 50 M de :

Contrainte de contact ponctuelle admissible 1700 MPa.
Dureté Brinell. HB = 350 ÷ 450.

La détermination des éléments normalisés du mécanisme de translation, et les vérifications dynamiques, se feront de la même manière que pour le mécanisme de direction.
C'est pourquoi nous estimons qu'il n'est pas nécessaire de faire les mêmes calculs avec des nombres différents.

CONCLUSION

L'étude complète d'un pont roulant, nécessite une équipe de spécialistes.

On s'est limité dans notre étude à la détermination des principaux éléments des mécanismes, et à des vérifications dynamiques et de résistance de certains d'entre eux.

Mis à part les freins, les problèmes de sécurité, de commande et d'installations électriques n'ont pas été évoqués, vu le temps limité.

Nous estimons qu'il serait utile, de reprendre cette étude et l'approfondir en vue d'une réalisation ultérieure.

BIBLIOGRAPHIE

1. Règles pour le calcul des appareils de levage

F.E.M., section I
Appareils lourds de levage et de manutention
2^{ème} Edition. Décembre 1970

2. Guide d'élaboration de projets d'appareils de levage

Docteur I. KOLAROV
Edition "technique", SOFIA 1978

3. Les appareils de levage TOME I, II, III

Docteur-Ingénieur H. ERNST.
2^{ème} Edition "Gauthier-Villards"
Paris 1962, 1963, 1964.

4. Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur
Appareils de levage et de manutention mécanique
TOME VIII

G. LEMASSON et A.L. TOURANCHEAU
4^{ème} Edition DUNOD, Paris 1966

5. Les Engins de levage TOME I et II

J. GILLMAN
Edition DUNOD, Paris 1972

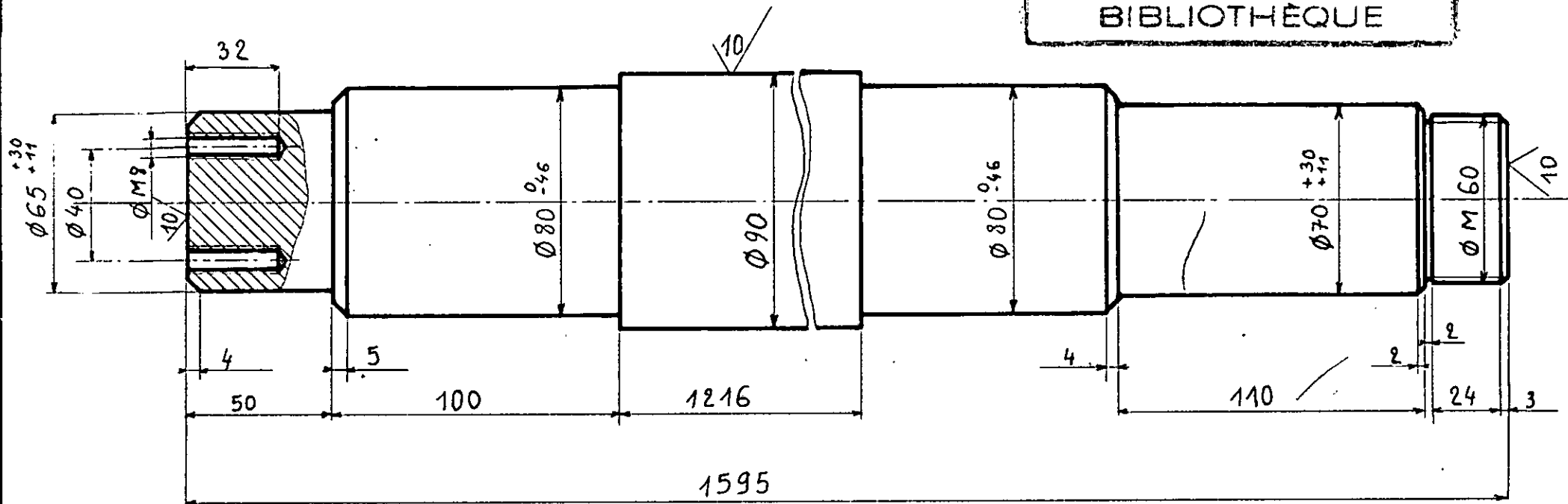
6. Appareils de levage et de manutention

par M^r IVAN DRAGNERA, docteur
en sciences mécaniques,
maître de conférences
ALGER 1981

7. Appareils de levage et de manutention

Professeur W. DIVIZIEV
Edition "Technique", SOFIA 1973.

