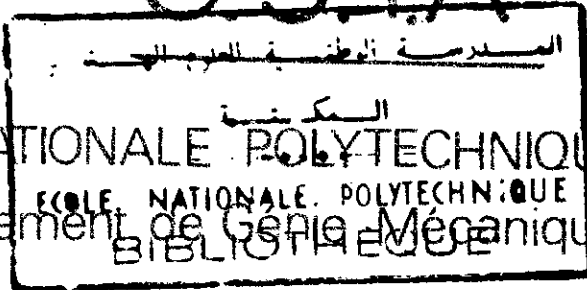


U.S.T.A.

1 ex



document

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

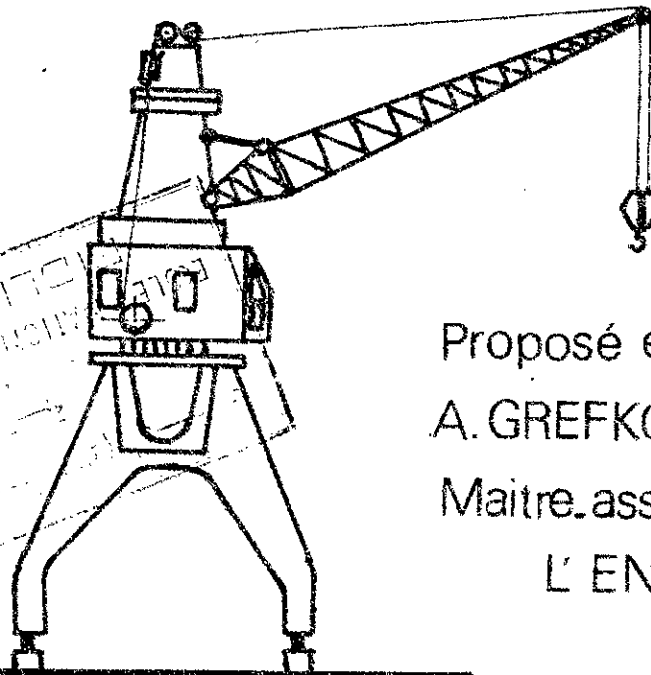
THESE DE FIN D'ETUDES

TREUIL D'UNE GRUE
PORTUAIRE 8/16T

4 PLANS

Etudié par:

