

40/83

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
HOUARI BOUMÉDIENNE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGÈRE

DÉPARTEMENT DE GENIE MÉCANIQUE



THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

S U J E T :

**Système de Compensation de Relevage  
de la Flèche d'une Grue  
Portuaire 8/16 T**

Proposé et suivi par :  
M. A. GREFKOWICZ

Étudié par :  
M. SEMMAR Mohamed

— PROMOTION JANVIER 1983 —



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

---

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
HOUARI BOUMEDIENNE

---

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGERIE

---

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

---

## **THESE DE FIN D'ETUDES**

S U J E T :

### **Systeme de Compensation de Relevage de la Flèche d'une Grue Portuaire 8/16 T**

Proposé et suivi par :  
M. A. GREFKOWICZ

Etudié par :  
M. SEMMAR Mohamed

## R E M E R C I E M E N T S

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à M. A. GREFKOWICZ pour son aide à la réalisation de ce projet. Je le remercie pour les conseils combien utiles qu'il m'a prodigués et l'attention qu'il m'a accordée, en souhaitant qu'il trouvera dans ce modeste travail toute mon admiration.

Je remercie également mon cousin Mahfoud SKANDRANI pour son inlassable soutien ainsi que mon oncle Sid Ahmed KERMEZLI, mes beaux-frères Nour Eddine EL HAFFAF et Farid LEMDANI pour leur précieux CONCOURS.

Mes remerciements vont aussi à tout ceux qui, de près ou de loin ont contribué à ma formation d'ingénieur.

## D E D I C A C E S

A ma mère

A mon père

A mes frères et soeurs

A tous les miens

A tout ceux pour qui, l'effort de sacrifice dans le labeur constitue le levain de la réussite

A tous (tes) les amis (es) en particulier, mes collègues de la promotion Janvier 83 du Département de Génie Mécanique de l'E.N.P.A.

Je dédie ce mémoire de fin d'études.

M. S E M M A R



## T A B L E D E S M A T I E R E S

INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE I - CARACTERISTIQUES ET DESCRIPTION TECHNIQUE	
1.1. Caractéristiques de la grue.....	2
1.2. Description technique.....	2
1.3. Système de compensation.....	4
CHAPITRE II- DETERMINATION DES DIMENSIONS DE LA FLECHE ET DES PARAMETRES DE COMPENSATION	
2.1. Longueur de la flèche.....	6
2.2. Détermination du centre de gravité et la masse du bras avant de la flèche.....	7
2.3. Centre de gravité et masse du bras arrière de la flèche.	9
2.4. Détermination du contre poids.....	10
2.5. Détermination des forces pour l'équilibre de la charge utile $Q_p$ par le système de compensation.....	12
2.6. Détermination du rapport de réduction entre tambour de levage et tambour de compensation.....	19
CHAPITRE III- CALCUL GENERAL ET CHOIX DES ELEMENTS DU MECANISME DE LEVAGE	
3.1. Calcul du rendement global du mouflage.....	20
3.2. Calcul de l'effort de traction maximum T.....	21
3.3. Diamètre du cable de levage.....	22
3.4. Dimensions du tambour de levage.....	23

.../...

CHAPITRE IV - CALCUL ET CHOIX DES ELEMENTS PRINCIPAUX DU  
MECANISME DE LEVAGE AVEC COMPENSATION

4.1. Schéma du mécanisme de levage avec compensation.....	27
4.2. Calcul et choix du moteur.....	27
4.3. Choix du moteur.....	28
4.4. Vitesse du tambour de levage et rapport de réduction moteur-tambour.....	28
4.5. Calcul des moments mis en jeu.....	29
4.6. Choix du réducteur extérieur R.....	30

CHAPITRE V - CALCUL ET CHOIX DES 2 ACCOUPLEMENTS ET FREIN

5.1. Choix de l'accouplement entre moteur et réducteur.....	31
5.2. Calcul et choix du frein.F.....	32
5.3. Calcul et choix de l'accouplement $A_2$ .....	32

CHAPITRE VI- CALCUL CINEMATIQUE ET DYNAMIQUE DU MECANISME  
DE LEVAGE AVEC COMPENSATION

6.1. Introduction.....	33
6.2. Schéma cinématique, caractéristiques et description du réducteur.....	33
6.3. Calcul des rapports de réduction $i_p$ et $i'_p$ de l'étage planétaire.....	36
6.4. Calcul de l'engrenage extérieur $Z_1 Z_2$ .....	38
6.5. Calcul des efforts sur l'étage planétaire et l'engrenage extérieur.....	39

## CHAPITRE VII - CALCUL DES RESISTANCES

7.1. Calcul de la force tangentielle réelle entre couronne, satellite et pignon planétaire.....	42
7.2. Vérification des dentures à la rupture de l'étage planétaire.....	42
7.3. Vérification des dentures à la rupture de l'engrenage extérieur.....	45
7.4. Vérification des dentures à la pression superficielle du train planétaire.....	47
7.5. Vérification des dentures $Z_1$ et $Z_2$ à la pression superficielle.....	51
7.6. Calcul des réactions sur l'arbre du tambour de levage....	52
7.7. Calcul de l'arbre principal du système de levage.....	54
7.8. Vérification des axes et roulements de satellites.....	59
7.9. Vérification des roulements des supports du tambour de levage.....	60
CONCLUSION.....	62
BIBLIOGRAPHIE.....	63

## II N T R O D U C T I O N

La grue faisant l'objet de cette étude est une grue portuaire à relevage rapide de la flèche sous charge destinée à la manutention sur les quais des ports pour le chargement ou le déchargement des bateaux.

Du fait de la compensation totale du cable pendant le levage, la trajectoire du crochet reste horizontale.

Il importe de noter que ce type de grue portuaire sous charge permet l'augmentation considérable du nombre de cycle de travail.

Ainsi, cette propriété fait preuve de sa grande utilité sur les quais des ports.



## I- CARACTERISTIQUES ET DESCRIPTION TECHNIQUE

### 1-1 Caractéristiques de la grue :

Capacité de levage.....	8/16 T
Portée.....	25/8/7m
Vitesse de levage.....	22m/mn
Vitesse d'orientation.....	1tr/mn
Vitesse de relevage de la flèche.....	50m/mn
Vitesse de translation.....	20m/mn

### 1-2 Description technique

La grue est composée de quatre mécanismes essentiels à son fonctionnement et à son bon rendement.

- mécanisme de translation
- mécanisme d'orientation
- mécanisme de levage avec compensation
- mécanisme de relevage de la flèche ou de variation de portée.

Le sujet est limité à l'étude du mécanisme de levage avec la compensation.

Quant aux autres, ils sont considérés d'une façon sommaire.

#### 1-2-1 Ossature

L'ossature est composée des éléments principaux :

Le portique déplaçable sur une voie ferrée et la partie tournante; celui-ci supporte toute la partie tournante et s'appuyant sur la voie ferrée par l'intermédiaire de galets.

La partie tournante est constituée de la tour et de la flèche, supportant la cabine de mécanisme et la cabine de commande.

Tous les éléments de l'ossature sont soudés.

#### 1-2-2 Mécanisme de translation

La grue repose par l'intermédiaire de plusieurs trains de galets sur 2 rails parallèles qui déterminent son mouvement de translation sur les quais. Cette construction est appuyée en 4 points formant un système statiquement indéterminé. En chacun de ces 4 points, un système de balanciers assure une distribution uniforme de la charge sur 6 galets regroupés en 3 chariots dont 2 sont munis d'un mécanisme moteur et 1 est muni d'un pince rails.

On compte 24 galets dont 16 sont moteurs et 4 pinces rails qui servent à fixer la grue lorsque celle-ci est hors service afin d'éviter tout déplacement fortuit et aussi en vue d'assurer une plus grande stabilité de la grue lors des intempéries.

#### 1-2-3 Mécanisme d'orientation

Ce mécanisme assure le mouvement de rotation ou de pivotement de la grue.

La partie tournante s'appuie sur le portique en 2 paliers à savoir, le palier supérieur et le palier inférieur. Le palier inférieur supportera une charge radiale et une charge axiale très importante; le palier supérieur ne supporte que des charges radiales.

Ce mécanisme comprend une série de 8 galets fixés à la partie tournante et qui roulent sur un rail circulaire fixé au portique. Il comprend aussi un moteur, un frein, un réducteur et 2 étages d'engrenages.

#### 1-2-4 Mécanisme de relevage de la flèche

Le mécanisme de relevage de la flèche permet la variation de la portée grâce au changement d'inclinaison qu'il assure à la flèche; ce changement d'inclinaison est assuré par un mécanisme à crémaillère comportant un moteur électrique, un accouplement, un frein, un réducteur, un pignon-crémaillère. Le poids propre de la flèche est équilibré à l'aide d'un contre poids placé sur le chariot de guidage à l'intérieur de la tour, ce qui a pour effet de diminuer les sollicitations du mécanisme lors de la variation de portée.



### 1-2-5 Mécanisme de levage

Le câble de levage s'enroule en 1 brin sur le tambour de levage en passant d'abord par les 2 poulies de l'extrémité de la flèche puis par la poulie libre placée sur l'axe d'articulation de la flèche. Le mécanisme de levage est actionné par un moteur qui transmet son mouvement à un réducteur externe qui à son tour entraîne le pignon planétaire faisant ainsi tourner la couronne, donc le tambour de levage.

### 1-3 Système de compensation

La flèche de cette grue est montée sans coulissement sur la cabine, si bien que son extrémité décrit un arc de cercle. Le trajet horizontal de la charge est obtenu selon le principe définissant que le mouvement de l'extrémité arrière de la flèche, analogue à celui de la pointe de la flèche, impose au tambour de compensation une rotation dans le sens d'une compensation de la longueur du câble de levage. Le tambour de levage est relié au tambour de compensation par un train planétaire et un engrenage extérieur. Quant au tambour de compensation, il est animé par une transmission à câble depuis le bout arrière de la flèche, au moyen d'une bielle qui s'articule sur un chariot de contre poids qui lui-même se déplace dans un guidage vertical et porte les poulies de la transmission à câble de compensation. Etant donné que la bielle est de même dimension que le bras arrière de la flèche formant ensemble les 2 côtés d'un triangle isocèle, le déplacement vertical du chariot est le double de la course verticale de l'extrémité de la flèche et ainsi, est en tout point proportionnel à la course de montée ou de descente de la pointe de la flèche dans le plan vertical.

Du fait que le mouvement du chariot au tambour de compensation se fait par transmission à câble et au tambour de levage par l'intermédiaire de train planétaire, on peut grâce au choix d'un rapport de réduction approprié, établir que la montée ou la descente de la pointe de la flèche soit exactement compensée dans n'importe quelle position, par un déroulement ou un enroulement du câble de levage, de façon que le crochet se déplace sur un trajet horizontal.

Dans le mouvement de montée du contre poids, flèche en position abaissée, le tambour de compensation tourne et entraîne dans sa course le tambour de levage permettant au cable de levage de s'enrouler.

Dans le cas du mouvement de descente du contre poids, flèche en position relevée, la moufle s'abaisse et le tambour de compensation en tournant, permet le déroulement du cable de levage.

Par conséquent, pendant que l'on relève ou l'on abaisse la flèche, la trajectoire du crochet reste horizontale.

Dans ces 2 cas, le mécanisme de relevage n'est pas chargé par le mécanisme de levage.

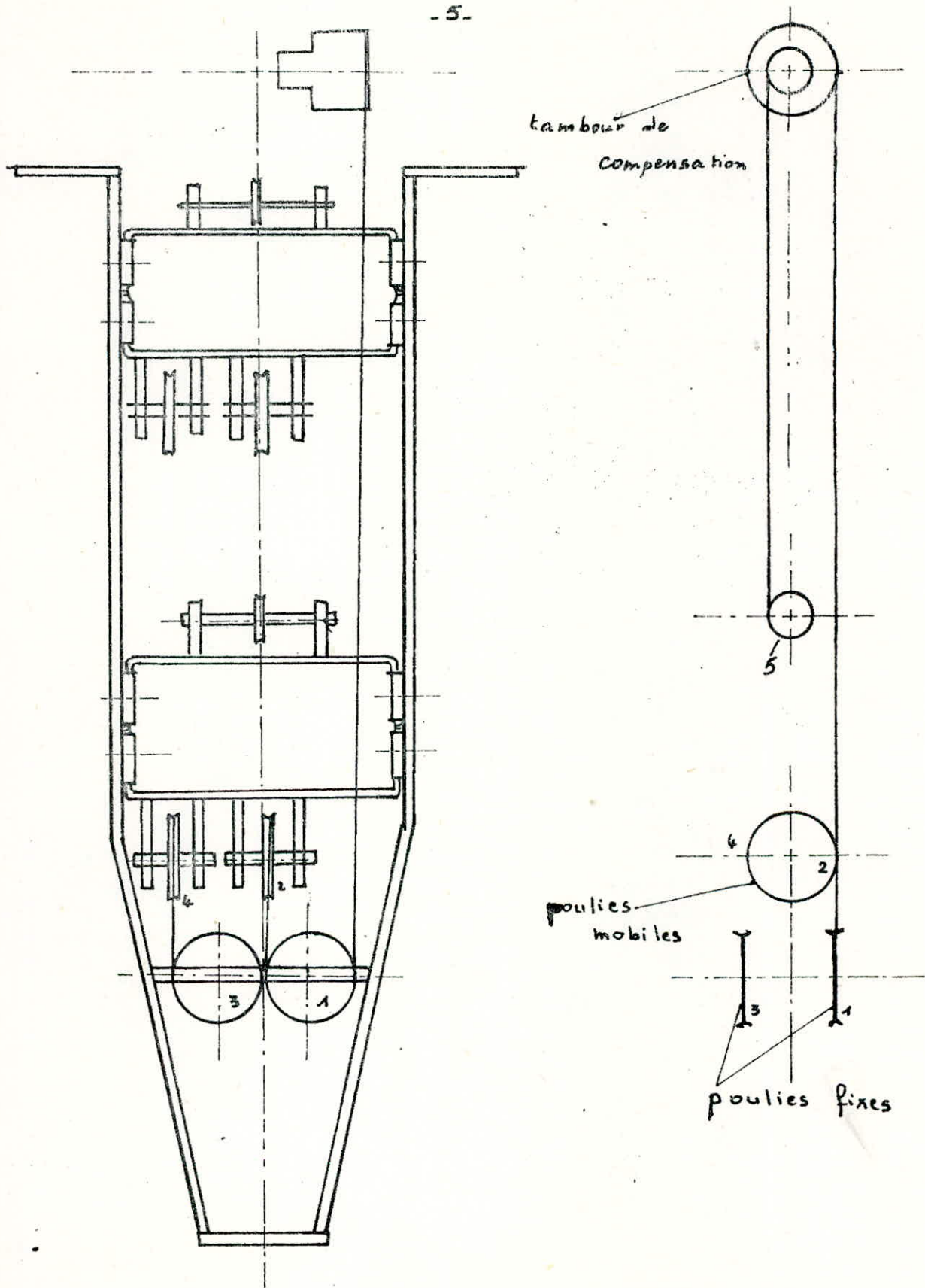
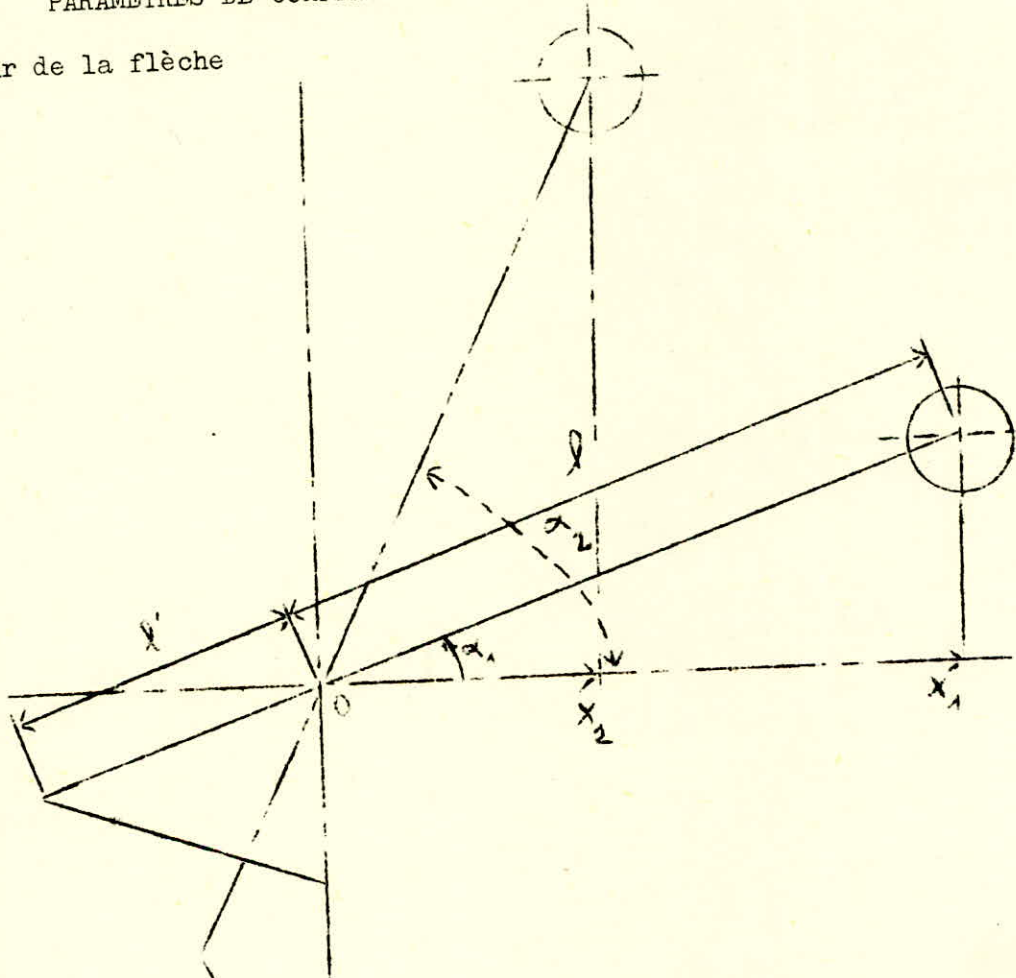


schéma représentant les positions extremes  
du chariot de contre poids.

II- DETERMINATION DES DIMENSIONS DE LA FLECHE ET DES  
PARAMETRES DE COMPENSATION

2-1 Longueur de la flèche



D'après cette figure, nous avons :

$$X_1 = R_1 - \frac{D}{2}$$

D'autre part :

$$X_1 = l \cos \alpha_1$$

Ce qui permet d'obtenir numériquement pour les valeurs données :

$$R_1 = 25 \text{ m ( portée maximale )}$$

$$R_2 = 7 \text{ m ( portée minimale )}$$

$$D = 0,71 \text{ m ( diamètre de la poulie de l'extrémité de la flèche )}$$

$$\alpha_1 = 29^\circ 55' 35'' = 29,9264^\circ$$

.../...