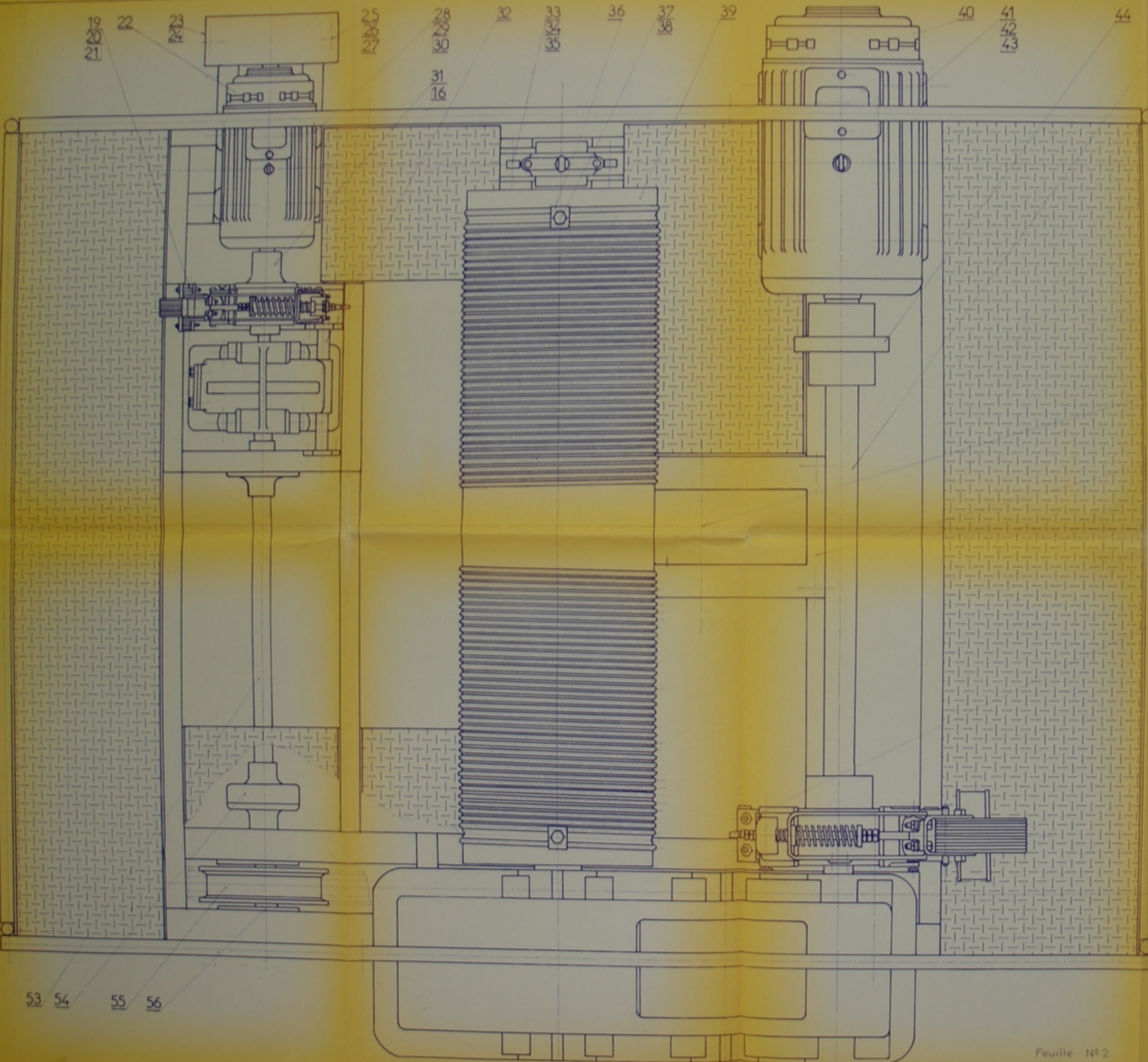
جامعة الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة
 - - - - -
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE



tous les chanfreins sont à 45°

Les surfaces non indiquées - 5/ -

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		ARBRE
0,5	28		
Etudiant	Maghraoui		ENPA
Promoteur	Spiridonov		
Chef dépt			
Prés. jury			
		XC 38	01.03.02.10