M. MADANI



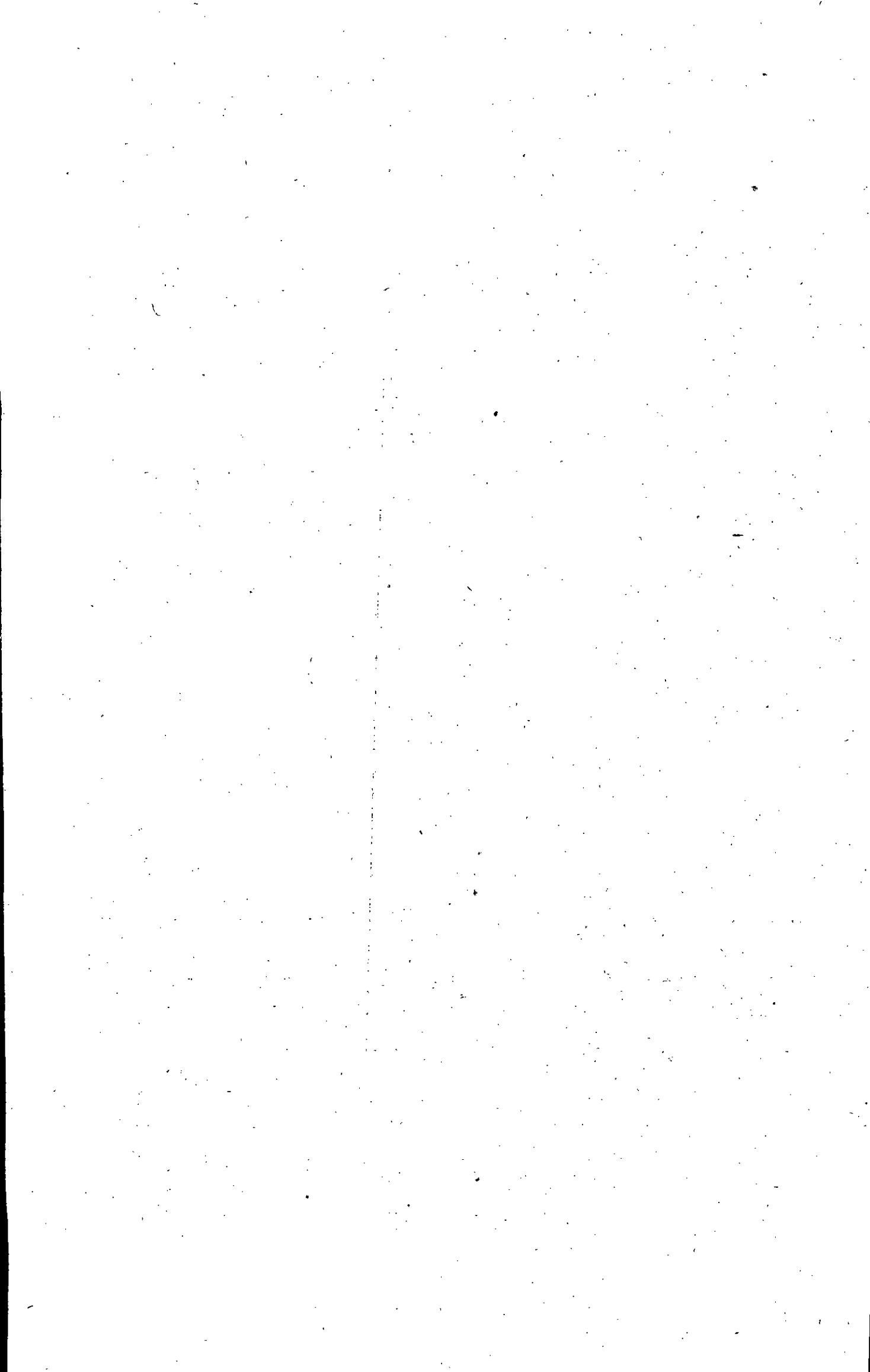
Proposé et dirigé par:

A. GREFKOWICZ

Maitre assistant à

L'ENPA

Promotion Juin 1982



Ministère de l'Enseignement et de la Recherche
Scientifique

U.S.T.A

BIBLIOTHEQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

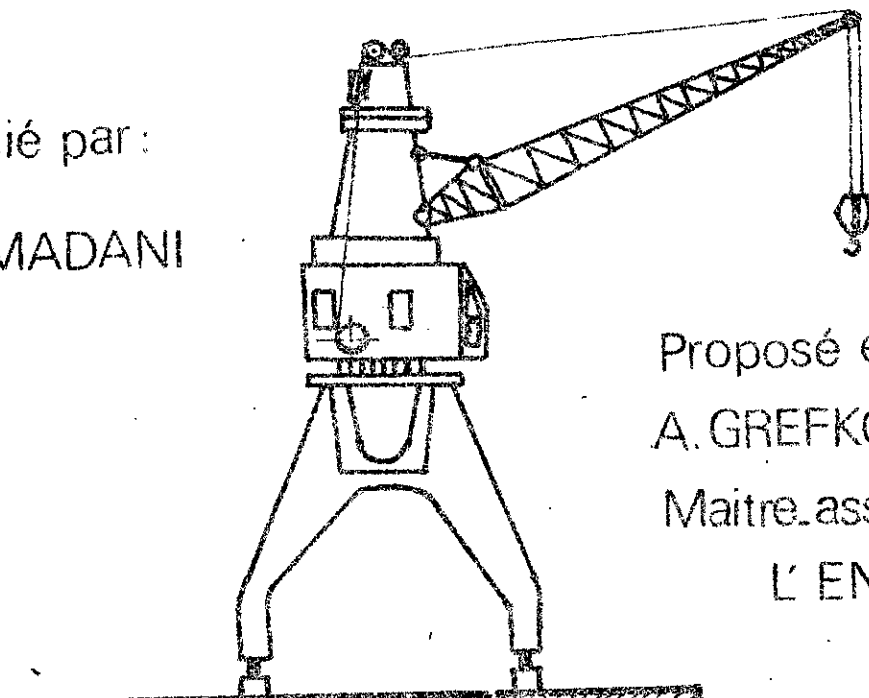
Département de Génie Mécanique

THESE DE FIN D'ETUDES

TREUIL D'UNE GRUE PORTUAIRE 8/16T

Etudié par :