Il résulte que :

$$X_1 = 25 - 0,35 = 24,7 \text{ m}$$

et :

$$l = \frac{24,7}{\cos 29,9264} = 28,5 \text{ m}$$

Calcul de l'angle  $\alpha_2$  pour la portée minimale :

Il s'obtient :

$$X_2 = R_2 - \frac{D}{2} = 7 - 0,35 = 6,7 \text{ m}$$

ainsi :

$$X_2 = l \cos \alpha_2$$

donc :

$$\cos \alpha_2 = \frac{X_2}{l} = \frac{6,7}{28,5} = 0,2351$$

d'où

$$\alpha_2 = \arccos \alpha_2 = \arccos 0,2351$$

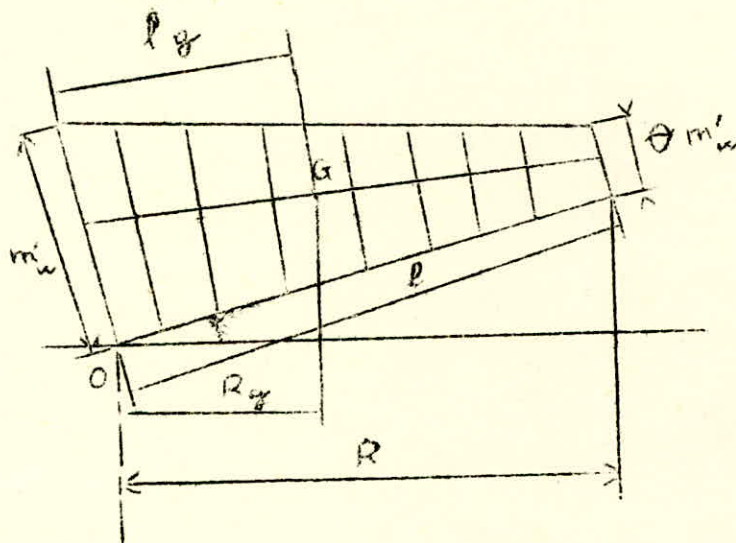
$$\alpha_2 = 76,4032 = 76^\circ 24' 11''$$

Nous constatons que le choix a été porté sur une flèche composée d'un bras arrière de longueur  $l' = 4 \text{ m}$  jusqu'au point d'articulation, et d'un bras avant de longueur  $l = 28,5 \text{ m}$ .

J'ai adopté la construction en treillis d'une part pour sa légèreté et parce qu'elle présente d'autre part une bonne résistance.

2-2 Détermination du centre de gravité et la masse du bras avant de la flèche

Pour déterminer le centre de gravité G, on suppose une distribution trapézoïdale de la charge.



- $R_g$  : distance de l'axe de la tour jusqu'au centre de gravité de la flèche quand celle-ci est en position grande portée.
- $l_g$  : distance du point d'articulation de la flèche jusqu'au centre de gravité quand celle-ci est en position grande portée.
- $l$  : longueur du bras avant de la flèche.
- $O$  : point d'articulation de la flèche.
- $G$  : centre de gravité du bras avant de la flèche.
- $R = R_1 - \frac{D}{2}$

Expression analytique de  $\theta$  et  $m'_w$  :

$$a- \theta = \frac{3 R_g - R}{2 R - 3 R_g}$$

$$b- m'_w = \frac{2 M_f}{(1 + \theta) \cdot l}$$

\* Détermination de  $R_g$  :

$$d'après a \quad R_g = \frac{R (2\theta + 1)}{(3\theta + 3)}$$

Pour  $R = 24,7$  m

et  $\theta = 0,5$  ( par hypothèse )

Ce qui donne :

$$R_g = \frac{24,7 (2 \cdot 0,5 + 1)}{(3 \cdot 0,5 + 3)} = 11 \text{ m}$$

\* Détermination de  $l_g$  :

$$R_g = l_g \cos \alpha_1 \quad \text{donc : } l_g = \frac{R_g}{\cos \alpha_1} = \frac{11}{\cos 29,9264} = 12,69 \text{ m}$$

Soit :

$$R_g = 11 \text{ m}$$

$$l_g = 12,7 \text{ m}$$

.../...



Calcul de la masse du bras avant de la flèche ( $M_f$ )

$$\text{d'après b } M_f = \frac{m'_w (1 + \phi) l}{2}$$

Pour  $l = 28,5 \text{ m}$

$$\phi = 0,5$$

$$m'_w = 327,5 \text{ Kg/m ( par hypothèse )}$$

Ce qui donne :

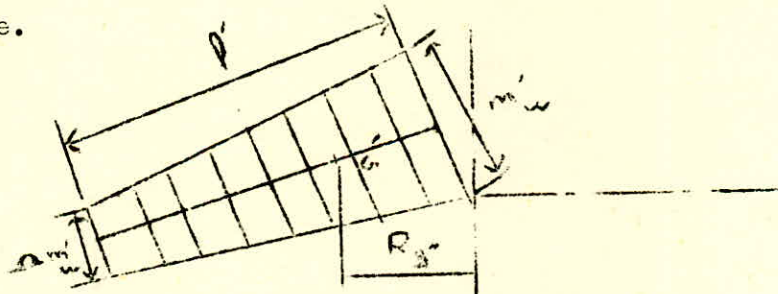
$$M_f = \frac{327,5 (1 + 0,5)}{2} \cdot 28,5 = 7000 \text{ Kg}$$

Soit :

$$M_f = 7000 \text{ Kg}$$

2-3 Centre de gravité et masse du bras arrière de la flèche

On procède aussi comme précédemment avec une distribution trapézoïdale de la charge.



$$\text{Soit } \alpha = \frac{1 + \phi}{2} = \frac{1 + 0,5}{2} = 0,75$$

donc, la valeur de  $\alpha \cdot m'_w$  est :

$$\alpha \cdot m'_w = 0,75 \cdot 327,5 = 246 \text{ Kg/m}$$

La formule qui suit détermine à partir du centre de gravité pour un trapèze, le centre de gravité  $G'$  du bras arrière de la flèche :

$$l'g' = \frac{l'}{3} \left( \frac{m'_w + 2 \cdot \alpha \cdot m'_w}{m'_w + \alpha \cdot m'_w} \right)$$

$$l'g' = \frac{4}{3} \left( \frac{327,5 + 2 \cdot 246}{327,5 + 246} \right) = 1,90 \text{ m}$$

\* Détermination de  $R_{g'}$  :

$$R_{g'} = l'_{g'} \cdot \cos \alpha_1 \\ = 1,90 \cdot \cos 29,9264 = 1,65m$$

\* Détermination de la masse du bras arrière de la flèche ( $M'_{g'}$ )

Soit  $m'_{w_1}$  et  $m'_{w_2}$ , la formule similaire à  $M_f$  nous donne :

$$M'_{g'} = \frac{m'_{w_1} (1 + \dots)}{2} \cdot l'_1 = \frac{327,5 (1 + 0,75)}{2} \cdot 4 = 1147 \text{ Kg}$$

Soit :

$$l'_{g'} = 1,9m \\ R_{g'} = 1,65m \\ M'_{g'} = 1147 \text{ Kg}$$

2-4 Détermination du contre poids

2-4-1 Méthode utilisée

Pour calculer la masse du contre poids à mettre dans le chariot de déplacement vertical en vue d'équilibrer le poids propre de la flèche, on utilise la méthode de l'énergie potentielle du système.

Dans le système de la figure ci-après représentée, nous savons que le bras arrière de la flèche est égal en longueur à la bielle articulée sur le chariot de contre poids, dont le déplacement vertical de ce dernier est égal au double de la course verticale de l'extrémité du bras avant de la flèche.

On suppose que la masse de la bielle est égale de moitié à celle du bras arrière de la flèche qu'on indique par  $M''_{g'}$ .

Pour que la compensation du poids propre de la flèche soit totale, l'énergie potentielle de la charge à soulever doit être nulle.

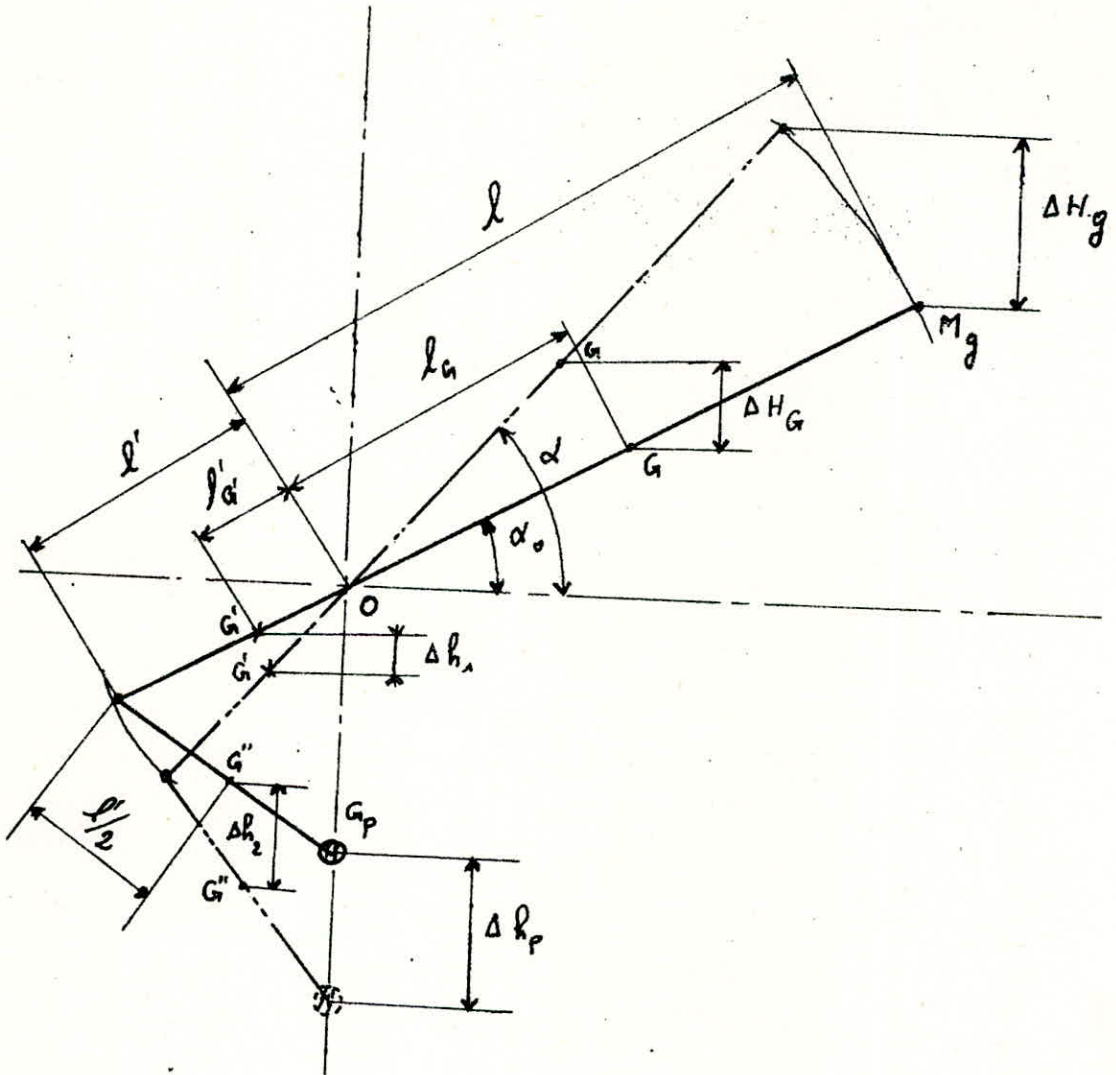
\* Détermination de la hauteur de levage de la charge entre les positions  $\alpha_0$  et  $\alpha$  de la flèche.

$$\Delta H_g = l (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

$$\Delta H_g = l_g (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

$$\Delta h_1 = l'_{g'} (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

.../...



Description schématique du relevage  
de la flèche pour la détermination  
du contre poids à mettre dans le chariot

$$\Delta h_p = 2 l' (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

$$\Delta h_2 = l' (\sin \alpha - \sin \alpha_0) + \frac{1'}{2} (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

$$= \frac{3}{2} l' (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

Pour le calcul de la masse du contre poids, la flèche doit être en équilibre autour du point d'articulation O; la somme des énergies potentielles étant dans ce cas nulle:

$$\sum M H = 0$$

Ceci se traduit dans notre cas par l'équation d'équilibre suivante :

$$M_g l (\sin \alpha - \sin \alpha_0) + M_f l_g (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

$$= M'_g l' g' (\sin \alpha - \sin \alpha_0) + M_{gp} \cdot 2 l' (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

$$+ \frac{3}{2} M''_g l' (\sin \alpha - \sin \alpha_0)$$

et la masse  $M_{gp}$  du contre poids sera égale à :

$$M_{gp} = \frac{M_g l + M_f l_g - M'_g l' g' - 3/2 l' M''_g}{2 l'}$$

Pour la masse de l'extrémité de la flèche, il est supposé que :

$$M_g = 1100 \text{ Kg}$$

$$M_{gp} = \frac{1100 \cdot 28,5 + 7000 \cdot 12,7 - 1147 \cdot 1,90 - 3/2 \cdot 4.574}{2 \cdot 4}$$

$$M_{gp} = 14328 \text{ Kg}$$

#### 2-4-2 Volume du contre poids

Nous considérons 10% de  $M_{gp}$  comme masse du chariot avec l'utilisation d'un acier ordinaire ayant pour poids spécifique  $\rho_1$  ; le reste sera pris comme masse brute du contre poids à mettre à l'intérieur du chariot sous forme de cube en fonte blanche ayant pour poids spécifique  $\rho_2$ .  
Le volume de ce contre poids sera égale à V :

$$V = V_1 + V_2$$

$$\text{avec } V_1 = M_{gp} \cdot 10\% / \rho_1 \quad \text{et } V_2 = M_{gp} - (M_{gp} \cdot 10\%) / \rho_2$$

$$\rho_1 = 7,6 \text{ Kg /dm} \quad \rho_2 = 7,8 \text{ Kg/dm}$$

$$\text{d'où } V_1 = \frac{14328}{10 \cdot 7,6} = 188 \text{ dm}^3$$

$$V_2 = \frac{12896}{7,8} = 1653 \text{ dm}^3$$

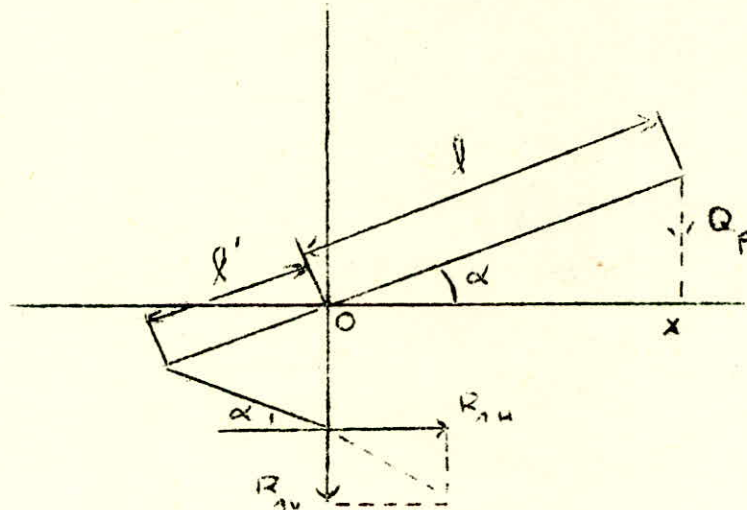
Finalement, le volume du contre poids sera d'environ  $2 \text{ m}^3$ .

.../....



2-5 Détermination des forces pour l'équilibre de la charge utile  $Q_p$  par le système de compensation.

2-5-1 Détermination de la réaction verticale  $R_{1v}$  du chariot due à  $Q_p$



$$X = l \cos \alpha \quad \text{et} \quad \text{tg} \alpha = \frac{R_{1v}}{R_{1h}}$$

-Détermination de  $R_{1h}$

Pour que le système représenté ci-dessus soit en équilibre autour du point d'articulation O, il faut que la somme des moments par rapport à O soit nulle et ceci se traduit par la relation :

$$Q_p \cdot l \cos \alpha = 2 l' \sin \alpha \cdot R_{1h}$$

donc,

$$R_{1h} = \frac{Q_p l \cos \alpha}{2 l' \sin \alpha} = \frac{Q_p l}{2 l'} \cdot \cotg \alpha$$

On remarque que la force de traction T du câble de levage n'intervient pas car son effet s'annule.

$$\text{Comme } R_{1v} = R_{1h} \text{ tg} \alpha$$

$$\text{alors } R_{1v} = \frac{Q_p l}{2 l'} \cdot \cotg \alpha \cdot \text{tg} \alpha = \frac{Q_p l}{2 l'}$$

Ceci nous amène à dire que la réaction verticale  $R_{1v}$  est indépendante de l'angle que fait la flèche avec l'horizontale.

.../....