19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 16 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45

46
47
48
49

50
51
52

1925

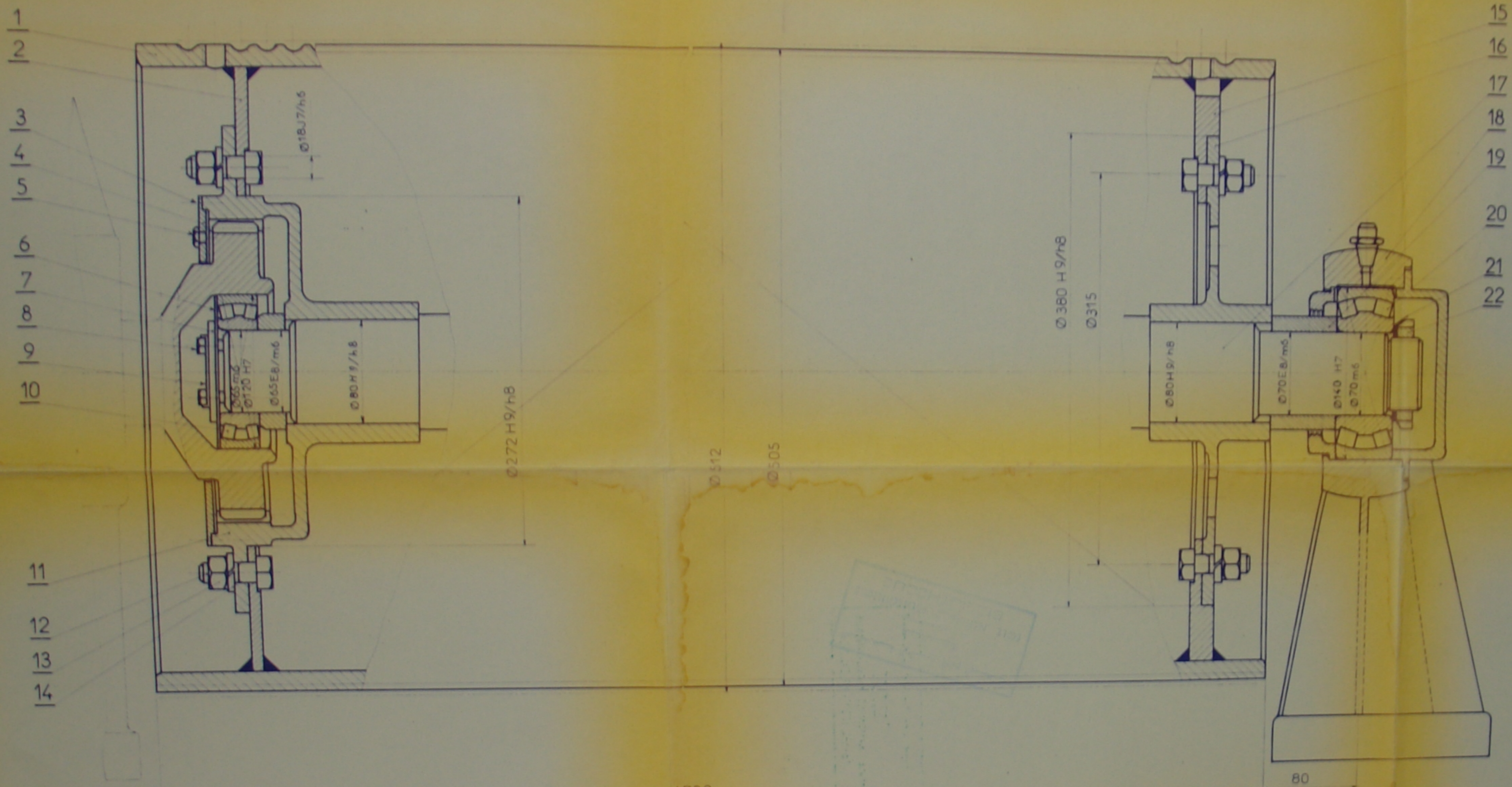
53 54 55 56

PM01982
- 1 -

المعهد الوطني للتكنولوجيا
الكتاب
BIBLIOTHEQUE
NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	<input checked="" type="checkbox"/>	CHARIOT
0,2			
Etudiant	Maghrabi		ENPA Dep.MECANIQUE
Promoteur	Spondonov		
Chief Dep!			01030000
Pres jury			