M. MADANI



Proposé et dirigé par :

A. GREFKOWICZ

Maitre assistant à

L'ENPA

Promotion Juin 1982

DEDICACES

A la mémoire de mon père
A la mémoire de nos glorieux chouchados

A ma mère qui a tant souffert pour que
j'y aboutisse.

A ma sœur, son mari et ses enfants.

A ma fiancée

A ceux et celles qui me sont très chers

A mes collègues de promotion.

Moh said . MADANI

REMERCIEMENTS

A Monsieur A. GREFKOWICZ pour l'aide
précieuse qu'il m'a apportée tout au long
de mon travail et dont les conseils m'ont
été très utiles.

A tous les enseignants qui ont contribué
à ma formation d'ingénieur depuis
mon plus jeune âge.

Moh said. MADANI

SOMMAIRE

Paragraphe	Page
0. INTRODUCTION.....	1
I. CARACTERISTIQUES ET DESCR. TECHNIQUES.....	2
I.1. CARACTERISTIQUES.....	2
I.2. DESCRIPTION TECHNIQUE.....	2
I.2.1. OSSATURE.....	2
I.2.2. MECANISME DE TRANSLATION.....	2
I.2.3. MECANISME DE RELEVAGE.....	2
I.2.4. MECANISME D'ORIENTATION.....	3
I.2.5. MECANISME DE LEVAGE.....	3
II. CALCUL GENERAL ET CHOIX DES ELEMENTS DU CABLAGE.....	5
II.1. CHOIX DU CABLE.....	5
II.1.1. CALCUL DU RENDEMENT GLOBAL DU MOUFLAGE.....	5
II.1.2. CALCUL DE L'EFFORT DE TRACTION T.....	6
II.1.3. DIAMETRE DU CABLE d	6
II.2. DETERMINATION DES DIMENSIONS DU TAMBOUR.....	7
II.2.1. DIAMETRE DU TAMBOUR D_b	7
II.2.2. PROFIL DU TAMBOUR.....	8
II.2.3. LONGUEUR DU TAMBOUR.....	8
II.2.4. EPaisseur DU TAMBOUR.....	9
II.2.5. FIXATION DU CABLE.....	10
II.3. CALCUL ET CHOIX DES ELEMENTS DE LA MOUFLE.....	11
II.3.1. CALCUL DE LA POULIE DE LA MOUFLE.....	11
II.3.1.1. CHOIX DE LA POULIE.....	11
II.3.1.2. CHOIX DU PROFIL DE LA POULIE.....	11
II.3.2. CHOIX DE LA MOUFLE.....	11
II.3.3. CHOIX DU CROCHET.....	11
II.3.4. CHOIX DU PORTE CROCHET.....	12
II.3.4.1. CHOIX DE LA TRAVERSE DU PORTE CROCHET.....	12
II.3.4.2. CHOIX DE LA BUTEE ABILLES A SIMPLE EFFET.....	12
II.3.4.2. CHOIX DE LA BUTEE ABILLES A SIMPLE EFFET.....	12
II.4. CALCUL ET CHOIX DES POULIES DE RENVOIS.....	12
II.4.1. CHOIX DU PROFIL.....	12
III. CALCUL ET CHOIX DES MOTEURS.....	13
III.1. CALCUL.....	13
III.1.1. CALCUL DU RENDEMENT TOTAL η_e	13
III.1.2. CALCUL DE LA PUISSANCE DU REGIME.....	13
III.2. CHOIX DES MOTEURS.....	13