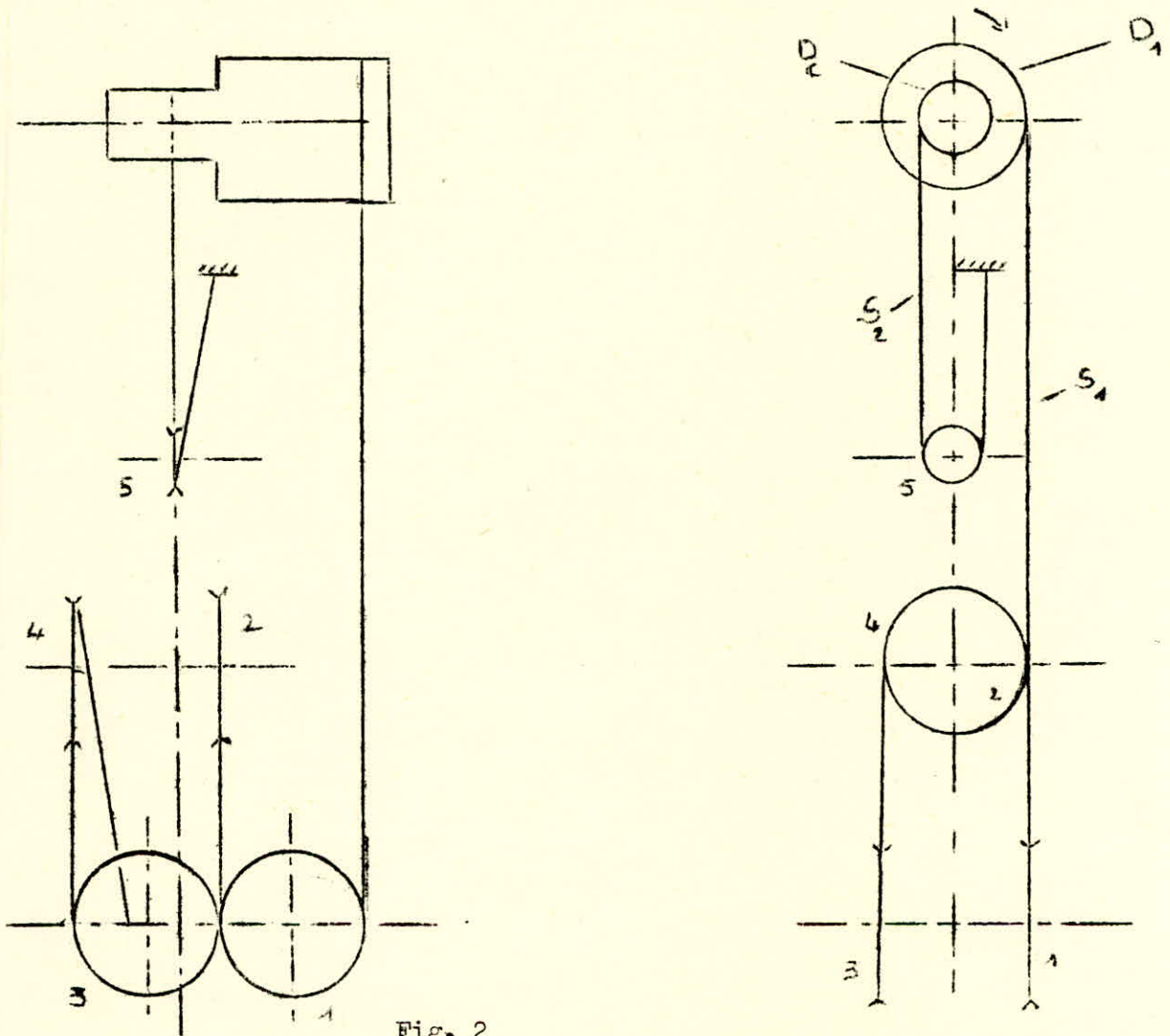
La réaction est donc indépendante du relevage de la flèche, mais par contre dépend de la charge  $Q_p$ , de la longueur de la flèche et de son bras arrière.

$$R_v = \frac{Q_p \cdot l}{2 \cdot l'}$$

avec  $Q_p = Q + G_m$  où  $Q$  : charge maximale = 16 t  
 $G_m$  : poids de la moufle = 5 t  
 $l = 28,5$  m  
 $l' = 4$  m

$$R = \frac{(160000 + 5000) \cdot 28,5}{2 \cdot 4} = 587812 \text{ N}$$

2-5-2 Choix du mouflage du câble de compensation et son rapport de réduction





D'après la figure 2 de 2-5-2, le rapport de réduction  $i_c$  de ce mouflage est égal à 2.

Le câble  $S_1$  agit sur le tambour de compensation avec un rapport de réduction  $i = 2 i_c$ , donc si le câble  $S_2$  s'enroule sur le tambour ayant pour diamètre  $D_c$  (diamètre du tambour de compensation) le tambour où s'enroule le câble  $S_1$  aura pour diamètre  $2 D_c$ .

Par conséquent, cette transmission à câble de compensation est constituée par un mouflage inférieur jumelé à 4 brins et par un mouflage supérieur à 2 brins, ce qui explique selon ces rapports de mouflages, la différence des diamètres d'enroulement des 2 câbles  $S_1$  et  $S_2$  de compensation.

### 2-5-3 Détermination de la force de traction du câble $S_1$ de compensation

On a vu précédemment au 2-5-2 que le rapport de réduction du câble de compensation  $S_1$  était de 4 et cela pour réduire l'effort de ce dernier.

La réaction  $R_{AV}$  du contre poids est équilibrée par la traction  $S_1$  et connaissant  $R_{AV}$ , la force  $S_1$  du câble de compensation sera égale à :

$$S_1 = \frac{R_{AV}}{4} = \frac{587812}{4} = 146953 \text{ N}$$

$$S_1 = 14695 \text{ daN}$$

### 2-5-4 Détermination des dimensions du tambour et du câble de compensation

#### 2-5-4-1 Détermination du diamètre du câble de compensation $S_1$

Soit un coefficient de sécurité  $c = 5$

Soit  $T_c$ , la tension de calcul du câble

$$T_c = S_1 \cdot c = 146953 \cdot 5 = 734765 \text{ N}$$

$$T_c = 73500 \text{ daN}$$

On choisit dans le document NORMY ZAKLADOWE T4 p : 19, un câble de diamètre  $d = 32 \text{ mm}$  sous la norme polonaise PN - 70/M - 80229

.../...

2-5-4-2 Détermination du diamètre du tambour de compensation sur lequel s'enroule  $S_1$

D'après F E M, on détermine le diamètre minimum d'enroulement du câble par la condition  $D \geq H_1 H_2 d$

$d$  : diamètre du câble

$H_1$  : coefficient dépendant du groupe de mécanisme

$H_2$  : coefficient dépendant du nombre d'inversion de sens d'enroulement du câble ( $W_t$ ).

Suivant les normes de F E M, pour un mécanisme du groupe 3, on a pour un câble normal  $H_1 = 20$

Calcul de  $W_t$  :

$$W_t = N_t + 2 P_1 + 4 P_2$$

$N_t$  : nombre de tambour d'enroulement

$P_1$  : nombre de poulies n'apportant pas de changement de sens

$P_2$  : nombre de poulies changeant le sens d'enroulement.

Dans notre cas,  $W_t = 1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 4 = 13$

D'après F E M, pour  $W_t \geq 10$  ; on a  $H_2 = 1,25$

d'où  $D \geq H_1 H_2 d = 20 \cdot 1,25 \cdot 32 = 800$

On porte notre choix sur un tambour de compensation ayant 800mm de diamètre.

2-5-4-3 Détermination de la longueur filetée du tambour  $D_1$

Soit  $l_f = Z \cdot S$

$Z$  : nombre de spires

$S$  : pas  $S = 35$  d'après NORMY ZAKLADOWE T4

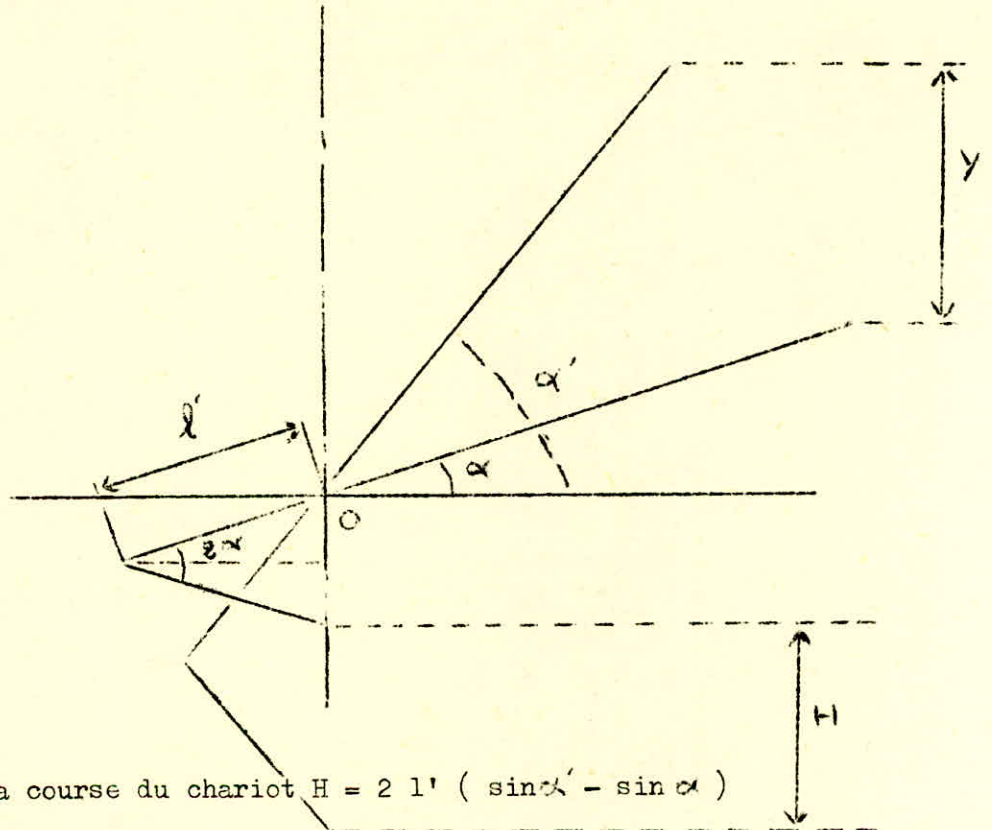
$$Z = \frac{H \cdot 2 \cdot i_c}{\pi D_1} + 2 \div 3$$

$H$  : représente la course du chariot.

.../...

- Calcul de la course du chariot.

figure montrant les 2 positions extrêmes de la flèche avec la course correspondante du chariot.



Soit la course du chariot  $H = 2 l' ( \sin \alpha' - \sin \alpha )$

avec :  $l' = 4 \text{ m}$

$$\alpha' = 76,4032$$

$$\alpha = 29,9264$$

$$H = 2 \cdot 4 ( \sin 76,4032 - \sin 29,9264 ) = 3,78 \text{ m.}$$

La course du chariot du contre poids est donc égale à 4 m.

Le nombre de spires Z est alors égal à :

$$Z = \frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{\pi \cdot 0,8} + 2 = 8,3 \quad Z = 8$$

La longueur filetée du tambour de compensation  $D_1$  est :

$$l_f = Z \cdot S = 8 \cdot 35 = 280 \text{ mm soit une longueur } l_f = 300 \text{ mm.}$$

On choisit une longueur utile du tambour de compensation  $D_1 = 975 \text{ mm.}$

.../...



2-5-4-4 Détermination du diamètre du câble S<sub>2</sub>

Dès lors que S<sub>2</sub> n'a pas d'effort important de traction, on choisit pour ce câble un diamètre égal à 16 mm.

Nous avons vu précédemment; au 2-5-2 que le diamètre du tambour sur lequel s'enroule ce câble de compensation S<sub>2</sub>, représente la moitié de diamètre du tambour sur lequel s'enroule le câble S<sub>1</sub>, donc :

$$D_c = 400 \text{ mm.}$$

-La longueur filetée du tambour D<sub>c</sub> est :  $l'_f = Z \cdot S$

$$Z = 8 \text{ spires (comme indiqué au 2-5-4-3)}$$

$$S = 18 \text{ (d'après NORMY ZAKLADOWE T4)}$$

donc:  $l'_f = 8 \cdot 18 = 144 \text{ mm.}$

On choisit pour le tambour de compensation D<sub>c</sub> une longueur égale à 250mm

-L'épaisseur du tambour de compensation sera égale à :

$$\delta = \frac{D - D_i}{2} = \frac{800 - 716}{2} = 42 \text{ mm.}$$

2-5-4-5 Choix du tambour de compensation

On choisit un tambour en acier soudé réf. A 37 S en prévision des chocs modérés et l'important effort de traction. De surcroît, ce type de tambours est facile à exécuter. La contrainte admissible de compression recommandée pour un tambour soudé est :

$$\sigma_{\text{max}} = 1100 \text{ daN/cm}^2 .$$

-Vérification à la compression :

La formule de lamé pour les tubes à paroi épaisse soumis à la compression nous donne :

$$F = S_1 = 14695 \text{ daN}$$

$$D = D_1 = 800 \text{ mm}$$

$$S = 35 \text{ mm}$$

$$\delta = 42 \text{ mm}$$

$$\sigma_c = \frac{F \cdot D}{\delta \cdot S (D - \delta)}$$

$$\sigma_c = \frac{14695 \cdot 80}{42 \cdot 35 \cdot 10^{-2} (800 - 42) \cdot 10^{-1}} = 1055 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_c < \sigma_{\text{max}}$$

.../...

-Calcul du rapport  $\frac{1}{D_1}$

$$\frac{1}{D_1} = \frac{975}{800} = 1,2$$

Ce rapport  $\frac{1}{D_1}$  étant inférieur à 3, les contraintes de torsion et de flexion sont inférieures de 15 % des contraintes de compression. Donc, le tambour choisi, sera vérifié aux contraintes de compression, de torsion et de flexion.

#### 2-5-5 Calcul et choix des poulies

-Calcul des diamètres des poulies 1, 2, 3, 4 de la figure 2 du 2-5-2 d'après la relation :  $D_p \gg H_1 H_2 \cdot d$ .

$$W_t = 13 \text{ ( voir 2-5-4-2 ) } \quad H_2 = 1,25$$

et d'après F E M  $H_1 = 22,4$  ( pour poulies ).

$$D_p = H_1 H_2 \cdot d = 22,4 \cdot 1,25 \cdot 32 = 896 \text{ mm.}$$

-Choix des poulies

On choisit un diamètre normalisé pour les 4 poulies égal à 900 mm, suivant la norme polonaise T 4 N M - 64 / 32206.

$$900 - B - 097 \text{ CL}_T .$$

-Choix de la poulie 5

$$D_p = H_1 H_2 d = 22,4 \cdot 1 \cdot 16 = 358 \text{ mm.}$$

On choisit un diamètre normalisé de la poulie 5 égal à 400 mm, suivant la norme polonaise T 4 N M - 64 / 32206.

$$400 - B - 080 \text{ CL}_T .$$

#### 2-6 Détermination du rapport de réduction entre le tambour de levage et le tambour de compensation.

D'après la figure du 2-5-4-3, la hauteur Y entre 2 positions  $\alpha$  et  $\alpha'$  est égale à  $l(\sin \alpha' - \sin \alpha)$ .

Pour la hauteur Y, la cable de levage s'enroule sur le tambour de levage d'une longueur correspondante à  $\pi D_b N_b$  où  $N_b$  est le nombre de tours du tambour de levage.

De même, le chariot de contre poids se déplace d'une longueur  $H = 2 \cdot l' (\sin \alpha' - \sin \alpha)$ , pour un enroulement du cable de compensation sur le tambour  $D_c$  égale à  $\pi D_c N_c$  où  $N_c$  est le nombre de tours du tambour de compensation.

On peut former ainsi le système suivant :

$$\pi D_b N_b = i_{\omega k} l (\sin \alpha' - \sin \alpha)$$

$$\pi D_c N_c = i_c \cdot 2 l' (\sin \alpha' - \sin \alpha)$$

On tire ainsi le rapport de réduction  $i$ , entre les tambours de levage et de compensation:

$$i = \frac{N_b}{N_c} = \frac{l \cdot i_{\omega k} \cdot D_c}{2 \cdot l' \cdot i_c \cdot D_b}$$

$$l = 28,5 \text{ m}$$

$$i_{\omega k} = 3 \text{ (voir 3-1)}$$

$$D_c = 0,4 \text{ m}$$

$$l' = 4 \text{ m}$$

$$i_c = 2$$

$$D_b = 1 \text{ m (voir 3-4-1)}$$

$$i = \frac{28,5 \cdot 3 \cdot 0,4}{2 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 1} = 2,137$$

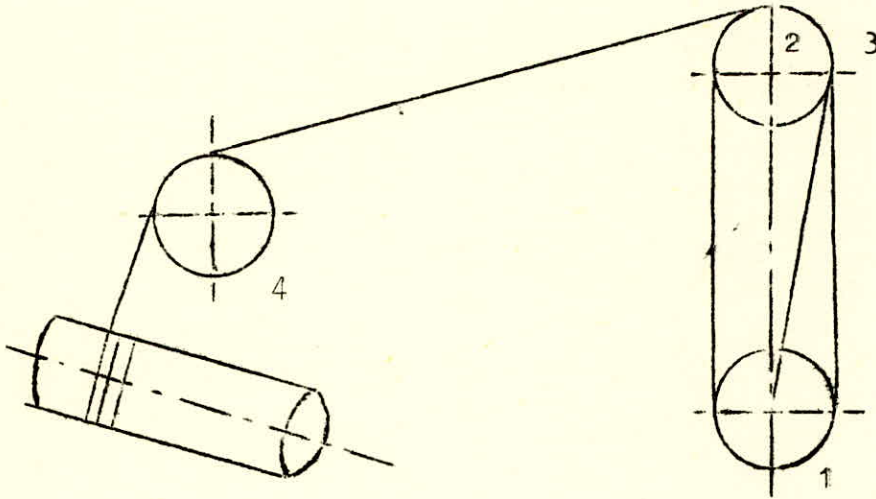
$$i = 2,14$$



III- CALCUL GENERAL ET CHOIX DES ELEMENTS DU MECANISME DE LEVAGE

3-1 Calcul du rendement global du mouflage  $\eta_{gm}$

-Choix du mouflage et rapport de réduction  $i_{wk}$



Pour ce mouflage choisi, on a une réduction de tension et de vitesse, le rapport de réduction  $i_{wk}$  est égal à 3.

-Rendement global du mouflage.

$$\eta_{gm} = \eta_{wk} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$$

$$\eta_{wk} = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{1-\eta^{n+1}}{1-\eta} \quad \text{avec } n : \text{nombre de poulies} = 2$$

$\eta = 0,97$  (pour 1 poulie)

donc  $\eta_{wk} = \frac{1}{2+1} \cdot \frac{1-0,97^3}{1-0,97} = 0,97$

$\eta_3, \eta_4$  = rendement des poulies 3 et 4

$$\eta_3 = \eta_4 = 0,97$$

d'où :

$$\eta_{gm} = 0,97 \cdot 0,97^2 = 0,91$$

$$\eta_{gm} = 0,91$$

.../...

3-2 Calcul de l'effort de traction maximum T

$$T = \frac{Q + G_m + G_c}{n_b \cdot \eta_{gm}}$$

Q : charge maximale en service  
G<sub>m</sub> : poids de la moufle  
G<sub>c</sub> : poids du câble (partie suspendus à la moufle)  
n<sub>b</sub> : nombre de brins de câble  
η<sub>gm</sub> : rendement global de mouflage

-Calculs intermédiaires

La hauteur de levage pour la portée R minimale est H = 47 m et pour s'assurer que le câble arrive au fond de la cale du bateau, on ajoute une longueur de 10 m, alors la longueur d'un brin du câble de levage sera égale à 57 m.