Feuille N° 2
Nb de feuilles 2



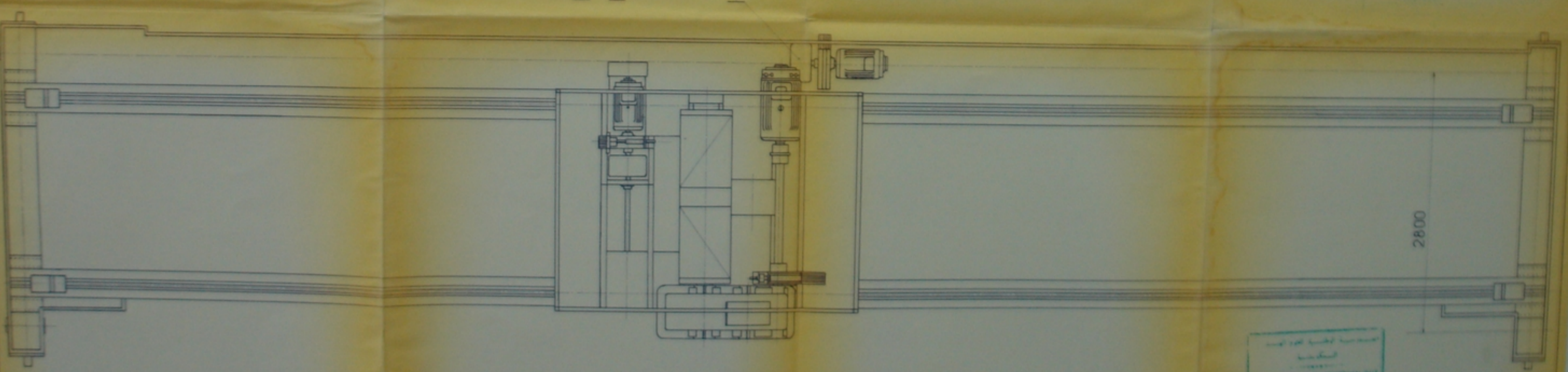
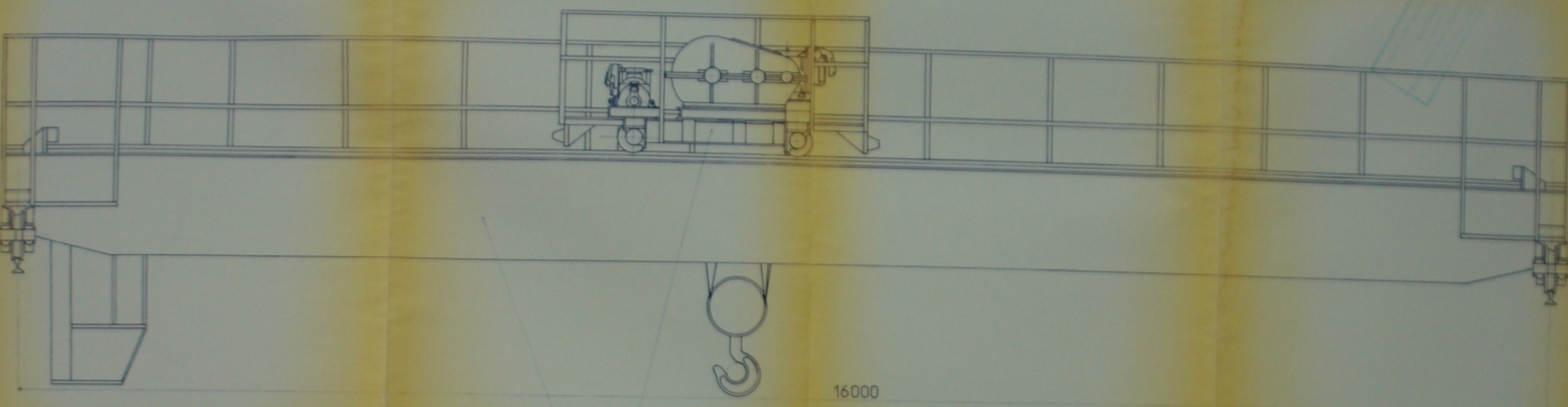
PM01982
-2-