III.3. VERIFICATION DES MOTEURS AU CHAUFFAGE.....	14
III.3.1. CALCUL DES MOMENTS MIS EN JEU DANS CHAQUE PHASE D'UN CYCLE.....	14
III.3.1.1. MOMENT (M_u, M_{uh}) POUR LA PHASE 1 et 2.....	15
III.3.1.2. MOMENT (M_{ou}, M_{ouh}) POUR LA PHASE 3 et 4.....	15
III.3.2. TEMPS CORRESPONDANT A CHAQUE PHASE.....	16
III.3.3. PUISSANCE MISE EN JEU EN CHAQUE CYCLE.....	16
III.3.4. PUISSANCE EQUIVALENTE P_{eq}	16
III.4. CALCUL DES TEMPS DE DEMARRAGE ET DE FREINAGE.....	16
III.4.1. TEMPS DE DEMARRAGE t_d	16
III.4.2. TEMPS DE FREINAGE t_f	17

IV. CALCUL ET CHOIX DES TROIS

ACCOUPLLEMENTS ET FREINS.....

IV.1. CHOIX DE L'ACCOUPLLEMENT A_1	19
IV.2. CHOIX DE L'ACCOUPLLEMENT A_2 TF.....	19
IV.3. CALCUL ET CHOIX DE L'ACCOUPLLEMENT A_3	20
IV.4. CALCUL ET CHOIX DES FREINS F.....	20
IV.5. CHOIX DU TAMBOUR DE FREIN TF.....	20

V. CALCUL DU REDUCTEUR.....

V.1. SCHEMA CINEMATIQUE DU REDUCTEUR.....	21
V.1.1. CARACTERISTIQUES DES ETAGES.....	21
V.1.2. VERIFICATION DES CONDITIONS DU BON ASSEMBLAGE DU TRAIN PLANETAIRE.....	22
V.1.3. REPARTITION DES RAPPORTS DE REDUCTION SUR LES ETAGES.....	23
V.1.4. DIMENSIONS PRINCIPALES DES ETAGES.....	25
V.1.5. TAILLAGE DE LA DENTURE INTERIEURE DE LA COURONNE DU PLANETAIRE.....	26
V.2. VITESSE ANGULAIRE DES ARBRES.....	27
V.2.1. MECANISME ENTRAINE PAR M_1 ($V = 22$ m/min).....	27
V.2.2. MECANISME ENTRAINE PAR M_2 ($V = 44$ m/min).....	27
V.3. VITESSES ANGULAIRES DES SATELLITES.....	28
V.3.1. MECANISME ENTRAINE PAR M_1	28
V.3.1.1. VITESSE RELATIVE DES SATELLITES.....	29
V.3.1.2. VITESSE ABSOLUE DES SATELLITES.....	29
V.3.2. MECANISME ENTRAINE PAR M_2	29
V.3.2.1. VITESSE RELATIVE DES SATELLITES.....	29
V.3.2.2. VITESSE ABSOLUE DES SATELLITES.....	29
V.4. PUISSANCE SUR LES ARBRES.....	30
V.5. COUPLES SUR LES ARBRES.....	30
V.5.1. MECANISME ENTRAINE PAR M_1	30
V.5.2. MECANISME ENTRAINE PAR M_2	31
V.6. ETUDE DES EFFORTS SUR LES ORGANES DE L'ETAGE PLANETAIRE ET DES AUTRES ETAGES PARALLELES.....	32