Si on choisit un câble dont le poids linéaire est q, le poids du câble G<sub>c</sub> sera égal à :  $H \cdot \frac{1}{w_k} \cdot q$

$$\text{Soit } q = 26,8 \text{ N/m}$$

$$G_c = 57 \cdot 26,8 = 4583 \text{ N.}$$

$$G_c = 4583 \text{ N.}$$

L'effort maximum de traction du câble de levage sera égal à :

$$T = \frac{Q + G_m + G_c}{n_b \cdot \eta_{gm}}$$

Q = 160000 N  
G<sub>m</sub> = 5000 N  
G<sub>c</sub> = 4583 N  
n<sub>b</sub> = 3  
η<sub>gm</sub> = 0,91

$$T = \frac{160000 + 5000 + 4583}{3 \cdot 0,91} = 62118 \text{ N.}$$

$$T = 62118 \text{ N}$$

.../...

### 3-3 Diamètre du câble de levage

Soit un coefficient de sécurité  $c = 5$

Soit  $T_c$  la tension de calcul du câble  $T_c = T \cdot c$

$$T_c = 6211 \cdot 5 = 31059 \text{ daN.}$$

On choisit dans le document polonais NORMY ZAKLADOWE T 4, un câble de diamètre égal à 26 mm, ayant les caractéristiques suivantes :

force théorique de rupture  $F_{rth} = 50500 \text{ daN}$

résistance à la rupture  $R = 180 \text{ daN/mm}^2$

rendement égal à 0,82

-Calcul de la force pratique de rupture  $F_{rp}$

$$F_{rp} = F_{rth} \cdot 0,82 = 50500 \cdot 0,82 = 41410 \text{ daN.}$$

-Vérification du coefficient de sécurité choisi :

$$c' = \frac{F_{rp}}{T} = \frac{41410}{6211} = 6,6$$

La sécurité est donc suffisante du moment que nous avons  $c' > c$ .

On choisit alors un câble de diamètre égal à 26 mm suivant la norme polonaise PN-70/M - 80229.

LINA 26 - W - S 6.36+A0 - Z/s-n-IIg-180

-Résumé des caractéristiques du câble de levage :

diamètre $d$ = .....	26 mm
Résistance de rupture $R$ = .....	180 daN/mm <sup>2</sup>
charge théorique de rupture $F_{rth}$ = .....	50500 daN
charge pratique de rupture $F_{rp}$ = .....	41410 daN
coefficient de sécurité $c'$ = .....	6,6
section du câble $S$ = .....	283mm <sup>2</sup>
la masse linéaire $q$ = .....	26,8N/m

.../...

### 3-4 Détermination des dimensions du tambour de levage

#### 3-4-1 Diamètre du tambour

D'après FEM, on détermine le diamètre minimum d'enroulement du cable par la condition  $D_b \gg H_1 H_2 d$

$d$  : diamètre du cable

$H_1$  : coefficient dépendant du groupe de mécanisme

$H_2$  : coefficient dépendant du nombre d'inversion de sens d'enroulement du cable

Pour le groupe de mécanisme 3 et cable antigiratoire :  $H_1 = 22,4$

Calcul de  $W_t$  : on a 4 poulies ayant  $w = 2$  (chacune) et 1 tambour

donc :  $W_t = 4 \cdot 2 + 1 = 9$

$$W_t = 9$$

D'après FEM, pour  $W_t = 6 \div 9$        $H_2 = 1,12$

Le diamètre minimum de ce tambour sera égal à :

$$D_b = H_1 H_2 d = 22,4 \cdot 1,12 \cdot 26 = 652 \text{ mm.}$$

On choisit un tambour simplement fileté ayant un diamètre égal à 1000 mm       $D_b = 1000 \text{ mm}$

#### -Profil du tambour

Le profil du tambour de levage sera suivant la norme polonaise :

PN - 61/M - 84621

#### 3-4-2 Longueur du tambour

$l_f$  : longueur filetée

$Z$  : nombre de spires

$l_f = Z \cdot S$  avec :

$S$  : pas du filet

$S = 30$  d'après NORMY ZAKLADOWE T4

.../...



$$Z = \frac{H \cdot i_{\omega}}{\pi \cdot D_b} + 2 \div 3$$

H : hauteur de levage pour 1 brin

$i_{\omega}$  : réduction du mouflage

$D_b$  : diamètre d'enroulement du tambour de levage

$2 \div 3$  : spires supplémentaires pour éviter l'effort de traction direct sur l'attache du cable.

$$Z = \frac{57,3}{\pi \cdot 1} + 3 = 57$$

donc :  $l_f = Z \cdot S = 57 \cdot 30 = 1710 \text{ mm.}$

On choisit une longueur utile du tambour de levage égale à 2000 mm.

$$l = 2000 \text{ mm.}$$

### 3-4-3 Epaisseur du tambour

$D_i$  : diamètre intérieur du tambour égal à 890 mm

d'où l'épaisseur  $\delta$  du tambour est :

$$\delta = \frac{D_b - D_i}{2} = \frac{1000 - 890}{2} = 55 \text{ mm}$$

Le tambour est sollicité par les contraintes suivantes :

- contrainte de flexion par la traction du cable
- contrainte de torsion
- contrainte de compression par le serrage du cable.

Les matériaux les plus utilisés pour la construction de tambours sont :

- la fonte (tambour en fonte)
- acier laminé (tambour en A. laminé ou en A. moulé)
- acier soudé (tambour en A. soudé réf. A 37 S)

En prévision des chocs modérés et l'important effort de traction, nous avons choisi un tambour soudé pour sa facilité d'exécution.

.../...

-Calcul de la contrainte de compression

On calcule la contrainte de compression suivant la formule de lamé :

$$\sigma_c = \frac{F \cdot D_b}{\delta \cdot S (D_b - \delta)}$$

pour :  $F = T = 6211 \text{ daN}$   
 $D_b = 1000 \text{ mm}$   
 $S = 30 \text{ mm}$   
 $\delta = 55 \text{ mm}$

$$\sigma_c = \frac{6211 \cdot 100}{55 \cdot 30 \cdot 10^{-2} \cdot (1000 - 55) 10^{-1}} = 398,33 \text{ daN/cm}^2.$$

Pour le tambour soudé, la contrainte de compression maximale est égale à 1100 daN/cm<sup>2</sup>. Et comme  $\sigma_c < \sigma_{max}$ , le tambour de levage est vérifié à la compression.

-Calcul du rapport  $\frac{1}{D_b}$

$$\frac{1}{D_b} = \frac{2000}{1000} = 2$$

Ce rapport  $\frac{1}{D_b}$  étant inférieur à 3, les contraintes de torsion et de flexion sont inférieures de 15 % des contraintes de compression. Donc, le tambour choisi sera vérifié aux contraintes précitées.

### 3-4-4 Fixation du cable

Pour les tambours en construction soudée, on distingue divers procédés de fixation de l'extrémité du cable et la plus simple serait la fixation par plaque et vis.

-Calcul du nombre de plaques nécessaires à la fixation

Ce nombre est donné par la relation  $n = \frac{T}{T_1} \geq 2$

n : nombre de plaques

T : effort maximum sur un brin du cable

T<sub>1</sub> : force transmise par une plaque qui est fonction du nombre de spires supplémentaires.

D'après NORMY ZAKLADOWE T4, pour 3 spires supplémentaires et un diamètre du cable égal à 26 mm  $T_1 = 3690 \text{ daN}$

donc :  $n = \frac{6211}{3690} = 1,68$  soit  $n = 3$  plaques.

La plaque sera selon la norme polonaise N<sub>T</sub> PN -58/M 82101

### 3-4-5 Calcul et choix des poulies

Les diamètres des poulies de la moufle, de l'extrémité et de l'axe d'articulation de la flèche seront égaux.

Le diamètre minimum de ces poulies sera égal à :

$$D_p \geq H_1 H_2 d$$

$$W_t = 9 \text{ (voir 3-4-1)} \quad H_2 = 1,12$$

D'après FEM :

$$H_1 = 22,4 \text{ (pour poulies)}$$

$$d'ou : D_p = 22,4 \cdot 1,12 \cdot 26 = 652 \text{ mm.}$$

On choisit un diamètre normalisé pour ces 4 poulies, égal à 710 mm  
(  $d_{\text{cable}} = 26 \div 32 \text{ mm}$  ) suivant la norme polonaise T4: NM- 64/32206.  
710 - B - 091 CL<sub>r</sub>.

### 3-4-6 Choix de la moufle

On choisit la moufle selon la norme polonaise T4 N<sub>r</sub> 16 - B - 031 DE<sub>a</sub>  
Le poids de la moufle sera égal à :  $G_m = 5000 \text{ N}$ .

### 3-4-7 Choix du crochet

On choisit un crochet en acier XC 18.

Les dimensions seront choisies en fonction de la charge maximale et du groupe de fonctionnement d'après la norme polonaise T4  
PN - 70/M - 84510.

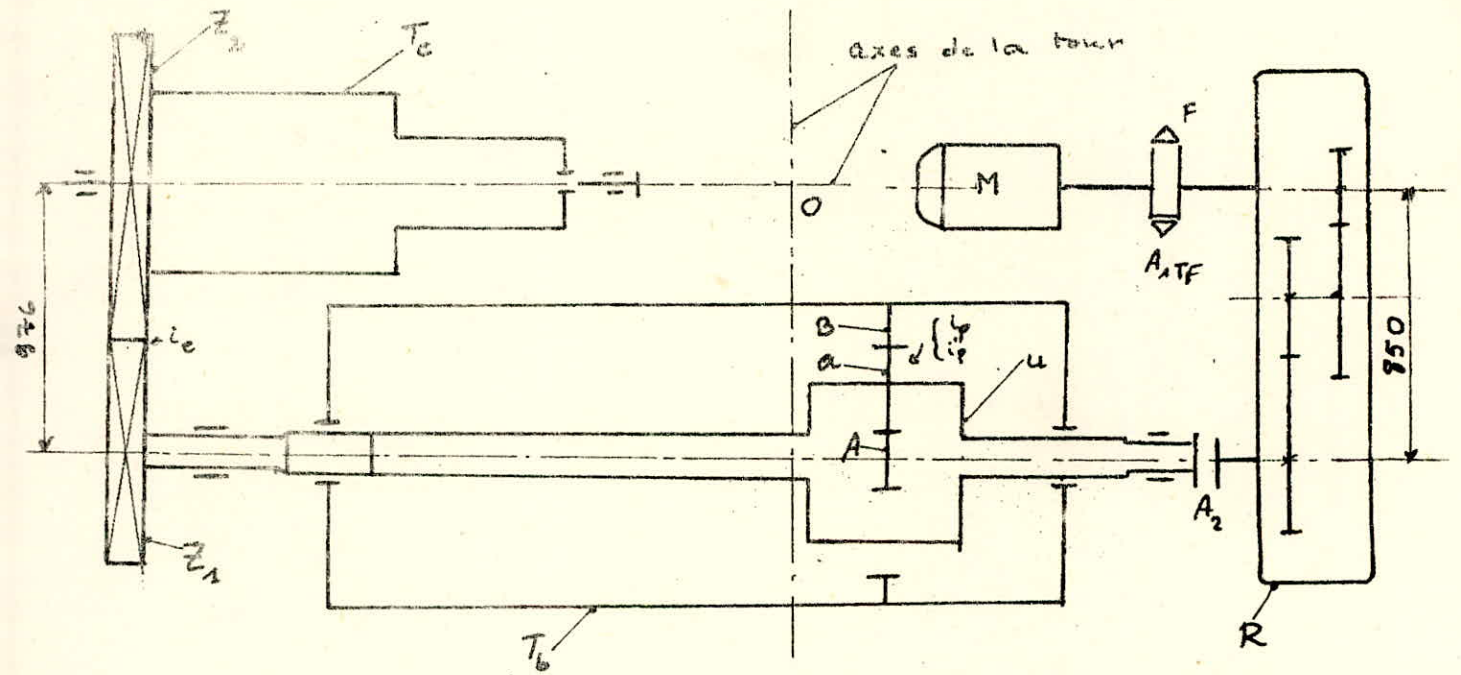


Fig 1.4.1 : Mechanisme de Levage avec Compensation

M : Moteur

F : Frein

$A_{TF}$  : Accouplement tambour frein

$A_2$  : Accouplement à engrenage

R : Reducteur externe

$T_b$  : Tambour de Levage

A : pignon planetaire

a : Satellite

B : couronne liée au tambour de levage

u : porte satellites (chassis)

$T_c$  : Tambour de Compensation

$Z_2$  : roue 2 liée au tambour de compensation

$Z_1$  : roue 1.

O : intersection des axes de la tour.



IV- CALCUL ET CHOIX DES ELEMENTS PRINCIPAUX DU MECANISME  
DE LEVAGE AVEC COMPENSATION

4-1 Schéma du mécanisme de levage avec compensation  
( voir fig. 1-4-1 )

Ce mécanisme comprend essentiellement un moteur, un accouplement tambour-frein, un réducteur, un accouplement à engrenage, un tambour de levage avec train planétaire, un engrenage extérieur et un tambour de compensation.

4-2 Calcul et choix du moteur

4-2-1 Calcul du rendement total  $\eta_t$

$$\eta_t = \eta_r \cdot \eta_{g_m} \cdot \eta_T$$

$\eta_r$  : rendement supposé du réducteur  
 $\eta_{g_m}$  : rendement global du mouflage  
 $\eta_T$  : rendement du tambour

Soit :  $\eta_r = 0,97$  ;  $\eta_{g_m} = 0,91$  ;  $\eta_T = 0,97$  .

d'où :  $\eta_t = 0,97 \cdot 0,91 \cdot 0,97 = 0,85$

$$\eta_t = 0,85$$

4-2-2 Calcul de la puissance de régime

Q : charge maximale

$G_m$  : poids de la moufle

$G_C$  : poids du câble suspendu

v : vitesse de levage

$\eta_t$  : rendement total

$$P = \frac{(Q + G_m + G_C) v}{\eta_t}$$

$$P = \frac{(160000 + 5000 + 4583) 22}{60 \cdot 0,85} = 73153 \text{ W}$$

Soit environ  $P = 73 \text{ KW}$

4-3 Choix du moteur

Après analyse et comparaison des différents moteurs présentant divers caractères, on a choisi un moteur suivant la norme polonaise type S Z U D<sub>e</sub> 98 b.

.../...

-Caractéristiques du moteur :

puissance nominale.....	$P_n = 75 \text{ KW}$
masse.....	$M = 825 \text{ Kg}$
vitesse nominale.....	$N_m = 730 \text{ tr/mn}$
rendement.....	$= 91,8 \%$
$\cos \varphi$ .....	$= 0,78$
ampérage .....	$= 275 \text{ A}$
voltage.....	$= 220 \text{ V}$

-La vérification au chauffage du moteur n'est pas nécessaire vu que l'on a une puissance nominale du moteur légèrement supérieure à la puissance de régime, et sachant que le fonctionnement de ce moteur électrique entraîne un mécanisme de levage.

4-4 Calcul de la vitesse de tambour de levage et rapport de réduction moteur-tambour de levage.

soit  $N_b = \frac{v \cdot i \cdot \omega_k}{\pi D_b}$   $N_b$  : vitesse de rotation du tambour de levage.

$$N_b = \frac{22 \cdot 3}{\pi \cdot 1} = 21 \text{ tr/mn}$$

$$N_b = 21 \text{ tr/mn}$$

-vitesse angulaire correspondante:  $\omega_b = \frac{\pi N_b}{30}$

$$\omega_b = \frac{\pi \cdot 21}{30} = 2,2 \text{ s}^{-1}$$

$i_m$  : rapport de réduction moteur-tambour

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

$N_m$  : vitesse nominale du moteur

$N_b$  : vitesse de rotation du tambour de levage

$$i_m = \frac{730}{21} = 34,76$$

.../...

-Vitesse de rotation du tambour de compensation  $N_C$  :

Comme nous l'avons vu au 2-6, le rapport de réduction entre tambour de levage et tambour de compensation était égal à :  $i = \frac{N_b}{N_C}$  ,

donc, on peut calculer la vitesse de rotation du tambour de compensation  $N_C$  avec les valeurs  $i = 2,14$  ;  $N_b = 21$  tr/mn

$$N_C = \frac{N_b}{i} = \frac{21}{2,14} = 9,81 \text{ tr/mn}$$

$$N_C = 9,81 \text{ tr/mn.}$$

-Vitesse angulaire correspondante

$$\omega_C = \frac{\pi N_C}{30} = \frac{\pi \cdot 9,81}{30} = 1,03 \text{ s}^{-1}$$

4-5 Calcul des moments mis en jeu

4-5-1 Calcul du moment  $M_u$  lors de la montée de la charge  $Q$

$$M_u = \frac{(Q + G_m + G_C) \cdot D_b}{i_m \cdot \eta_t \cdot i_{wk} \cdot 2}$$

$$M_u = \frac{(160000 + 5000 + 4583) \cdot 1}{34,76 \cdot 0,85 \cdot 3 \cdot 2} = 956,6 \text{ N.m}$$

$$M_u = 956,6 \text{ N.m}$$

4-5-2 Moment  $M_{uh}$  dû à la descente de la charge maximale

$$M_{uh} = \frac{(Q + G_m + G_C) \cdot D_b \cdot \eta_t}{i_m \cdot i_{wk} \cdot 2}$$

$$M_{uh} = \frac{(160000 + 5000 + 4583) \cdot 1 \cdot 0,85}{34,76 \cdot 3 \cdot 2} = 691,14 \text{ N.m}$$

$$M_{uh} = 691,14 \text{ N.m}$$

4-5-3 Moment agissant sur l'arbre du pignon planétaire  $A$  :

$$M_2 = M_a = \frac{(Q + G_m + G_C) \cdot D_b}{i_p \cdot \eta_p \cdot i_{wk} \cdot 2} \quad \text{avec } i_p : \text{ rapport de réduction du planétaire pour chassis fixe=5 (voir au 6-3-1)}$$

$$\eta_p = \eta_{gm} \cdot \eta_T = 0,91 \cdot 0,97 = 0,88$$

$\eta_p$ : rendement partiel

$$\text{d'où : } M_2 = \frac{(160000 + 5000 + 4583) \cdot 1}{5 \cdot 0,88 \cdot 3 \cdot 2} = 6423,6 \text{ N.m}$$

.../...

4-6 Choix du réducteur R

-Calcul du rapport de réduction  $i_R$  de ce réducteur.

Connaissant le rapport de réduction  $i_m$  moteur-tambour ainsi que le rapport de réduction  $i_p$  du planétaire pour châssis fixe(avec le moteur) on calcule  $i_R$  comme suit :

$$i_m = i_R \cdot i_p \quad \text{donc,} \quad i_R = \frac{i_m}{i_p} = \frac{34,76}{5} = 6,95$$

donc  $i_R$  est environ égal à 7.

Connaissant le couple d'entrée  $M_u$  et le couple de sortie  $M_2$  ainsi que  $i_R$  , on choisit un réducteur sous la norme polonaise 2 W 850 ayant pour rapport de réduction 7.