22		Ecrou SKF KM12	1		A45	
21		Rondelle SKF MB12	1		Adx	
20		Roulement SKF 22214	1			NFE 22
19	01030211	Bague	1		A37	
18		Palier				
17	01030210	Arbre	1	28	XC38	
16	01030209	Jante	1		Adx	
15	01030208	Jante	1		Adx	
14		Rondelle W 18	12		XC357	NFE 2712
13		Ecrou H.M 18	12		A45	NFE 27411
12		Boulon H.M 18 x 45	12		35CD4	NFE 27311
11	01030207	Jante	1		A68M	
10		Roulement SKF 22213	1			NFE 22
9	01030206	Plaquette arrêtoire	1		Adx	
8		Vis H.M 8 x 40	2		A56 3e	NFE 27311
7	01030205	Plaque	1		Adx	
6	01030204	Plaque	1		Adx	
5		Graisseur Técalémit	1		XC 10	920-001
4	01030203	Couvercle	1		Adx	
3		Vis H.M 6 x 16	4		A56 3e	NFE 27311
2	01030202	Jante	1		Adx	
1	01030201	Tambour	1	24	A375	

Rp	N°dessin	Designation	N°	Mat	Obs
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
Echelle	Masse				
0,5					
Etudiant	Maghrabi	TAMBOUR		ENPA	
Promoteur	Spiridonov			Dep. MECANIQUE	
Chf. dep.				01030200	
Pres. jury					