V.6.1. ETAGE PLANETAIRE.....	32
V.6.1.1. ETUDE DES REACTIONS SUR LE PLANETAIRE A.....	34
V.6.1.2. ETUDE DES REACTIONS SUR LES SATELLITES O.....	34
V.6.1.3. ETUDE DES REACTIONS SUR LA COURONNE B.....	34
V.6.2. REACTIONS SUR LES ORGANES DES ETAGES PARALLELES.....	35
V.6.2.1. REACTIONS SUR LE COUPLE DU 1 ^{er} ETAGE.....	35
V.6.2.2. REACTIONS SUR LE COUPLE DU 2 ^{er} ETAGE.....	35
V.6.2.3. REACTIONS SUR LE COUPLE DU 3 ^{er} ETAGE.....	35
V.7. VERIFICATION DES DENTURES A LA RUPTURE.....	37
V.7.1. VERIFICATION DE L'ETAGE PLANETAIRE.....	37
V.7.2. VERIFICATION DU 1 ^{er} ETAGE.....	40
V.7.3. VERIFICATION DU 2 ^{er} ETAGE.....	42
V.7.4. VERIFICATION DU 3 ^{er} ETAGE.....	43
V.8. VERIFICATION DES DENTURES A PR. SUPERFICIELLE.....	45
V.8.1. VERIFICATION DE L'ETAGE PLANETAIRE.....	46
V.8.2. VERIFICATION DU 1 ^{er} ETAGE.....	47
V.8.3. VERIFICATION DU 2 ^{er} ETAGE.....	48
V.8.4. VERIFICATION DU 3 ^{er} ETAGE.....	49
V.9. CALCUL D'ARBRES ET DES ROULEMENTS.....	51
V.9.1. SCHEMA DE L'ENSEMBLE AVEC DIMENSIONS APROXIM.....	51
V.9.2. CALCUL DE L'ETAGE PLANETAIRE.....	52
V.9.2.1. AXES ET ROULEMENTS DES SATELLITES.....	53
V.9.2.2. ARBRE PIGNON PLANETAIRE.....	53
V.9.2.3. DIMENSIONS MINIMALES DES ORGANES SUPPORTANT LA COURONNE.....	54
V.9.2.3.1. CALCUL DES ROULEMENTS.....	54
V.9.2.3.2. CALCUL DES ORGANES DU CHASSIS.....	56
V.9.3. ARBRE PIGNON DE SORTIE.....	59
V.9.4. CALCUL DES ROULEMENTS DU TAMBOUR.....	62
V.9.4.1. CALCUL DES REACTIONS.....	
V.9.4.2. CALCUL ET CHOIX DES ROULEMENTS.....	63
V.10. CALCUL DE LA FIXATION DE LA COURONNE SUR LE TAMBOUR.....	64
CONCLUSION.....	66
BIBLIOGRAPHIE.....	67

0. INTRODUCTION

L'objet de cette étude est le mécanisme de levage d'une grue portuaire destinée à la manutention sur les quais de ports pour le chargement ou le déchargement de bateaux. Cette grue est composée de quatre mécanismes principaux à savoir :

- Mécanisme de levage
- Mécanisme de relevage
- Mécanisme de translation
- Mécanisme d'orientation.

Comme il est déjà mentionné, la présente étude se limitera au mécanisme de levage, néanmoins une description sommaire des autres mécanismes sera donnée

I. CARACTERISTIQUES ET DESCRIPTION TECHNIQUE

I.1. CARACTERISTIQUES

capacité de levage : 8/16 T
vitesses de levage : $\left. \begin{array}{l} 22 \text{ m/min} \\ 44 \text{ m/min} \\ 66 \text{ m/min} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{pour la charge 16T} \\ \\ \text{Pour la charge 8T ou à vide} \end{array}$
portées : 25/18/7 m
vitesse d'orientation : 1,0 tr/min
vitesse de relevage : 50 m/min
vitesse de translation : 20 m/min.

I.2. DESCRIPTION TECHNIQUE

I.2.1. OSSATURE

L'ossature est essentiellement composée du portique déplaçable sur une voie ferrée et la partie supérieure tournante avec la tour et la flèche, cette partie est mobile par rapport au portique sur lequel elle s'appuie. L'ossature est obtenue par éléments soudés.

I.2.2. MECANISME DE TRANSLATION

La grue repose sur plusieurs trains de galets, sur deux rails parallèles, d'écartement de 08 mètres, qui déterminent le mouvement de translation sur le quai.

La construction est appuyée en quatre points formant un système statiquement indéterminé. Un système de balancier assure sur chacun de ces quatre points une distribution uniforme de la charge au moyen de six galets regroupés en trois chariots dont deux sont munis d'un mécanisme moteur et le troisième pourvu d'une pince-rail.

Les pince-rails ont pour rôle de fixer la grue aux rails quand elle est hors service afin d'éviter tout déplacement pouvant entraîner des dégâts sur le quai, par ce système de pinces on augmente la stabilité de la grue en cas de tempête.