### V- CALCUL ET CHOIX DES 2 ACCOUPLEMENTS ET FREIN

Le calcul des 2 accouplements  $A_{1TF}$  et  $A_2$  de la figure 1-4-1 revient à la vérification de la relation donnée dans NORMY ZAKLADOWE T 3 :

$M_u$  : moment lors de la montée de la charge maximale

$M_{nominal}$  : moment nominal que permettra l'accouplement

$k_1$  : coefficient dépendant du moteur utilisé et du type de machine entraînée

$k_2$  : coefficient dépendant du nombre d'heures de travail/24 h

$k_3$  : coefficient dépendant du nombre de démarrage/h

$$(1) M_u k_1 k_2 k_3 \leq M_{nominal}$$

5-1 Choix de l'accouplement  $A_{1TF}$  entre moteur et réducteur.

-On a un moteur électrique entraînant un mécanisme de levage à crochet donc :  $k_1 = 1,4$  ( norme polonaise T3 )

-Le mécanisme travaille  $(8 \div 16)h/24h$  donc :  $k_2 = 1,12$

-Le mécanisme démarre (40 à 80) fois/h donc :  $k_3 = 1,25$

Vérification de la relation (1)

avec  $M_u = 956,6 \text{ N.m}$

et avec les coefficients précités, on a :

$$M_u k_1 k_2 k_3 = 956,6 \cdot 1,4 \cdot 1,12 \cdot 1,25 = 1875 \text{ N.m}$$

$$M_u k_1 k_2 k_3 = 187,5 \text{ Kg.m}$$

Donc, on choisit un accouplement  $A_{1TF}$  élastique avec tambour-frein sous la norme polonaise T3 tel que :  $M_{nominal} \geq 187,5 \text{ Kg.m}$

L'accouplement choisi est  $N_r 024 AT_p$

avec les caractéristiques :

$$M_{nominal} = 355 \text{ Kg.m}$$

diamètre du tambour frein  $DH = 500 \text{ mm}$ .

.../...

5-2 Calcul et choix du frein F.

Le choix du frein est basé sur la vérification de l'inégalité :

$$M_H \geq Z M_{uh} \text{ avec : } \begin{array}{l} M_H : \text{moment nominal du frein} \\ M_{uh} : \text{moment dû à la descente de la charge maximale} \\ Z : \text{coefficient donné par la norme polonaise en} \\ \text{fonction du groupe de mécanisme.} \end{array}$$

Sachant qu'on a un groupe de mécanisme II de la norme polonaise T4

$$Z = 2$$

$$M_{uh} = 691,14 \text{ N.m}$$

$$Z M_{uh} = 691,14 \cdot 2 = 1382,28 \text{ N.m}$$

On choisit un frein électro-hydraulique suivant la norme polonaise T4  
A Nr . 017 A H<sub>H</sub> ayant pour caractéristiques principales :

$$M_H = 1600 \text{ N.m}$$

diamètre du tambour de frein relatif D = 500 mm.

-Choix du tambour de frein TF

Ce tambour sera choisi avec D = 500 mm selon la norme polonaise T4  
Nr 007 A H<sub>t</sub>.

5-3 Calcul et choix de l'accouplement A<sub>2</sub>

L'accouplement A<sub>2</sub> entre le réducteur et le tambour est à engrenage.

Pour le calcul de l'accouplement A<sub>2</sub>, on doit aussi vérifier la  
relation :  $M_2 k_1 k_2 k_3 \ll M_{\text{nominal}}$

pour M<sub>2</sub> couple sur l'arbre de sortie du réducteur à savoir :

$$M_2 = 6423,6 \text{ N.m}$$

$$k_1 = 1,2 \quad ; \quad k_2 = 1,12 \quad ; \quad k_3 = 1,25$$

$$\text{donc : } M_2 k_1 k_2 k_3 = 6423,6 \cdot 1,2 \cdot 1,12 \cdot 1,25 = 10791,7 \text{ N.m}$$

$$M_2 k_1 k_2 k_3 = 1079,17 \text{ Kg.m}$$

On choisit un accouplement à engrenage selon la norme polonaise T3  
Nr 006 ASZ.

Cet accouplement présente les caractéristiques suivantes :

$$M_{\text{nominal}} = 1900 \text{ Kg.m} > 1079,17 \text{ Kg.m}$$

Diamètre D = 360 mm.

.../...

VI- CALCUL CINEMATIQUE ET DYNAMIQUE DU MECANISME DE LEVAGE  
AVEC COMPENSATION.

6-1 Introduction

Les réducteurs planétaires se distinguent par leur faible encombrement, permettent de réduire de 2 ou 3 fois le poids par rapport aux réducteurs à engrenages courants de mêmes puissances et rapport de transmission. On y parvient en faisant appel à un engrenage intérieur, en distribuant la charge utile entre plusieurs satellites en utilisant des matériaux de haute qualité ( qui conviennent mieux pour les roues de faibles diamètres ).

Les réducteurs planétaires trouvent un large emploi dans les avions, les treuils, les appareils de transport et de manutention.

Pour la détermination des paramètres de notre réducteur planétaire, on a effectué une série de calculs préliminaires, en considérant des conditions cinématiques de résistances et technologiques.

Pour une clarté du texte, on présente ici la version acceptée, en forme de calculs de vérification.

6-2 Schéma cinématique, caractéristiques et description du réducteur

6-2-1 Schéma cinématique et description du réducteur

Nous sommes en présence d'un réducteur planétaire placé à l'intérieur du tambour de levage  $T_b$ , dont la couronne est liée à ce tambour.

Plusieurs solutions se présentent pour la réalisation de ce réducteur et on a adopté la réalisation avec " organes flottants ".

Dans notre cas, c'est le pignon A (schéma ci-après) qui est l'organe flottant pour assurer une distribution uniforme des efforts sur les satellites a.

Le pignon A est fixé avec un léger jeu axialement par l'arbre du réducteur et maintenu radialement par les satellites.

.../...

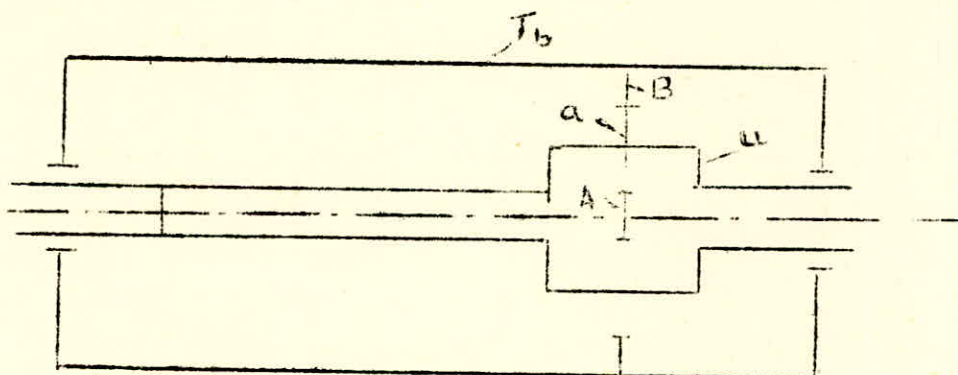


Ces satellites tournent librement sur leurs axes.

Les axes sont solidaires du porte-satellites u.

La couronne B à denture interne est liée au tambour de levage.

Les satellites engrenent avec la couronne et entraînent le tambour de levage en rotation.



### 6-2-2 Caractéristiques

Ce réducteur est à denture droite  $\beta_p = 0$

Nombre de dents du pignon planétaire  $Z_A = 20$

Nombre de dents du satellite.....  $Z_a = 40$

Nombre de dents de la couronne.....  $Z_B = 100$

Module de l'étage.....  $m = 8\text{mm}$

### 6-2-3 Vérification des relations pour l'assemblage correct du train planétaire.

Pour le bon fonctionnement de ce réducteur, nous sommes contraints de vérifier les 3 conditions suivantes :

a) - condition de coaxialité

$$d_B = d_A + 2 d_a \quad \text{donc} \quad Z_B = Z_A + 2 Z_a$$

$$100 = 20 + 2 \cdot 40$$

La condition de coaxialité est donc vérifiée.

.../...



b)- Condition de montage

Pour que le montage soit possible, il faut que :

le nombre de pas (p) sur les circonférences (A) (a) et (B) soit entier. Le nombre de pas sur la longueur du contour L soit entier.

$$L_{tot} = \pi d_a + \frac{\pi}{S} (d_A + d_B)$$

$$\frac{L}{p} = Z_a + \frac{1}{S} (Z_A + Z_B) = \text{Entier.}$$

Comme  $Z_a$  est un entier, la condition se réduit à :

$$\frac{1}{S} (Z_A + Z_B) = K \text{ (entier)}$$

$$\frac{1}{3} (20 + 100) = 40$$

donc  $K = 40$  la condition de montage est vérifiée.

c)-Condition de voisinage

Le fonctionnement serait correct si les satellites ne sont pas en contact, ce qui limite le nombre de satellites S.

Il faut que  $\overline{O_1 O_2} > 2 r_a$

$$\begin{aligned} \overline{O_1 O_2} &= 2 (r_A + r_a) \sin \frac{\pi}{S} \\ &= m (Z_A + Z_a) \sin \frac{\pi}{S} \end{aligned}$$

$$r_a = \frac{m}{2} (Z_a + 2)$$

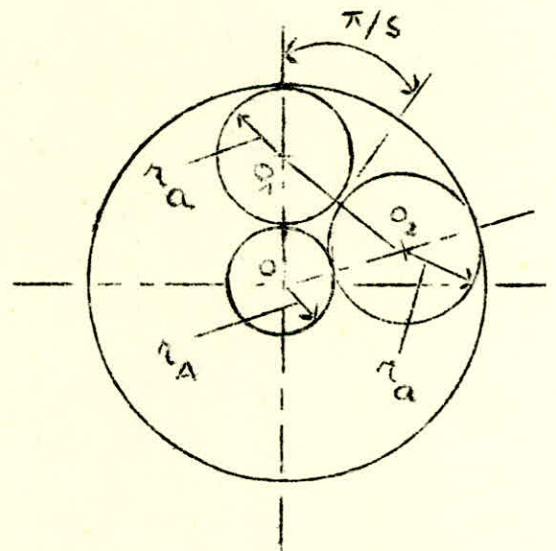
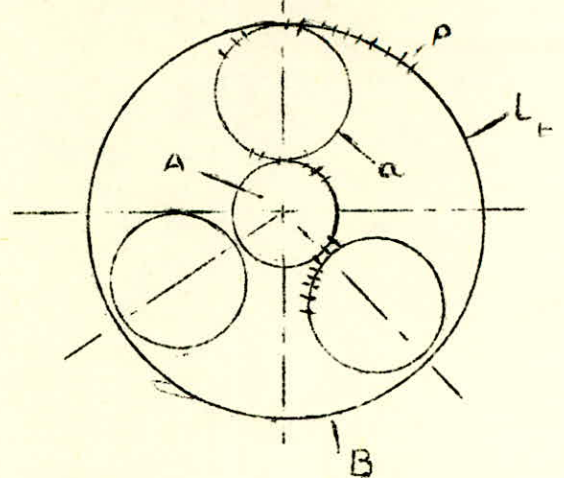
$$m (Z_A + Z_a) \sin \frac{\pi}{S} > 2 \frac{m}{2} (Z_a + 2)$$

$$\text{donc } S < \frac{\text{Arc sin } \frac{Z_a + 2}{Z_A + Z_a}}{\frac{\pi}{2}}$$

$$S < \frac{\pi}{\text{Arc sin } \frac{40 + 2}{20 + 40}} = 4,05$$

donc  $S < 4,05$

d'où S le nombre de satellites = 3



6-3 Calcul des rapports de réduction  $i_p$  et  $i'_p$  de l'étage planétaire

La formule de Willis donnée par G. Henriot est :

$$\frac{\omega_B - u}{\omega_A - u} = K$$

6-3-1 Calcul du rapport de réduction  $i_p$  avec le moteur

Dans ce cas, le châssis ou porte-satellites U est fixe.

La considération de la formule de Willis nous permet d'établir :

$$K = -\frac{Z_A}{Z_B}$$

Comme U est fixe, la vitesse angulaire du châssis U est nulle.

$$\text{donc } i_p = \frac{\omega_A}{\omega_B} = -\frac{Z_B}{Z_A} \quad \text{pour } \begin{matrix} Z_B = 100 \\ Z_A = 20 \end{matrix}$$

$$i_p = -5$$

Le signe (-) indique que A et B tournent en sens contraire.

6-3-2 Calcul du rapport de réduction  $i'_p$  pour moteur arrêté.

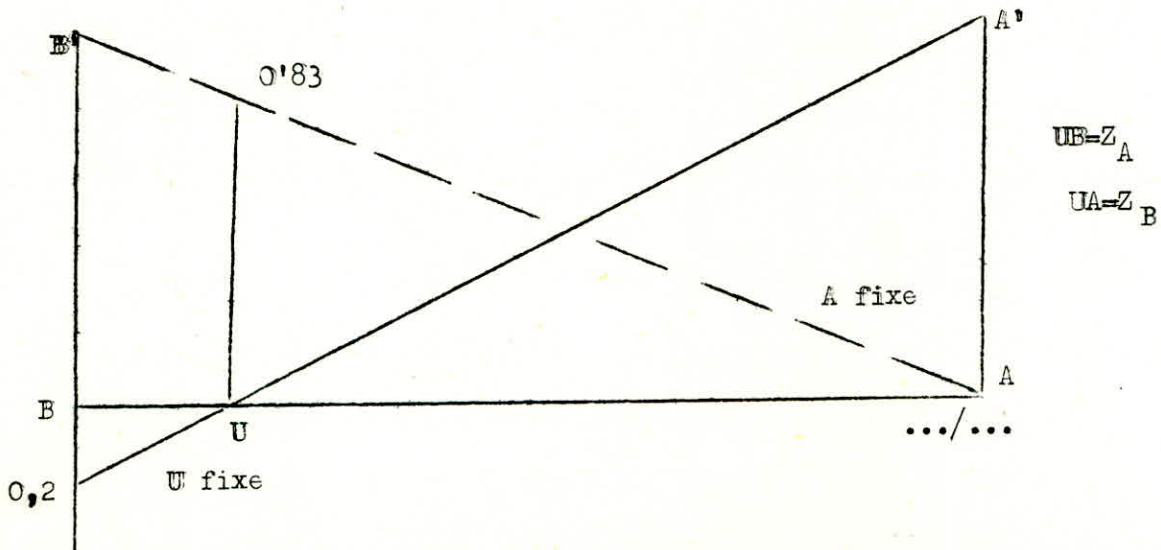
Du fait que le pignon planétaire A est fixe, la vitesse angulaire  $\omega_A$  du planétaire est nulle.

Ainsi, la formule de Willis nous permet d'écrire :

$$i'_p = \frac{\omega_B}{u} = 1 + \frac{Z_A}{Z_B} = 1 + \frac{20}{100} = 1,2$$

6-3-3 Vérification des rapports de réductions  $i_p$  et  $i'_p$

On utilise la méthode de Ravigneaux pour notre train planétaire d'après G. Henriot.



-Pour chassis fixe, on trouve sur le diagramme précédent  $\frac{\omega_B}{\omega_A} = - 0,2$   
donc  $\frac{\omega_A}{\omega_B} = - 5 = i_p$ . Le signe (-) signifie effectivement que A et B  
tournent en sens inverse.

-Pour planétaire A fixe, on trouve sur le diagramme :

$$\frac{u}{\omega_B} = 0,83 \quad \text{donc } i'_p = \frac{\omega_B}{u} = 1,2.$$

La méthode de Ravigneaux nous permet d'affirmer que les rapports  
de réductions  $i_p$  et  $i'_p$  sont vérifiés.

#### 6-3-4 Dimensions principales de ce réducteur planétaire.

Nombre de dents : du pignon.....  $Z_A = 20$   
du satellite.....  $Z_a = 40$   
de la couronne.....  $Z_B = 100$

module  $m = 8$  mm.

pignon A :

$$\text{diamètre primitif : } d_A = mZ_A = 8 \cdot 20 = 160 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de tête : } d_{aA} = d_A + 2 h_a = 160 + 2 \cdot 8 = 176 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de pied : } d_{fA} = d_A - 2 h_f = 160 - 2 \cdot 1,25 \cdot 8 = 140 \text{ mm}$$

satellite a :

$$d_a = mZ_a = 8 \cdot 40 = 320 \text{ mm}$$

$$d_{aA} = d_a + 2 \cdot h_a = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ mm}$$

$$d_{fA} = d_a - 2 \cdot h_f = 320 - 2 \cdot 1,25 \cdot 8 = 300 \text{ mm}$$

couronne B :

$$d_B = m Z_B = 8 \cdot 100 = 800 \text{ mm}$$

$$d_{aB} = d_B - 2 h_a = 800 - 2 \cdot 8 = 784 \text{ mm}$$

$$d_{fB} = d_B + 2 h_f = 800 + 2 \cdot 1,25 \cdot 8 = 820 \text{ mm}$$

largeur de la denture de l'étage :

$$\frac{b_p}{m} = 20 \quad \text{donc} \quad b_p = 20 \cdot m = 20 \cdot 8 = 160 \text{ mm}$$

$$b_p = 160 \text{ mm}$$

.../...

6-3-5 Taillage de la denture intérieure de la couronne du planétaire.

Pour éviter l'interférence entre le sommet des dents de la couronne et la surface de raccordement des dents du satellite, il est nécessaire de rogner la saillie de la couronne de la quantité  $v.m$

$v$  est une valeur donnée par G. Henriot T1.

pour  $Y = 1$

$$\alpha = 20^\circ \quad \text{alors } v = 0,075 \quad \text{donc } v.m = 0,075.8 = 0,6 \text{ mm.}$$

$$Z_P = 100$$

Cette quantité  $v.m$  à enlever est minime.

6-4 Calcul de l'engrenage extérieur  $Z_1$   $Z_2$

6-4-1 Calcul de  $Z_2$  et  $Z_1$  respectivement nombre de dents de la roue liée au tambour de compensation et nombre de dents de la roue liée au tambour de levage.

Le rapport de réduction entre ces 2 roues est donné par la relation

$$i_e = \frac{i}{i'_p} \quad \text{pour } i = 2,14 \text{ (voir 2-6)}$$

et  $i'_p = 1,2$

$$\text{alors } i_e = \frac{2,14}{1,2} = 1,7833$$

Soit  $Z_2 = 146$  dents de la roue 2.

$$\text{donc comme } i_e = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{alors } Z_1 = \frac{Z_2}{i_e}$$

$$Z_1 = \frac{146}{1,7833} = 81,8706$$

On prendra comme couple d'engrenage extérieur :

$$Z_1 = 82 \text{ dents}$$

$$Z_2 = 146 \text{ dents}$$

Le nouveau rapport de réduction  $i'_e$  pour ce couple d'engrenage est :

$$i'_e = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{146}{82} = 1,7804$$

On remarque que ces 2 rapports  $i_e$  et  $i'_e$  sont voisins.