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

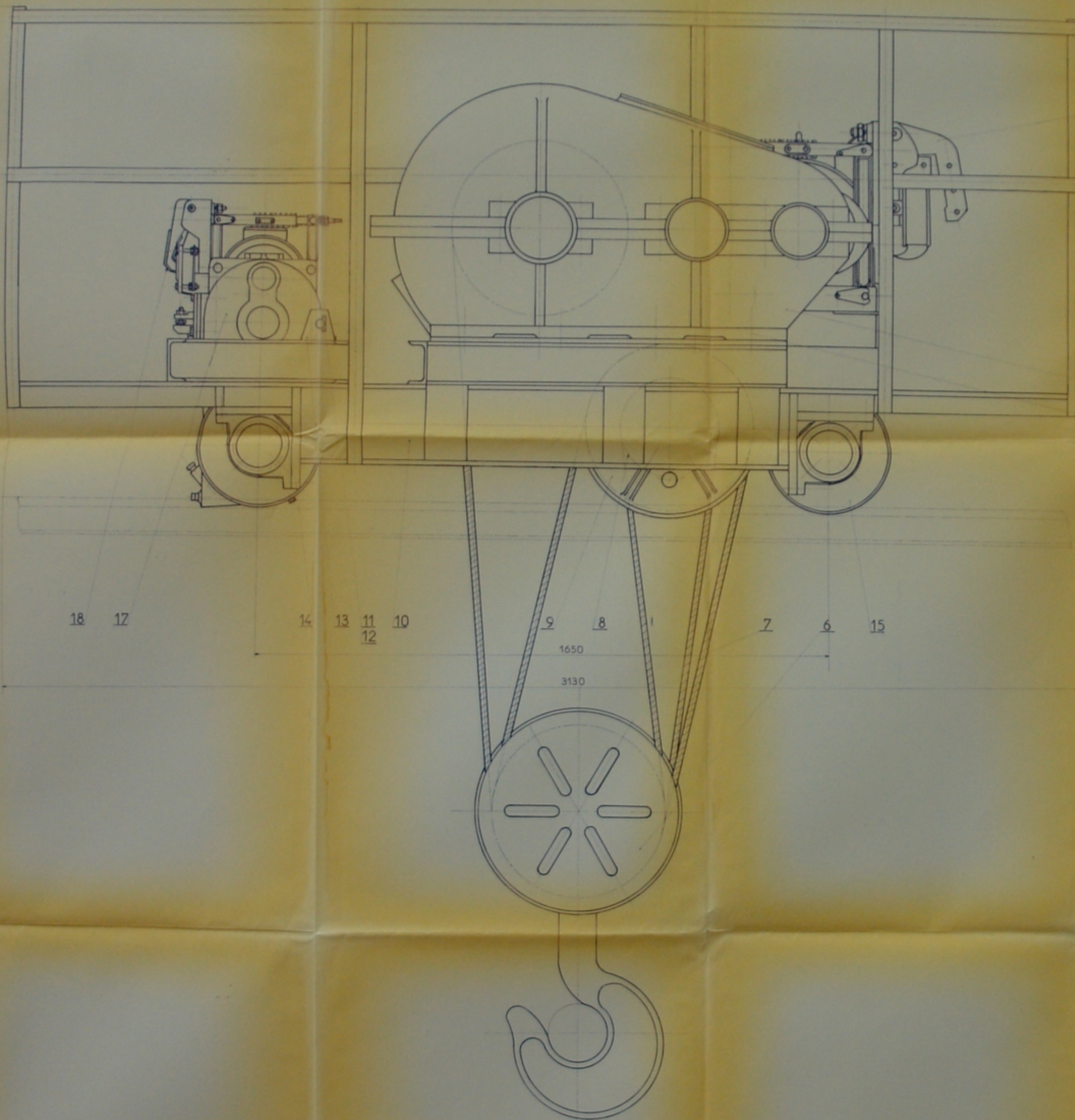
1789



PM 01982
- 2 -

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE
BIBLIOTHÈQUE

3	01030000	Chariot	1				
2	01020000	Canal métallique	1				
1	01010000	Méc de translation	1				
Rp N° dessin		Designation	N°	Mat	Obs.		
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE							
Echelle	Masse	⊙	PONT ROULANT		ENPA		
Tuteur	Magasin				Dep MécANQUE		
Projeté	Spécialité				010000.00		
Chf des							
Prescript							