I.2.3. MECANISME DE RELEVAGE

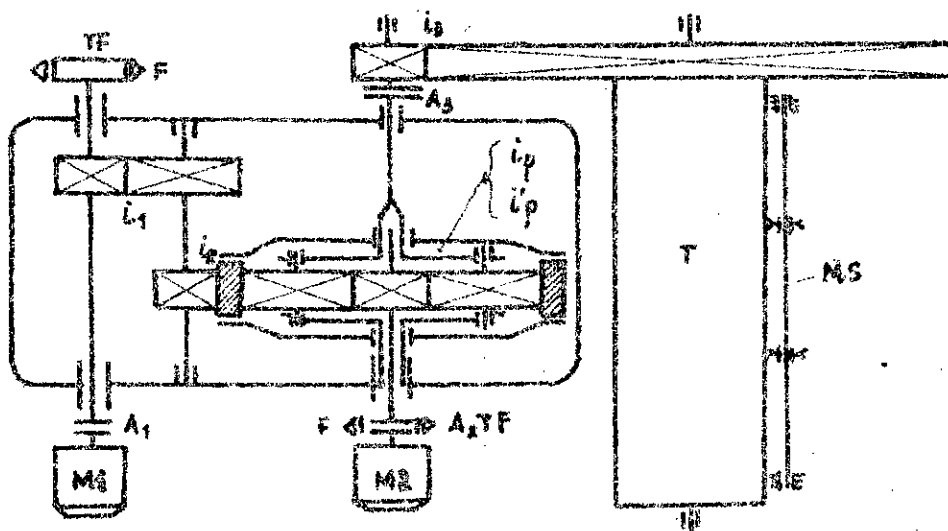
Le changement d'inclinaison de la flèche nous permet d'obtenir la variation de la portée de la grue, ce changement d'inclinaison est assuré par un mécanisme à crémaillère comportant un moteur électrique, un accouplement, un frein, un réducteur, un pignon-crémaillère. Le poids propre de la flèche est équilibré à l'aide d'un contre poids, ce qui a pour effet de diminuer les sollicitations du mécanisme.

Lors de la variation de portée, la compensation par câble permet au crochet d'avoir une trajectoire approximativement horizontale.

I.2.4. MECANISME D'ORIENTATION.

La partie tournante s'appuie sur le portique en deux points d'appuis, le palier supérieur et le palier inférieur. le palier inférieur supportera une charge radiale et une charge axiale, le palier supérieur ne supportera que des charges radiales. le mécanisme comprend une série de 8 galets fixés à la partie tournante et qui roulent sur un rail circulaire fixé au portique. le mécanisme d'entraînement comporte un moteur, un frein, un réducteur et deux étages d'engrenement.

I.2.5. MECANISME DE LEVAGE.



- T : Tambour de levage.
- i_1 : réduction au 1^{er} étage.
- i_2 : réduction au 2^e étage.
- i_3 : réduction au 3^e étage.
- i_p : réduction à l'étage planétaire quand l'entraînement est par M_1
- i_p' : réduction à l'étage planétaire quand l'entraînement est par M_2
- M_1 : Moteur 1
- M_2 : Moteur 2
- A_1 : Accouplement 1
- A_2 TF : Accouplement 2 avec tambour de frein.
- TF : Tambour de frein
- A_3 : Accouplement 3
- F : Freins.
- MS : Mécanisme serrant le câble

Le mécanisme de levage comprend essentiellement :

- Deux moteurs électriques identiques M_1 et M_2
- Un réducteur d'un étage planétaire de rapport i_p (entraînement par M_1) et i_p' (entraînement par M_2).
- Deux étages parallèles internes au réducteur (rapports i_1 et i_2)
- Un étage parallèle externe au réducteur (rapport i_3)
- Un tambour T
- Un Accouplement élastique A_1
- Un Accouplement élastique muni d'un tambour de frein A_2TF .
- Un Accouplement à engrenages A_3
- un tambour de frein TF.
- Deux freins identiques montés sur TF et A_2TF .
- Un mécanisme permettant de maintenir le câble serré sur le tambour.