.../...



6-4-2 Calcul des dimensions réelles de cet engrenage extérieur.

On a des roues à dentures hélicoïdales avec :

module..... m = 8mm

l'angle d'inclinaison primitif.....  $\beta = 21^\circ$

Le diamètre primitif pour une roue à denture hélicoïdale est égal à :

$$d = \frac{mZ}{\cos \beta}$$

-Diamètres primitifs :

$$\text{roue 1 : } d_1 = \frac{m Z_1}{\cos \beta} = \frac{8.82}{\cos 21^\circ} = 702 \text{ mm.}$$

$$\text{roue 2 : } d_2 = \frac{m Z_2}{\cos \beta} = \frac{8.146}{\cos 21^\circ} = 1250 \text{ mm.}$$

-Diamètre de tête :

$$\text{roue 1 : } d_{a1} = d_1 + 2 h_a = 702 + 2.8 = 718 \text{ mm}$$

$$\text{roue 2 : } d_{a2} = d_2 + 2 h_a = 1250 + 2.8 = 1266 \text{ mm}$$

-Diamètre de pied :

$$\text{roue 1 : } d_{f1} = d_1 - 2 h_f = 702 - 2.1,25.8 = 682 \text{ mm}$$

$$\text{roue 2 : } d_{f2} = d_2 - 2 h_f = 1250 - 2.1,25.8 = 1230 \text{ mm}$$

Largeur des dentures b :

$$\frac{b}{m} = 16 \quad \text{donc } b = m. 16 = 8. 16 = 128 \text{ mm}$$

6-5 Calcul des efforts sur l'étage planétaire et l'engrenage extérieur

6-5-1 Représentation des forces principales :

$F_a / A$  ,  $F_a / B$  ,  $F_a / u$  et  $F_{Z1} / Z_2$  . ( voir figure 1-6-5-1 ).

Signification de ces forces :

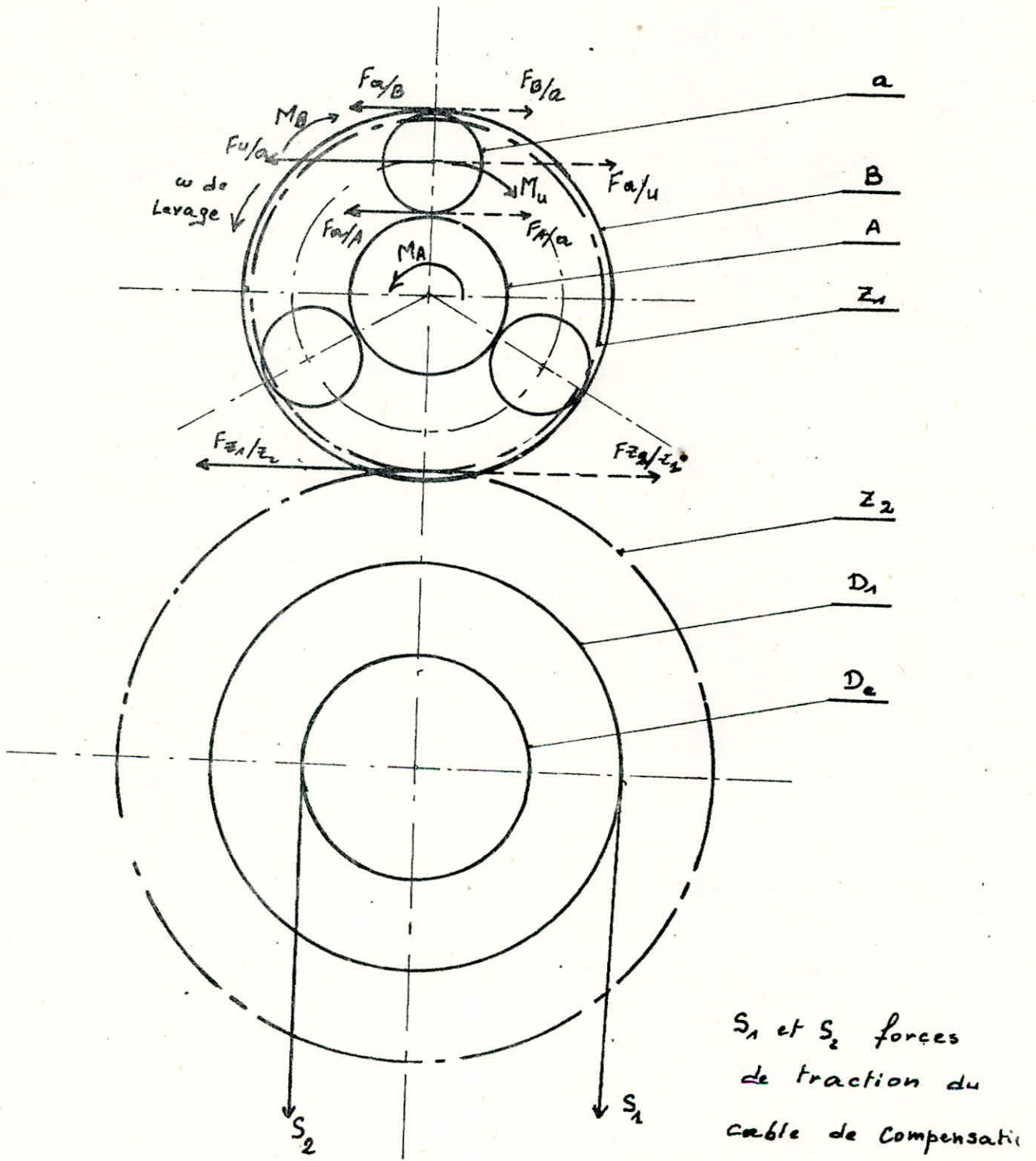
$F_a / A$  signifie l'effort tangentiel exercé par le satellite a sur A.

$F_a / B$  " " " " " " a sur B.

$F_a / u$  " " " " " " a sur U.

$F_{Z1} / Z_2$  " " " " " la roue  $Z_1$  sur la roue  $Z_2$ .

.../...



$S_1$  et  $S_2$  forces de traction du cable de Compensati

Fig: 1.6.5.1 Représentation des forces de l'étage planétaire

6-5-2 Calcul des forces tangentielles  $F_a / A$ ,  $F_a / B$  et  $F_a / u$ .

$S$  : nombre de satellites  
 $F_a / A = \frac{2}{d_A} \frac{M_A}{S}$   $d_A$  : diamètre primitif du pignon A  
 $M_A$  : couple sur le pignon A = 6423,6 N.m (voir 4-5-3)

$$F_a / A = \frac{2}{0,160} \cdot \frac{6423,6}{3} = 26765 \text{ N}$$

$M_B$  : couple agissant sur le tambour de levage  
 $F_a / B = \frac{2}{d_B} \frac{M_B}{S}$   $d_B$  : diamètre primitif de la couronne B

$$M_B = M_A \cdot i_p = 6423,6 \cdot 5 = 32118 \text{ N.m}$$

$$F_a / B = \frac{2}{0,8} \cdot \frac{32118}{3} = 26765 \text{ N}$$

$$F_a / u = F_a / A + F_a / B = 26765 + 26765 = 53530 \text{ N}$$

6-5-3 Calcul de la force tangentielle  $F_{Z1} / Z_2$

D'après la figure 1-6-5-1, la force  $F_{Z1} / Z_2$  est égale à :

$$F_{Z1} / Z_2 = \frac{M_u}{d_{Z1/2}} = \frac{2 M_u}{d_{Z1}}$$

Avec  $M_u$  : couple agissant sur le châssis U.

$$M_u = M_A + M_B = 6423,6 + 32118 = 38541,6 \text{ N.m}$$

$$\text{d'où } F_{Z1} / Z_2 = \frac{2 \cdot 38541,6}{0,702} = 109805,12 \text{ N.}$$

On remarque d'après la figure 1-6-5-1 que la force de traction  $S_1$  du câble de compensation équilibre les forces  $F_{Z1} / Z_2$  et  $S_2$  et ceci se traduit par l'égalité suivante :

$$(1) \quad S_1 \cdot \frac{D_1}{2} = F_{Z1} / Z_2 \cdot \frac{D_{Z2}}{2} + S_2 \cdot \frac{D_2}{2}$$

Cette égalité nous permet d'avancer que la valeur de la force  $S_2$  est théoriquement nulle.

.../...

6-5-4 Vérification de l'égalité (1) du 6-5-3 dans le cas sans perte.

-Calcul de  $F_{Z1}/Z_2$  dans le cas sans perte  $\eta = 1$ .

$$M_u = M_B + M_A$$

$$M_B = \frac{Q_p \cdot D_b}{2 \cdot i_{wK}} = \frac{(160000 + 5000) \cdot 1}{2 \cdot 3} = 27500 \text{ N.m}$$

$$M_A = \frac{M_B}{i_p} = \frac{27500}{5} = 5500 \text{ N.m}$$

donc  $M_u = 27500 + 5500 = 33000 \text{ N.m}$

d'où la force  $F_{Z1}/Z_2$  sera égale à :

$$F_{Z1}/Z_2 = \frac{M_u}{d_{Z1}/2} = \frac{2 M_u}{d_{Z1}} = \frac{2 \cdot 33000}{0,702} = 94017,09 \text{ N.}$$

et  $F_{Z1}/Z_2 \cdot \frac{d_{Z2}}{2} = 94017,09 \cdot \frac{1,25}{2} = 58760,68 \text{ N.m}$

d'autre part :  $S_1 \cdot \frac{D_1}{2} = S_1 \cdot \frac{2 D_C}{2} = S_1 \cdot D_C$

$$S_1 = 146953 \text{ N} \quad (\text{voir 2-5-3})$$

$$D_C = 0,4 \text{ m} \quad (\text{voir 2-5-4-4})$$

ainsi :  $S_1 \cdot D_C = 146953 \cdot 0,4 = 58781,2 \text{ N.m}$

Conclusion :

L'égalité (1) de 6-5-3 est bien vérifiée et confirme les prévisions initialement faites à savoir que la traction du câble  $S_2$  de compensation n'est pas importante. Et en effet, la valeur de  $S_2$  est théoriquement nulle.



VII- CALCUL DE RESISTANCE

7-1 Calcul de la force tangentielle réelle entre couronne, satellites et pignon planétaire.

Le calcul de la force tangentielle réelle  $F_t$  se fera en tenant compte de la force de traction maximale  $T$  agissant sur le tambour de levage et ne considérant que l'action de 2 satellites sur le pignon planétaire.

$$\text{d'où } F_t = \frac{T D_b}{d_b \cdot 2} \quad \text{avec} \quad \begin{array}{l} T = 6211,8 \text{ daN} \\ D_b = 1000 \text{ mm} \\ d_b = 800 \text{ mm} \end{array}$$

$$F_t = \frac{6211,8 \cdot 1000}{800 \cdot 2} = 3882,37 \text{ daN}$$

$$F_t = 3882,37 \text{ daN}$$

7-2 Vérification des dentures à la rupture de l'étage planétaire.

La force tangentielle admissible est donnée par la formule suivante selon G. Henriot

$$F_{t \text{ adm}} = \frac{\sigma_{flim} \cdot Y_{st} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\sigma \text{ rel.T}} \cdot Y_{R \text{ rel.T}} \cdot Y_X}{(Y_{Fa} \cdot Y_{sa}) Y_{\epsilon} Y_{\beta} K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \cdot b \cdot m_n$$

-Définition des différents termes de la formule

$\sigma_{flim}$  : limite d'endurance nominale à la rupture de l'engrenage d'essai  
rend compte de l'influence du matériau.

$Y_{st}$  : facteur de concentration de contrainte de l'engrenage d'essai  
qui diminue le coefficient de sécurité :  $Y_{st} = 2,1$

$Y_{NT}$  : facteur de durée à la rupture

$Y_{\sigma \text{ rel.T}}$  : facteur de sensibilité à l'entaille

$Y_{R \text{ rel.T}}$  : facteur de rugosité relatif du pied de dents

$Y_X$  : facteur de dimension en fonction du module réel mm

$(Y_{Fa} \cdot Y_{sa})$  : produit de facteur en fonction du nombre de dents  $Z$

$Y_{\epsilon}$  : facteur de conduite

$Y_{\epsilon} = 0,25 + (0,75 / \epsilon_{\alpha})$  où  $\epsilon_{\alpha}$  est le rapport de conduite.

$Y_{\beta}$  : facteur d'inclinaison

.../...

- $K_A$  : facteur d'application tient compte des surcharges dynamiques provenant des sources extérieures à l'engrenage.
- $K_V$  : facteur dynamique devrait tenir compte des charges dynamiques internes dues aux vibrations du pignon et de la roue l'un sur l'autre.
- $K_{F\beta}$  : facteur de répartition longitudinale de charge en fonction de la largeur  $b$  et du rapport  $\frac{b}{d}$ .
- $K_{F\alpha}$  : facteur de répartition transversale pour une denture droite de qualité 8 :  $K_{F\alpha} = 1,10$ .
- $b$  : largeur de la denture de l'étage
- $m_n$  : module de la denture

-Valeurs des termes précités selon G. Henriot pour :

- a) pignon A  $Z_A = 20$  dents  
 $d_A = 160$  mm
- b) satellite a  $Z_a = 40$  dents  
 $d_a = 320$  mm
- c) couronne B  $Z_B = 100$  dents  
 $d_B = 800$  mm

$$m_n = 8 \text{ mm} ; \quad b = 160 \text{ mm} ; \quad \beta = 0 ; \quad \alpha = 20^\circ ; \quad X=0$$

-Valeurs de  $\sqrt{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}$  pour :

- a) on choisit un acier allié à trempe totale avec  
 $\sqrt{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}} = 52,5 \text{ daN/mm}^2$
- b) on choisit un acier allié à trempe totale avec  
 $\sqrt{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}} = 50 \text{ daN/mm}^2$
- c) on choisit un acier au carbone trempé dans la masse avec  
 $\sqrt{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}} = 42 \text{ daN/mm}^2$

-Valeurs du produit  $Y_{\delta} \text{ rel } t \cdot Y_R \text{ rel } T \cdot Y_X$  en fonction de  $m_n$  et de l'acier utilisé.

On prend une valeur de 0,97 pour les 3 cas.

.../...

-Valeurs du produit  $Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}$  suivant Z et X.pour :

a)  $Y_{Fa} = 2,9$   
 $Y_{Sa} = 1,66$   
 d'où  $Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = 2,9 \cdot 1,66 = 4,81$

b)  $Y_{Fa} = 2,45$   
 $Y_{Sa} = 1,82$   
 d'où  $Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = 2,45 \cdot 1,42 = 4,46$

c)  $Y_{Fa} = 2,21$   
 $Y_{Sa} = 2,03$   
 d'où  $Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = 2,21 \cdot 2,03 = 4,48$

-Valeurs du facteur de conduite  $Y_{E\alpha}$

Pour l'engrenage pignon planétaire-satellite  $E_{\alpha} = 1,64$  suivant :

$$E_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left[ \sqrt{\frac{Z_1^2}{4} \sin^2 \alpha + \gamma_1^2 + Z_1 \gamma_1} + \sqrt{\frac{Z_2^2}{4} \sin^2 \alpha + \gamma_2^2 + \frac{Z_2}{2} \gamma_2} - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \sin \alpha \right]$$

Pour l'engrenage satellite-couronne  $E_{\alpha} = 1,69$ .

a)  $Y_E = 0,25 + \frac{(0,75)}{1,64} = 0,70$

bc)  $Y_E = 0,25 + \frac{(0,75)}{1,69} = 0,69$

-La valeur de  $Y_{\beta} = 1$  sera identique pour les 3 cas a, b, c.

- $K_A = 1,25$  (d'après G. Henriot) pour chocs modérés et machine menante uniforme.

-Valeur de  $\frac{1}{K_v}$

D'après G. Henriot, pour une denture de qualité 8, cette valeur sera égale à 0,95.

-Valeur de  $K_{F\beta}$  et  $K_{F\alpha}$

a)  $b = 160 \text{ mm}$  ;  $\frac{b}{d} = 1$  ; denture qualité 8

$K_{F\beta} = 1,48$   
 b)  $\frac{b}{d} = \frac{160}{320} = 0,5$  denture qualité 8

$K_{F\beta} = 1,32$  ;  $K_{F\alpha} = 1,10$

c)  $\frac{b}{d} = \frac{160}{800} = 0,20$  denture qualité 8

$K_{F\beta} = 1,09$  ;  $K_{F\alpha} = 1,10$

.../...



-Calcul des efforts tangentiels admissibles.

a) planétaire A :

$$F_t \text{ adm} = \frac{52,5 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 160 \cdot 8 \cdot 0,95}{4,81 \cdot 0,70 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,48 \cdot 1,10} = 9037,68 \text{ daN}$$

On remarque que  $F_t \text{ adm} = 9037,68 \text{ daN} > F_t \text{ réelle} = 3882,37 \text{ daN}$

donc le planétaire A est vérifié à la rupture.

b) satellite A:

$$F_t \text{ adm} = \frac{50 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 160 \cdot 8 \cdot 0,95}{4,46 \cdot 0,69 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,32 \cdot 1,10} = 10558,80 \text{ daN.}$$

On remarque aussi que  $F_t \text{ adm} = 10558,80 \text{ daN} > F_t \text{ réelle} = 3882,37 \text{ daN}$

donc le satellite A est vérifié à la rupture.

c) couronne B :

$$F_t \text{ adm} = \frac{42 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 160 \cdot 8 \cdot 0,95}{4,48 \cdot 0,69 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,09 \cdot 1,10} = 10692,97 \text{ daN.}$$

ici aussi,  $F_t \text{ adm} = 10692,97 \text{ daN} > F_t \text{ réelle} = 3882,37 \text{ daN.}$

donc, la couronne est vérifiée à la rupture.

Ce qui nous amène à dire que la résistance à la rupture pour ce réducteur à train planétaire est vérifié avec une réserve suffisante.

7-3

Vérification des dentures à la rupture de l'engrenage extérieur.

La force tangentielle réelle  $F_{Z1/Z2}$  du couple d'engrenage ( $Z_1 Z_2$ ) est égale à 10980,51 daN. (voir 6-5-3).

L'effort radial est égal à :

$$F_r = \frac{F_{Z1/Z2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{10980,51 \operatorname{tg} 20}{\cos 21}$$

$$F_r = 4280,91 \text{ daN.}$$

L'effort axial est égal à :

$$F_a = F_{Z1/Z2} \operatorname{tg} \beta = 10980,51 \cdot \operatorname{tg} 21$$

$$F_a = 4215 \text{ daN.}$$

.../...