1

2

3

4

5

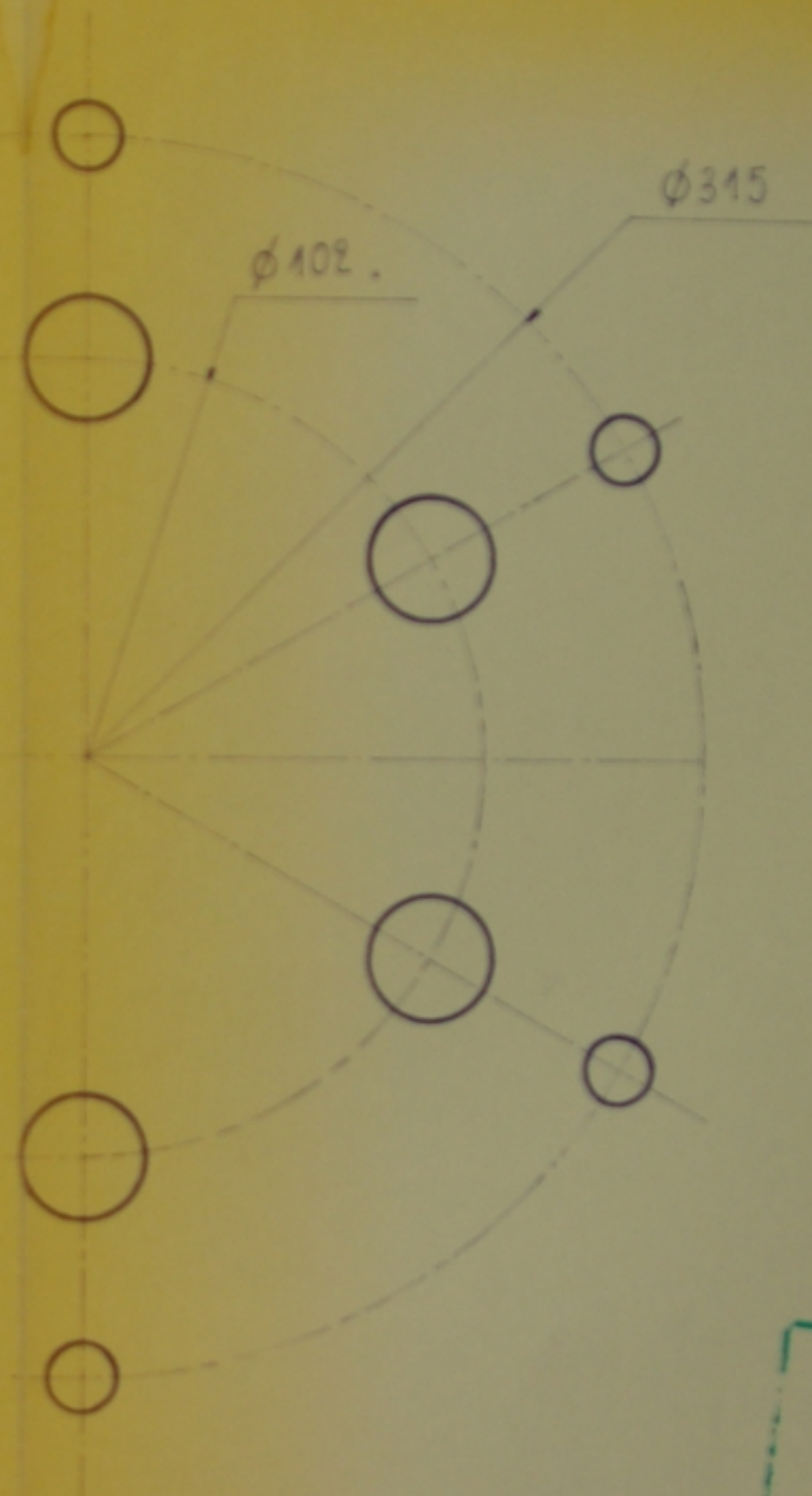
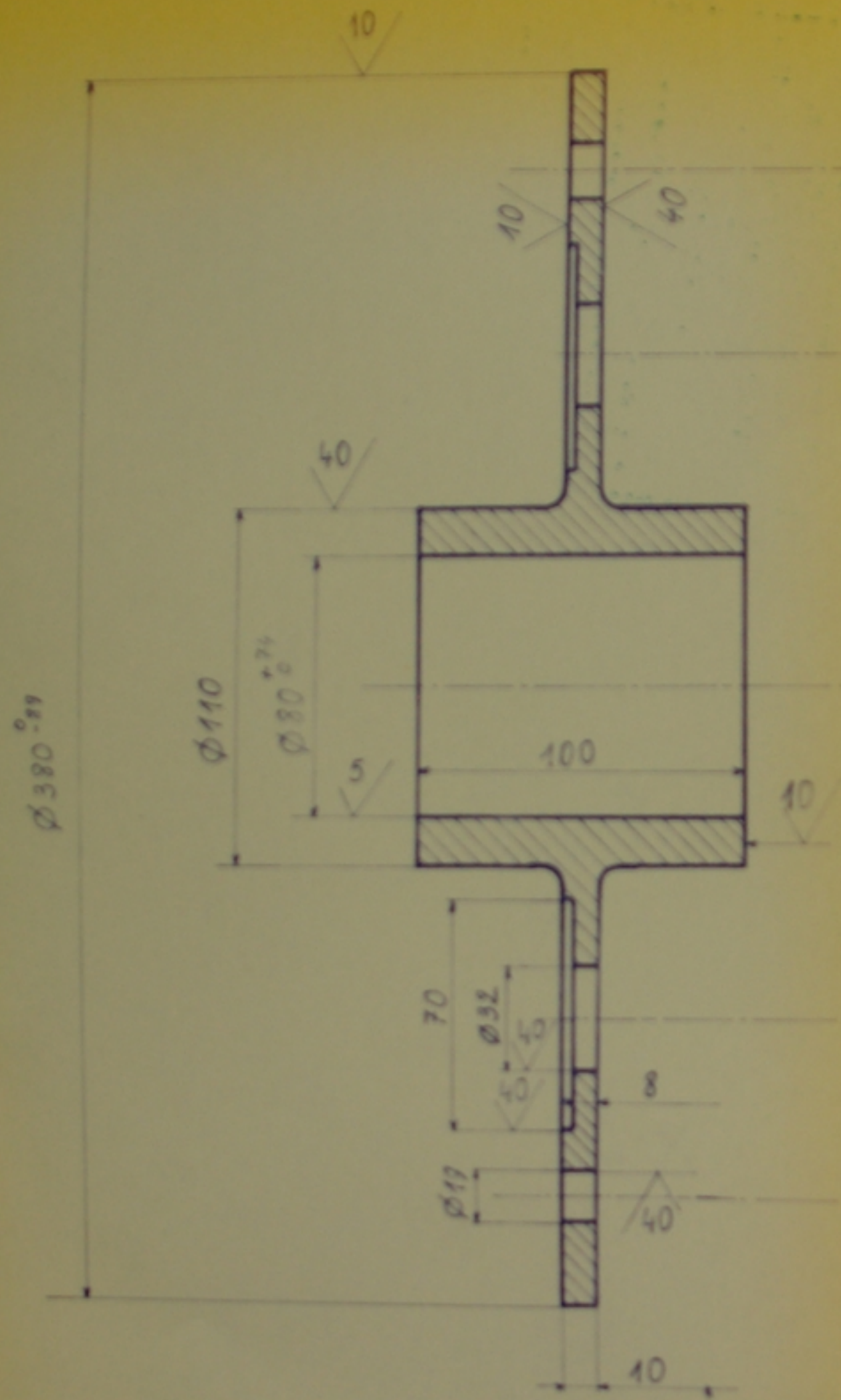
INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