Avec une combinaison judicieuse des rapports de réduction pour une résistance homogène des étages, on pourra avoir trois vitesses de levage qui sont comme suit :

- 22 m/min, pour la charge de 16T, atteinte avec M_1
- 44 m/min, pour la charge de 16T, atteinte avec M_2
- 66 m/min, pour les manœuvres à vide, atteinte avec M_1 et M_2 marchant ensemble.

Nous procédons à une répartition des rapports comme suit :

Si M_1 en marche et M_2 à l'arrêt on aura le rapport de réduction global

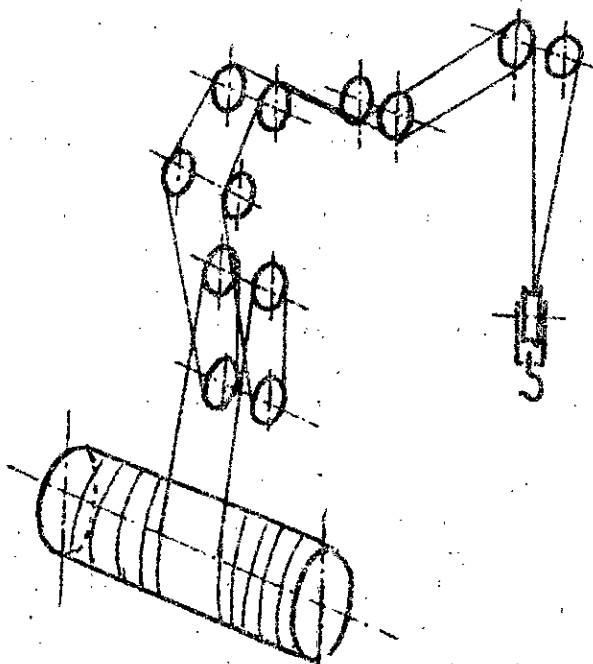
$$i = i_1 \times i_2 \times i_p \times i_3 \quad (\text{on obtient avec } i \text{ la vitesse de } 22 \text{ m/min})$$

Si M_2 en marche et M_1 à l'arrêt on aura le rapport de réduction global

$$i' = i_p' \times i_3 \quad (\text{on obtient avec } i' \text{ la vitesse de } 44 \text{ m/min})$$

la vitesse de 66 m/min sera une conséquence de la mise en marche des deux moteurs simultanément, ceci nous donne bien sûr un rapport de réduction plus petit que i et i' .

Le levage se fait par deux brins de câble parallèles qui s'enroulent sur un tambour T. Il résulte une réduction de la charge sur chaque brin mais pas de réduction de vitesse.



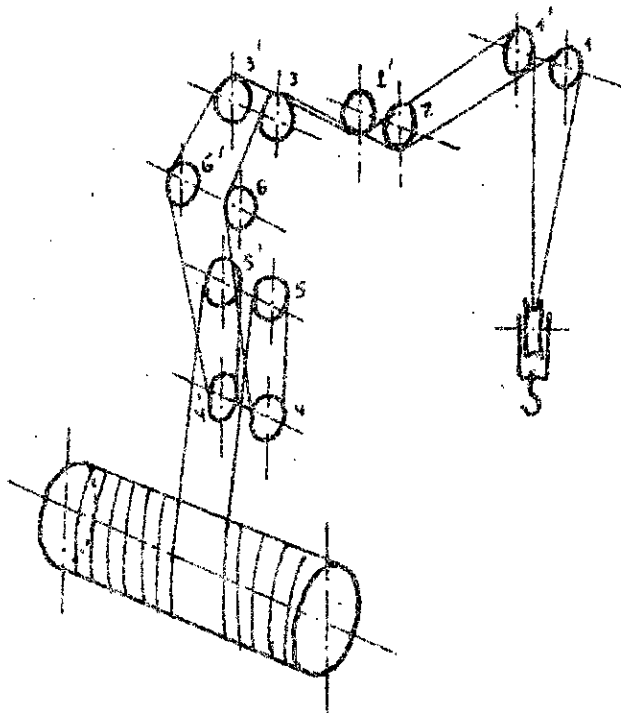
système de câblage
du mécanisme de
levage.