Pour le calcul de la résistance à la rupture, on utilise la même formule que précédemment à savoir :

$$F_{t \text{ adm}} = \frac{\sigma_{F_{lim}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta \text{ rel}T} \cdot Y_{R \text{ rel}T} \cdot Y_X}{(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}) \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} = \cdot b \cdot m_m$$

roue 1 :  $Z_1 = 82$  dents  
 $d_1 = 702$  mm

roue 2 :  $Z_2 = 146$  dents  
 $d_2 = 1250$  mm

$m_n = 8$  mm ;  $b = 128$  mm ;  $\beta = 21^\circ$  ;  $\alpha = 20^\circ$  ;  $X = 0$ .

-Valeur des termes de la force tangentielle admissible.

roue 1

On choisit pour la roue 1 un acier moulé avec :  $\sigma_{F_{lim}} \cdot Y_{ST1} = 42 \text{ daN/mm}^2$

$Y_{NT1} = 1$  (pour une durée illimitée).

$Y_{\delta \text{ rel}T1} \cdot Y_{R \text{ rel}T1} \cdot Y_X = 0,94$  (aciers moulés).

$Y_{Fa1} = 2,24$  pour  $Z_1 = 82$  et  $X = 0$ .

$Y_{Sa1} = 1,98$  " " " " "

donc  $Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} = 4,43$ .

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \left( \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha}} \right)$$

avec  $\epsilon_{\alpha}$  rapport de conduite pour cet engrenage, d'après la formule 7-2)

$$\epsilon_{\alpha} = 1,83$$

$$\text{donc } Y_{\epsilon} = 0,25 + \left( \frac{0,75}{1,83} \right) = 0,66.$$

$Y_{\beta} = 0,75$  pour  $\beta = 21^\circ$  et  $\epsilon_{\beta} = \epsilon_{\alpha} = 1,83$ .

$K_A = 1,25$  pour chocs modérés et machine menante uniforme.

$$\frac{1}{K_V} = 0,95$$

$K_{F\beta1} = 1,12$  pour  $b = 128$  mm et  $d_1 = 702$  mm

$$K_{F\alpha1} = 1,10$$

$$F_{t1 \text{ adm}} = \frac{42 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 128 \cdot 8 \cdot 0,95}{4,43 \cdot 0,66 \cdot 0,75 \cdot 1,25 \cdot 1,12 \cdot 1,10} = 11372,9 \text{ daN}$$

.../...

roue 2

On choisit pour la roue 2 un acier moulé avec :  $\sigma_{F2lim} \cdot Y_{ST2} = 42 \text{ daN/mm}^2$

$Y_{NT2} = 1$  (pour une durée illimitée).

$Y_{Frel.T2} \cdot Y_{R \text{ rel } T2} \cdot Y_X = 0,94$  (aciers moulés).

$Y_{Fa2} = 2,18$  pour  $Z_2 = 146$  et  $X = 0$ .

$Y_{Sa2} = 2,06$  " " " " "

donc  $Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} = 4,49$ .

$Y_{\epsilon} = 0,66$

$Y_{\beta} = 0,75$

$K_A = 1,25$

$\frac{1}{K_V} = 0,95$

$K_{F\beta 2} = 1$  pour  $b = 128 \text{ mm}$  et  $d_2 = 1250 \text{ mm}$

$K_{F\alpha 2} = 1,10$

L'effort tangentielle pour la roue 2 est :

$$F_{t2 \text{ adm}} = \frac{42 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 128 \cdot 8 \cdot 0,95}{4,49 \cdot 0,66 \cdot 0,75 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,10} = 12567,4 \text{ daN.}$$

Les efforts tangentiels admissibles pour les roues 1 et 2 sont supérieurs à la force tangentielle réelle  $F_{Z1/Z2}$ . Donc, les roues  $Z_1$  et  $Z_2$  sont vérifiées à la rupture.

7-4

Vérification des dentures à la pression superficielle du train planétaire.

Après calculs préliminaires relatifs à la pression superficielle sur les dentures, on a retenu les paramètres qui vont suivre.

L'effort tangentielle admissible est donné par la relation suivante selon G. Henriot :

$$F_{tadm} = \sigma_{Hlim} \cdot b \cdot d \left( \frac{i}{i-1} \right) \frac{1}{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \left( \frac{Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W}{Z_H Z_2 Z_{\epsilon} Z_{\beta}} \right)^2$$

.../...

-Définition des différents termes de la formule relative à la pression superficielle.

$\sqrt{H_{lim}}$  : limite d'endurance qui est fonction du matériau utilisé et de la dureté superficielle de celui-ci.

b : largeur de la denture

d : diamètre du pignon du couple d'engrenage considéré.

i : rapport de réduction égal à  $\frac{Z_{roue}}{Z_{pignon}}$

pour un engrenement extérieur  $C_r = \frac{i}{i+1}$

" " intérieur  $C'_r = \frac{i}{i-1}$

$K_A$  et  $K_V$  même définition que pour le calcul à la rupture.

$K_{H\beta}$  : facteur de distribution de charge longitudinale, fonction de la largeur de la denture et du rapport  $\frac{b}{d}$

$K_{F\alpha}$  : facteur de distribution de charge transversale.

$Z_N$  : facteur de durée . On adopte pour la plupart des engrenages,  $Z_N = Z_N^2 = 1$ .

$Z_L$  : facteur lubrifiant. Pour les viscosités d'huile couramment utilisées en mécanique générale, on adoptera  $Z_L = 1$ .

$Z_R$  : facteur de rugosité.

$Z_V$  : facteur de vitesse rend compte de l'effet de la vitesse tangentielle sur la formation du film d'huile.

$Z_W$  : facteur de rapport de dureté. On prendra comme valeur moyenne  $Z_W = 1,10$ .

$Z_H$  : facteur géométrique.

$Z_E$  : facteur d'élasticité = 61 pour les aciers.  
homogène à  $\sqrt{daN/mm^2}$

$Z_\epsilon$  : Facteur de conduite.

$Z_\beta$  : facteur d'inclinaison.

On peut considérer l'élément  $1/Z_H^2 \cdot Z_\epsilon^2 \cdot Z_\beta^2$  pour le calcul de la force tangentielle admissible.

-Détermination des termes précités.

a) planétaire A

$$\sigma_{H_{\text{Alim}}} = 100 \text{ daN/mm}^2 \text{ (acier allié à trempe totale)}$$

$$b = 160 \text{ mm}$$

sachant que le couple (planétaire-satellite) est à engrènement extérieur alors :

$$C_r = \frac{i}{i+1} \text{ avec } i = \frac{Z_a}{Z_A} = \frac{40}{20} = 2$$

$$C_r = \frac{2}{2+1} = 0,66$$

$$K_A = 1,25$$

$$1/K_V = 0,95$$

$$K_{H\beta} = 1,52 \text{ pour } \frac{b}{d} = 1$$

$$K_{H\alpha} = 1,10$$

$$Z_V = 0,90$$

$$\frac{1}{Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_\beta^2} = 0,21$$

La force tangentielle admissible est alors égale à :

$$F_t \text{ adm} = 100^2 \cdot 160 \cdot 160 \cdot 0,66 \frac{0,95}{1,25 \cdot 1,52 \cdot 1,10} \left( \frac{0,90 \cdot 1,10}{61} \right)^2 0,21$$
$$= 4248 \text{ daN}$$

$$F_t \text{ adm} = 4248 \text{ daN} > F_t \text{ réelle} = 3882,37 \text{ daN.}$$

Le planétaire A est vérifié à la pression superficielle.

b) -satellite a

$$\sigma_{H_{\text{lim}}} = 70 \text{ daN/mm}^2 \text{ (acier allié à trempe totale)}$$

Le couple (satellite-couronne) est un engrènement intérieur, donc :

$$C'_r = \frac{i}{i-1} \text{ avec } i = \frac{Z_B}{Z_a} = \frac{100}{40} = 2,5$$

$$\text{d'où } C'_r = \frac{2,5}{2,5-1} = 1,66$$

.../...



$$K_A = 1,25$$

$$1/K_V = 0,95$$

$$K_H \beta = 1,38 \text{ pour } \frac{b}{d} = \frac{160}{320} = 0,5$$

$$K_H \alpha = 1,10$$

La force tangentielle admissible est alors égale à :

$$F_t \text{ adm} = 70^2 \cdot 160 \cdot 320 \cdot 1,66 \cdot \frac{0,95}{1,25 \cdot 1,38 \cdot 1,10} \left( \frac{0,90 \cdot 1,10}{61} \right)^2 \cdot 0,21$$
$$= 11569 \text{ daN.}$$

$$F_t \text{ adm} = 11569 \text{ daN} > F_t \text{ réelle} = 3882,37 \text{ daN.}$$

le satellite a est vérifié à la pression superficielle avec une réserve suffisante.

c) couronne B

$$\sigma_H \text{ lim} = 60 \text{ daN/mm}^2 \text{ (acier au carbone trempé dans la masse)}$$

$$C'_r = 1,66$$

$$K_A = 1,25$$

$$1/K_V = 0,95$$

$$K_H \beta = 1,17 \text{ pour } \frac{b}{d} = \frac{160}{800} = 0,2$$

$$K_H \alpha = 1,10$$

$$Z_L = 1$$

$$Z_V = 0,90$$

$$Z_W = 1,10$$

La force tangentielle admissible est alors égale à :

$$F_t \text{ adm} = 60^2 \cdot 160 \cdot 320 \cdot 1,66 \cdot \frac{0,95}{1,25 \cdot 1,17 \cdot 1,10} \left( \frac{0,90 \cdot 1,10}{61} \right)^2 \cdot 0,21$$
$$= 9994 \text{ daN.}$$

$$F_t \text{ adm} = 9994 \text{ daN} > F_t \text{ réelle} = 3882,37 \text{ daN.}$$

Donc, la couronne est vérifiée à la pression superficielle.

.../...

7 - 5 Vérification des dentures  $Z_1$  et  $Z_2$  à la pression superficielle.

On utilisera la même formule que celle employée pour le train planétaire avec les définitions identiques des termes.

$$F_t \text{ adm} = \sqrt{v_H^2} \cdot \lim \cdot b \cdot d \left( \frac{i}{i+1} \right) \frac{1}{K_A K_V \frac{K_H}{\beta} \frac{K_H}{\alpha}} \left( \frac{Z_N Z_L Z_R Z_W Z_V}{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta} \right)^2$$

Force tangentielle pour la roue 1

$$\sqrt{v_H} \text{ lim} = 65 \text{ daN/mm}^2 \text{ (aciers moulés)}$$

$$b = 128 \text{ mm}$$

$$d = 702 \text{ mm}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{146}{82} = 1,78$$

$$\text{d'où } C_T = \frac{i}{i+1} = \frac{1,78}{1,78+1} = 0,64$$

$$K_A = 1,25$$

$$1/K_V = 0,95$$

$$K_H \beta = 1,12 \text{ pour } \frac{b}{d} = \frac{128}{702} = 0,18$$

$$K_H \alpha = 1,10$$

$$Z_N = 1$$

$$Z_L = 1$$

$$Z_R = 1$$

$$Z_V = 0,90$$

$$Z_W = 1,10$$

$$Z_E = 61 \sqrt{\text{daN/mm}^2}$$

$$\frac{1}{Z_H^2 Z_\epsilon^2 Z_\beta^2} = 0,28 \text{ (pour } \alpha = 20^\circ \text{ et } \beta = 21^\circ)$$

-Calcul de la force

$$F_t \text{ adm} = 65^2 \cdot 128 \cdot 702 \cdot 0,64 \frac{0,95}{1,25 \cdot 1,12 \cdot 1,10} \left( \frac{0,90 \cdot 1,10}{61} \right)^2 \cdot 0,28$$

$$= 11054 \text{ daN.}$$

$$F_t \text{ adm} = 11054 \text{ daN} \quad \rangle \quad F_{Z_1/Z_2} = 10980,5 \text{ daN.}$$

La roue 1 est vérifiée à la pression superficielle.

.../...

-Force tangentielle pour la roue 2

$$\sigma_H \text{ lim} = 65 \text{ daN} / \text{mm}^2 \text{ ( aciers moulés)}$$

$$K_H \beta = 1 \text{ pour } \frac{b}{d} = \frac{128}{1250} = 0,10$$

Toutes les autres valeurs de la force tangentielle admissible sont identiques aux précédentes.

Donc, la force tangentielle de la roue 2 sera égale à :

$$F_t \text{ adm} = 65^2 \cdot 128 \cdot 702 \cdot 0,64 \frac{0,95}{1,25 \cdot 1 \cdot 1,10} \left( \frac{0,90 \cdot 1,10}{61} \right)^2 \cdot 0,28$$
$$= 12380,65 \text{ daN}$$

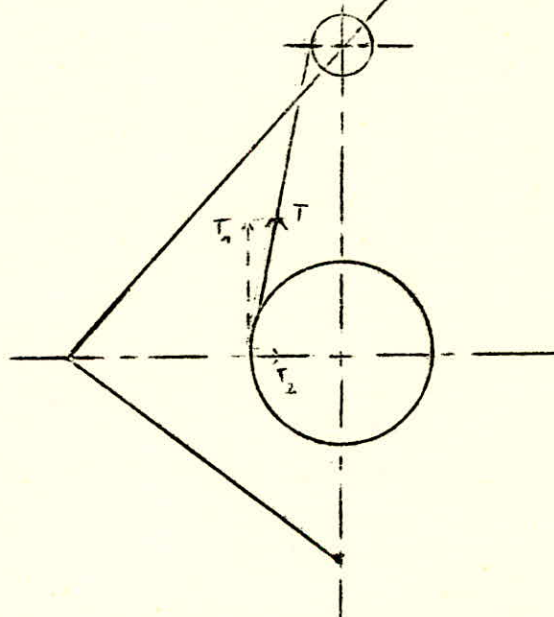
Donc, les roues 1 et 2 sont vérifiées à la pression superficielle.

D'où, la résistance à la rupture et à la pression superficielle est vérifiée pour le train planétaire et l'engrenage extérieur.

7-6

Calcul des réactions sur l'arbre du tambour de levage

Schéma représentant le câble enroulé sur le tambour



L'angle que fait le brin du câble de levage avec le plan vertical est égal environ à 22°(déterminé graphiquement).

$$\alpha_1 = 22^\circ$$

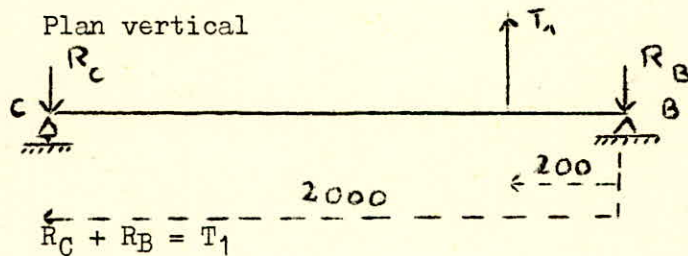
.../...

Comme ce brin de câble fait un angle  $\alpha_1$  avec le plan vertical, la tension maximale  $T$  se décompose en 2 forces, l'une verticale, l'autre horizontale sachant que  $T = 6211$  daN :

$$T_1 = T \cos \alpha_1 = 6211 \cos 22 = 5758,7 \text{ daN.}$$

$$T_2 = T \sin \alpha_1 = 6211 \sin 22 = 2326,6 \text{ daN.}$$

-Détermination des réactions :



$$R_C + R_B = T_1$$

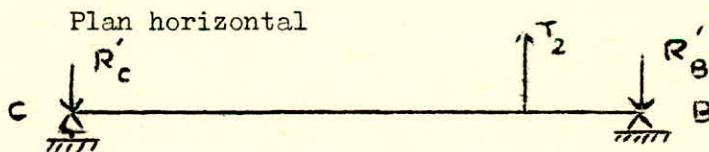
$$M^t / B = 0 = 200 T_1 - 2000 R_C$$

$$\text{donc } R_C = \frac{T_1}{10} = \frac{5758,7}{10} = 575,87 \text{ daN.}$$

$$R_B = T_1 - R_C = 5758,7 - 575,87 = 5182,83 \text{ daN.}$$

$$R_C = 575,87 \text{ daN.}$$

$$R_B = 5182,83 \text{ daN.}$$



$$R'_C + R'_B = T_2$$

$$M^t / B = 0 = 200 T_2 - 2000 R'_C$$

$$\text{donc } R'_C = \frac{T_2}{10} = \frac{2326,6}{10} = 232,6 \text{ daN.}$$

$$R'_B = T_2 - R'_C = 2326,6 - 232,6 = 2094 \text{ daN.}$$

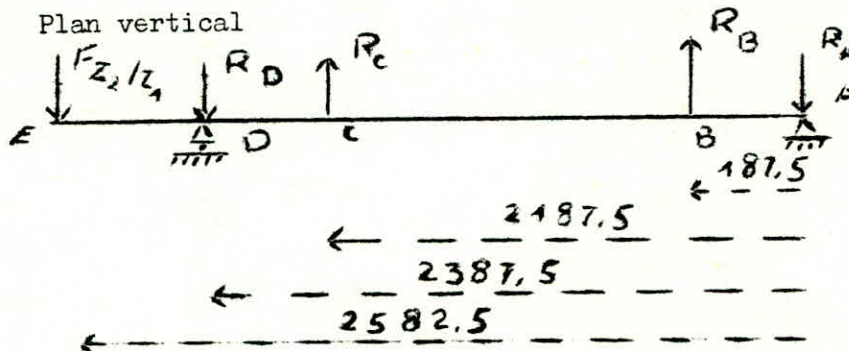
$$R'_C = 232,6 \text{ daN.}$$

$$R'_B = 2094 \text{ daN.}$$



7-7

Calcul de l'arbre principal du système de levage.



$F_{Z_2/Z_1}$  est la force tangentielle exercée par la roue 2 liée au tambour de compensation sur la roue 1 du tambour de levage.

$$F_{Z_2/Z_1} + R_D + R_A = R_C + R_B$$

$$\sum M/A = 0 = R_B \cdot 187,5 + R_C \cdot 2187,5 - R_D \cdot 2387,5 - F_{Z_2/Z_1} \cdot 2582,5$$

$$\text{donc } R_D = \frac{R_B \cdot 187,5 + R_C \cdot 2187,5 - F_{Z_2/Z_1} \cdot 2582,5}{2387,5}$$

$$R_D = \frac{5182,83 \cdot 187,5 + 575,87 \cdot 2187,5 - 10980,5 \cdot 2582,5}{2387,5}$$

$$R_D = -10942,67 \text{ daN.}$$

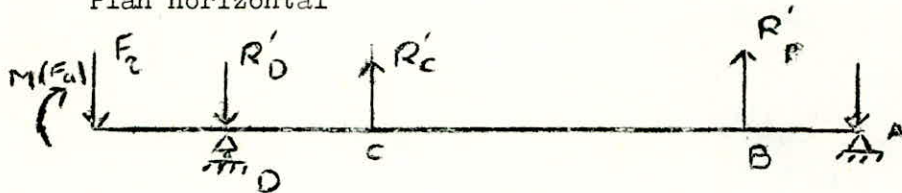
$$R_A = R_C + R_B - R_D - F_{Z_2/Z_1}$$

$$= 575,87 + 5182,83 + 10942,67 - 10980,5 = 5720,87 \text{ daN.}$$

$$R_D = -10942,67 \text{ daN.} \quad R_A = 5720,87 \text{ daN.}$$

.../...