PM01382

-4-

56	Clavette parol 4x9x150	16		35CD4	NFE 27660
55	Galet moteur	2		XC 50	BDS 3066
54	Demi-manchon	2	80 160		BDS 3066
53	01030009	Arbre	1	14 14	XC 38
52	Rondelle W 20	4		XC 651	NFE 27660
51	Ecrou Hu M 20	4		A 56 3e	NFE 27411
50	Boulon H. M 20x50	4		35CD4	NFE 27311
49	01030008	Couvercle	1		A dx
48	Vis H. M 12 x 25	4		A 56 3e	NFE 27411
47	Plaque	2		A 37	BDS 2348
46	01030007	Axe	1		XC 33
45	0103 0001	Arbre	1	35 35	XC 38
44	Demi-manchon C Z M	2	76 152		BDS 3066
43	Rondelle W 24	4		XC 651	NFE 27660
42	Ecrou Hu M 24	4		A 56 3e	NFE 27411
41	Boulon H. M 24x80	4		35CD4	NFE 27311
40	Moteur MTF 412-5	1	345x45		BDS
39	01030200	Tambour	1	321 321	
38	Rondelle W 16	4		XC 651	NFE 27660
37	Goujon M 16x 0/30U	4		35CD4	NFE 27311
36	01030002	Plaque	4		A 48
35	Rondelle W 22	2		XC 651	NFE 27660
34	Ecrou Hu M 22	2		A 56 3e	NFE 27411
33	Vis H. M 22x60	2		A 56 3e	NFE 27411
32	01030005	Barre	1		A 48
31	Accouplement elast	1	208 208		BDS 3447
30	Rondelle W 18	4		XC 651	NFE 27660
29	Ecrou Hu M 18	4		A 56 3e	NFE 27411
28	Boulon H. M 18x70	4		35CD4	NFE 27311
27	Rondelle W 16	4		XC 651	NFE 27660
26	Ecrou Hu M 16	4		A 56 3e	NFE 27411
25	Boulon H. M 16x40	4		35CD4	NFE 27311
24	01030004	Volant d inertie	1	107 107	A dx
23	01030003	Couvercle	1		A dx
22	Moteur MTF 111-6	1	76 76		BDS
21	Rondelle W 16	20		XC 651	NFE 27660
20	Ecrou Hu M 16	20		A 56 3e	NFE 27411
19	Boulon H. M 16x50	4		35CD4	NFE 27311
18	Frein T K T 200/100	1	25 25		GO 5 T
17	Reducteur BK 480	1	140 140		BDS
16	Manchon	1	170 170		BDS 3066
15	Galet fou	2		XC 50	Gou 3559
14	Boulon H. M 16x70	16		35CD4	NFE 27311
13	01030006	Support	2		A 48 M
12	Vis H. M 8x20	4		A 56 3e	NFE 27411
11	Plaque	2		A 37	BDS 2348
10	01030100	Chassis	1		
9	Poulie immobile	2	38 76	A 48 M	Gou 1070
8	Poulie dequilibrage	1	11 11	A 48 M	Gou 1070
7	Cable type Warrington	1	122 132	XC 80	Gou 2588
6	01030300	Moufle	1	105 105	
5	Rondelle W 30	8		XC 651	NFE 27660
4	Ecrou Hu M 30	8		A 56 3e	NFE 27411
3	Boulon H. M 30x90	8		35CD4	NFE 27311
2	Reducteur RM 750	1	100		BDS
1	Frein T K T 300	1	92 92		GO 5 T

Rp	N	B	Designation	Nb	Mat	Obs
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE						
Echelle	Masse	CG	CHARIOT		ENPA	
0,3					Dep MECANIQUE	
Etudiant	Magasin				01030000	
Préparateur	Spécialité					
Chef de						
Pres. p. l'y						



PMO 1982
- 5 -

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
البيضاء
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		
0,5			
Etudiant	Maghraoui		JANTE
Promoteur	Spiridonov		
Chef dépt			ENPA
Prés. jury			
			Adx
			01.03.02.09