Plan horizontal



$$F_r \text{ est la force radiale} = \frac{F_{Z2}/Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{10980,51 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 21} = 4280,91 \text{ daN.}$$

$$F_a \text{ est la force axiale} = F_{Z2}/Z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = 10980,51 \cdot \operatorname{tg} 21 = 4215,02 \text{ daN.}$$

$M(F_a)$  moment dû à la force axiale  $F_a$  par le rayon de la roue 1.

$$M(F_a) = F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 4215,02 \cdot \frac{0,702}{2} = 1479,47 \text{ daN.m}$$

calcul des réactions

$$F_r + R'_D + R'_A = R'_C + R'_B$$

$$M/A = 0 = R'_B \cdot 187,5 + R'_C \cdot 2187,5 - R'_D \cdot 2387,5 - F_r \cdot 2582,5 + M(F_a)$$

$$\text{donc } R'_D = \frac{R'_B \cdot 187,5 + R'_C \cdot 2187,5 - F_r \cdot 2582,5 + M(F_a)}{2387,5}$$

$$= \frac{2094 \cdot 187,5 + 232,6 \cdot 2187,5 - 4280,91 \cdot 2582,5 + 1479472}{2387,5}$$

$$R'_D = -3633,31 \text{ daN.}$$

$$R'_A = R'_C + R'_B - R'_D - F_r$$

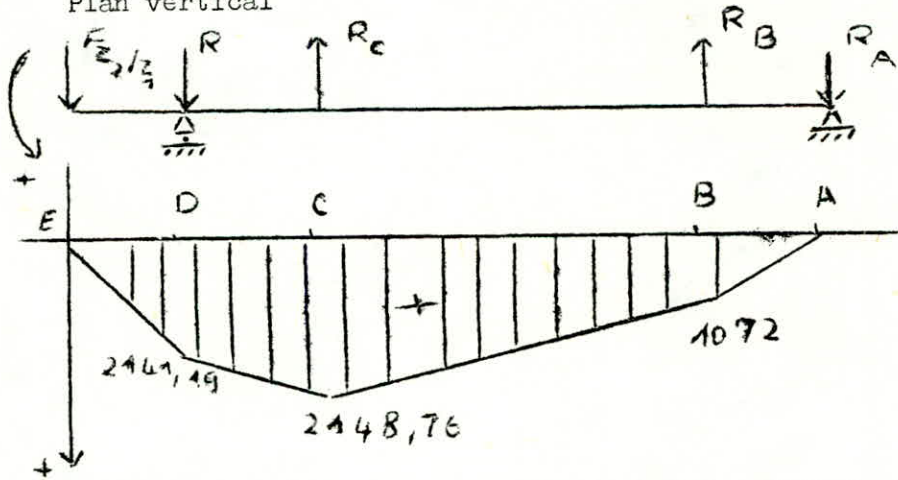
$$= 232,6 + 2094 + 3633,31 - 4280,91$$

$$R'_A = 1679 \text{ daN.}$$

.../...

Diagrammes des moments

Plan vertical

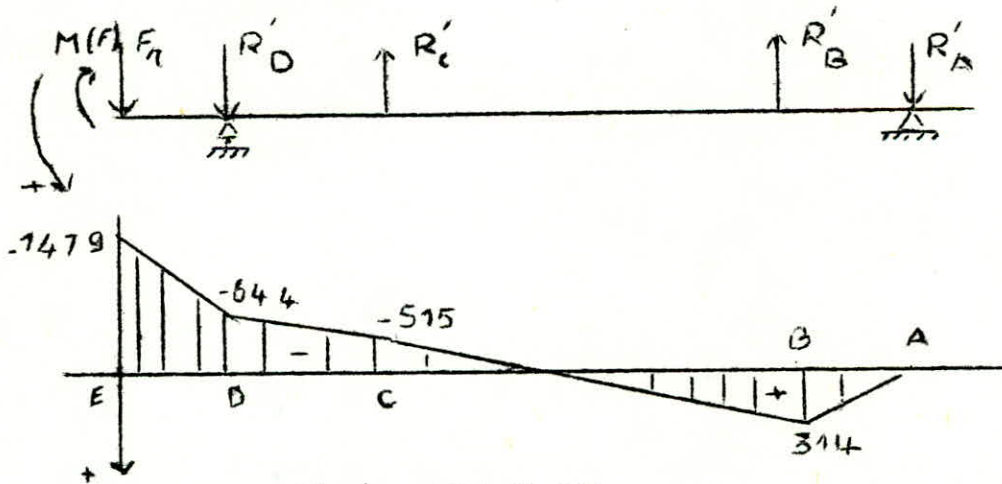


Point D :  $F_{Z2/Z1} \cdot 0,195 = 10980,51 \cdot 0,195 = 2141,19 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Point C :  $F_{Z2/Z1} \cdot 0,395 + R_D \cdot 0,2 = 10980,51 \cdot 0,395 - 10942,67 \cdot 0,2 = 2148,76 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Point B :  $F_{Z2/Z1} \cdot 2,395 + R_D \cdot 2,2 - R_C \cdot 2 = 10980,51 \cdot 2,395 - 10942,67 \cdot 2,2 - 575,87 \cdot 2 = 1072,70 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Plan horizontal



Point E :  $M(F_a) = 1479,43 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Point D :  $F_R \cdot 0,195 - M(F_a) = 4280,91 \cdot 0,195 - 1479,43 = -644,65 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Point C :  $F_R \cdot 0,395 - M(F_a) + R'_D \cdot 0,2 = 4280,91 \cdot 0,395 - 1479,43 - 3633,31 \cdot 0,2 = -515,13 \text{ daN}\cdot\text{m}$

Point B :  $F_R \cdot 2,395 - M(F_a) + R'_D \cdot 2,2 - R'_C \cdot 2 = 4280,91 \cdot 2,395 - 1479,43 - 3633,31 \cdot 2,2 - 232,6 \cdot 2 = 314,86 \text{ daN}\cdot\text{m}$

.../...

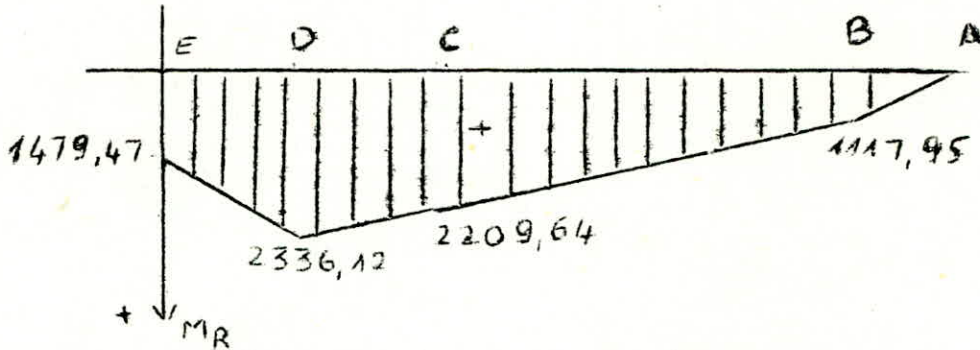
Moments fléchissants résultants

Point E :  $M_{RE} = \sqrt{M_{VE}^2 + M_{HE}^2} = 1479,47 \text{ daN.m}$

Point D :  $M_{RD} = \sqrt{M_{VD}^2 + M_{HD}^2} = \sqrt{(2141,19)^2 + (644,65)^2} = 2336,12 \text{ daN.m}$

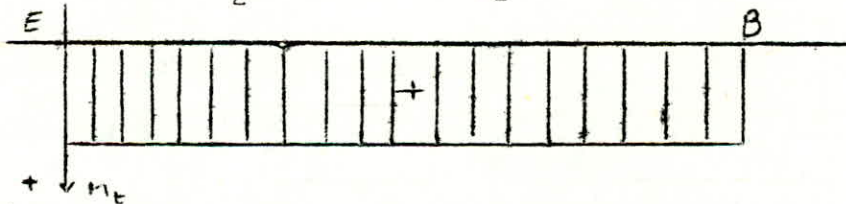
Point C :  $M_{RC} = \sqrt{M_{VC}^2 + M_{HC}^2} = \sqrt{(2148,76)^2 + (515,13)^2} = 2209,64 \text{ daN.m}$

Point B :  $M_{RB} = \sqrt{M_{VB}^2 + M_{HB}^2} = \sqrt{(1072,7)^2 + (314,86)^2} = 1117,95 \text{ daN.m}$



Le moment de torsion  $M_t$  est constant à partir de la roue 1 c'est à dire du point E jusqu'à B support du tambour de levage.

$$M_t = F_{Z2}/Z_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 10980,5 \cdot \frac{0,702}{2} = 3854,15 \text{ daN.m}$$



-Vérification du bout d'arbre d'entrée EC

Le moment fléchissant résultant dans cette section est  $M_{RD} = 2336,12 \text{ daN.m}$

La contrainte admissible pour cet arbre en acier étant de  $1450 \text{ daN/cm}^2$  présente une section circulaire pleine ayant  $130 \text{ mm}$  de diamètre.

La contrainte de flexion est :

$$\sigma = \frac{M_f}{I/V} \quad \text{avec}$$

$$M_f = M_{RD}$$

I moment d'inertie axiale

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{et} \quad V = \frac{d}{2}$$

$$\text{d'où} \quad \frac{I}{V} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (0,13)^3}{32} = 2,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

donc la contrainte de flexion est:  $\sigma = \frac{2336,12}{2,15 \cdot 10^{-4}} = 10865674 \text{ daN/m}^2$

$$\sigma = 1086,56 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a \quad \dots/\dots$$



-Vérification des contraintes de flexion et de torsion dans la section B.

Pour cette section B, on a un arbre creux aux dimensions suivantes:

diamètre extérieur  $d_e = 240$  mm

diamètre intérieur  $d_i = 180$  mm

La contrainte admissible pour cet arbre creux d'acier au carbone est égale à  $800 \text{ daN/cm}^2$ .

La contrainte de flexion est :

$$\sigma = \frac{M_f}{I/V}$$

$M_f$  est le moment fléchissant résultant en B pour  $M_f = M_{RB} = 1117,95 \text{ daN.m}$

$$I = \frac{\pi (d_e^4 - d_i^4)}{64} = \frac{\pi (0,24^4 - 0,18^4)}{64} = 1,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$V = \frac{d_e}{2} = \frac{0,24}{2} = 0,12 \text{ m}$$

$$\text{d'où } \frac{I}{V} = \frac{1,11 \cdot 10^{-4}}{0,12} = 9,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

donc la contrainte de flexion est égale à :

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M_{RB}}{I/V} = \frac{1117,95}{9,25 \cdot 10^{-4}} = 1208594,5 \text{ daN/m}^2 \\ &= 120,86 \text{ daN / cm}^2 \end{aligned}$$

-Calcul de la contrainte idéale

Selon COULOMB, la contrainte idéale est égale à :

$$\sigma_i = \frac{1}{I/V} \sqrt{M_{RB}^2 + M_t^2}$$

$$\sqrt{M_{RB}^2 + M_t^2} = \sqrt{(1117,95)^2 + (3854,15)^2} = 4013 \text{ daN.m}$$

$$\frac{I}{V} = 9,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\text{donc } \sigma_i = \frac{1}{9,25 \cdot 10^{-4}} \cdot 4013 = 4338378,3 \text{ daN / m}^2$$

$$\sigma_i = 433,83 \text{ daN / cm}^2 < \sigma_a$$

.../...

-Calcul de la contrainte de torsion

La contrainte admissible de torsion est de 300 daN / cm<sup>2</sup>

Cette contrainte de torsion est égale à :

$$\tau = \frac{M_t}{I_0/V}$$

avec  $I_0$  moment d'inertie polaire

$$I_0 = \frac{\pi (d_e^4 - d_i^4)}{32} = \frac{\pi (0,24^4 - 0,18^4)}{32} = 2,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$V = \frac{d_e}{2} = 0,12$$

$$\text{d'où } \frac{I_0}{V} = \frac{2,22 \cdot 10^{-4}}{0,12} = 1,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

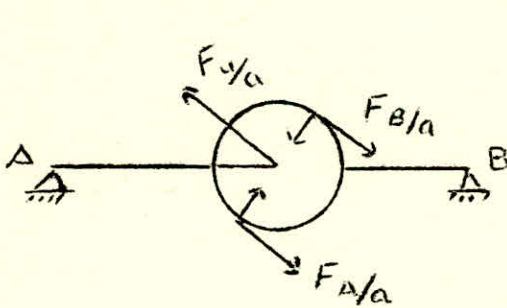
$$\tau = \frac{M_t}{I_0/V} = \frac{3854,15}{1,85 \cdot 10^{-3}} = 2083324,3 \text{ daN/m}^2$$

$$= 208,33 \text{ daN/cm}^2$$

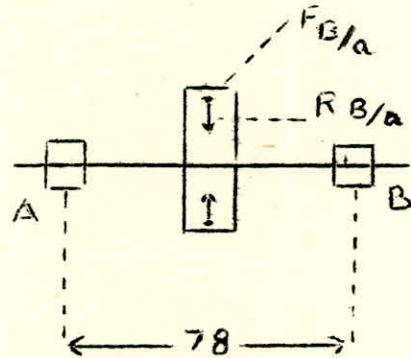
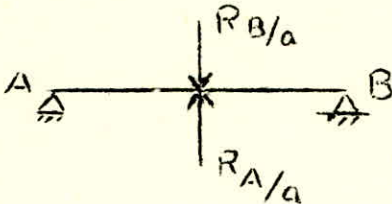
7-8

Vérification des axes et roulements de satellites.

-Calcul des réactions



Plan vertical



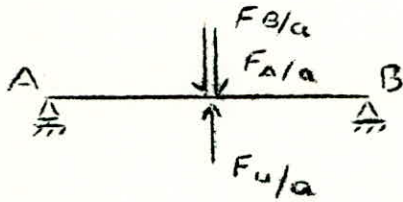
$V_A$  et  $V_B$  étant les réactions verticales sur les roulements A et B.

$R_{B/a}$  et  $R_{A/a}$  sont égales en modules, donc on n'a pas de réactions sur A et B.

$$V_A = V_B = 0.$$

.../...

Plan horizontal



Sachant que  $F_{u/a} = 2 F_{A/a}$  on peut conclure que les réactions  $H_A$  et  $H_B$  sur les roulements A et B sont nulles. On en déduit que les roulements A et B ne supportent pas de réactions.

-Moment de torsion

L'axe étant fixe en rotation dans le repère absolu  $M_t = 0$ , par conséquence le choix du diamètre de l'axe et le choix des roulements se fera proportionnellement aux autres dimensions.

Le diamètre de l'axe choisi est égal à 80 mm et les 2 roulements 80 . SC . 22 d'après A. CHEVALIER.

7-9

Vérification des roulements des supports du tambour de levage.

-Roulement du support B

La réaction résultante en B est :

$$R_B = \sqrt{R_{V_B}^2 + R_{H_B}^2} = \sqrt{(5182,83)^2 + (2094)^2} = 5589,86 \text{ daN.}$$

La capacité de charge dynamique en B est :

$$C_B = P_B \cdot K \cdot L^{3/10}$$

Charge équivalente  $P_B$  :

Pour les roulements à rouleaux cylindriques

$$P_B = X F_r = F_r \quad (\text{force radiale})$$

$$P_B = F_r = R_B = 5589,86 \text{ daN.}$$

L : coefficient de la durée de fonctionnement

$$L = \frac{N_b \cdot L_h \cdot 60}{10^6} \quad \text{soit } N_b = 21 \text{ tr/mm (nombre de tours du tambour)}$$

$$L_h = 12500 \text{ heures.}$$

$$L = \frac{21 \cdot 12500 \cdot 60}{10^6} = 15,75 \text{ millions de tours.}$$

$$\text{donc } L^{3/10} = (15,75)^{0,3} = 2,28$$

.../...

$K = 1$  ( mécanisme avec faible vitesse 21 tr/mn et sans chocs ou faibles chocs).

donc, la charge dynamique  $C_B$  est égale à :

$$C_B = P_B \cdot K \cdot L^{3/10} = 5589,86 \cdot 1 \cdot 2,28 = 12744,88 \text{ daN.}$$

Le roulement choisi est, suivant la norme polonaise T 3 de la série 23048.

Ce roulement du support de tambour en B convient par la valeur de sa capacité de charge dynamique qui est de 100000 daN.

-Vérification du roulement en C

La réaction équivalente en C est :

$$R_C = \sqrt{R_{V_C}^2 + R_{H_C}^2} = \sqrt{(575,87)^2 + (232,6)^2} = 621 \text{ daN.}$$

La charge dynamique  $C_C$  est égale à :

$$C_C = P_C \cdot K \cdot L^{3/10} \quad \text{avec } P_C = R_C = 621 \text{ daN}$$

$$K = 1$$

$$L^{3/10} = 2,28$$

$$\text{d'où } C_C = 621 \cdot 1 \cdot 2,28 = 1415,88 \text{ daN.}$$

Le roulement choisi est, suivant la norme polonaise T 3 de la série 23032.

Ce roulement du support de tambour en C convient par la valeur de sa capacité de charge dynamique qui est de 44000 daN.



## C O N C L U S I O N

L'analyse du système de compensation, objet de notre étude, permet de situer à la fois l'importance et l'utilité de son intégration dans les mécanismes de levage, telle que la grue à manutention sur les quais portuaires.

Il est évident qu'une forme plus approfondie aurait pu être donnée si ce n'était les difficultés rencontrées comme par exemple le manque de documentation technique de l'espèce, auquel s'ajoute l'étroitesse du temps.

En dépit de ces contraintes, nous nous sommes attelés à fournir un travail par lequel nous estimons à notre humble avis, avoir traité les points essentiels.

B I B L I O G R A P H I E

- 1- Georges HENRIOT        Tome I
- 2- Règle pour le calcul des appareils de levage F E M section I  
Appareils lourds de levage et de manutention. 2ème édition 1970.
- 3- Les appareils de levage Tome III H. ERNST
- 4- Normes polonaises " Normy ZAKLADOWE " Tomes III & IV
- 5- Livres polonais : ouvrages de construction  
Auteurs : A. PIATKIEWICZ et R. SOBOLSKI édition 1977.
- 6- Guide du dessinateur industriel A. CHEVALIER édition 1979.
- 7- Aide mémoire TV Robert JACQUET.