II. CALCUL GENERAL ET CHOIX DES ELEMENTS DU CABLAGE

D'après FEM, le mécanisme de levage qui fait objet de ce sujet d'Etude (mécanisme de levage d'une grue portuaire), aura pour classe de fonctionnement les classes $V_0 - V_3$ (soit V_3) et le Groupe de classement 2m - 3m (soit 3m), par comparaison avec la norme polonaise (Utilisation Totale de la normalisation polonaise) Ce Groupe correspond au Groupe I.

II.1. CHOIX DU CABLE

Le calcul de l'effort de traction sur le cable se fait en tenant compte du fait qu'on a un levage sur deux brins parallèles suivant le schéma :



la poulie de la moufle ne tourne pas, son rendement n'intervient pas, ainsi que le rendement des poulies 6 et 6' sur lesquelles le cable glisse presque; vu la symétrie du système de cablage; on calculera le rendement global du mouflage, pour un seul brin

II.1.1. CALCUL DU RENDEMENT GLOBAL DU MOUF. - LAGE η_{gm}

$$\eta_{g_0} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \times \eta_5$$

$$\eta = \eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta_4 = \eta_5$$

$$\eta = 0,98$$

$$\eta_{gm} = \eta^5 = (0,98)^5 = 0,90$$

$$\eta_{gm} = 0,90$$

II.12. CALCUL DE L'EFFORT DE TRACTION MAXI T

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

Q : charge maximale en service

G_m : poids de la moufle

G_c : poids du câble (partie suspendue à la moufle)

n_b : nbre de brins de câble.

η_{gm} : rendement globale de mouflage.

Calculs intermediaires:

* La hauteur de levage pour la portée minimal est H = 46 m, comme le système comporte deux brins, la longueur totale suspendue sera 46 x 2 = 92 m pour s'assurer que le câble arrive au fond de la cale du bateau on ajoute une longueur de 10 m sur la hauteur H, ce qui fait en tout une nouvelle longueur total du câble L_c = 2 x (46 + 10) = 112 m

$$L_c = 112 \text{ m}$$

Si on choisit un câble dont le poids linéaire est q, alors

$$G_c = L_c \cdot q = 112 \cdot 30,7 = 3439 \text{ N}$$

$$G_c = 3439 \text{ N}$$

* On choisit approximativement le poids de la moufle G_m ≈ 4000 N (voisin de G_c)

$$G_m = 4000 \text{ N}$$

$$Q = 160\,000 \text{ N}$$

$$G_m = 4000 \text{ N}$$

$$G_c = 3439 \text{ N}$$

$$n_b = 2$$

$$\eta_{gm} = 0,90$$

$$T = \frac{Q + G_m + G_c}{n_b \cdot \eta_{gm}} = \frac{160\,000 + 4000 + 3439}{2 \cdot 0,90} = 9302 \text{ daN}$$

II.13. DIAMETRE DU CABLE d

Soit un coef. de securité C

Soit T_c la tension de calcul du câble

$$T_c = T \cdot C$$

$$T_c = 9302 \times 5 = 46509,9 \text{ daN}$$

$$T_c = 46509,9 \text{ daN}$$

On choisit, dans le document 6.Tome 4. page 13, un câble de diamètre d = 28 mm ayant les caracteristiques sont:

$$d = 28 \text{ mm}$$

$$C = 5$$

$$T = 9302 \text{ daN}$$

force théorique de rupture $F_{th} = 58\,000 \text{ daN}$
 et $R_m = 180 \text{ daN/mm}^2$ (résistance de rupture)
 avec un rendement de 82% on calcule la force
 de rupture pratique F_{rp}
 $F_{rp} = F_{th} \cdot 82\% = 58\,000 \cdot 0,82 = 47\,560 \text{ daN}$

$$F_{rp} = 47\,560 \text{ daN}$$

Vérification du Coef. de sécurité choisi

Soit $c' = \frac{F_{rp}}{T} = \frac{47\,560}{9\,302} = 5,11$

$$c' = 5,11$$

la sécurité est donc suffisante car $c' > c$
 On adoptera définitivement le câble de diamètre d
 ($d = 28 \text{ mm}$) suivant la norme polonaise.

LINA 28. W.S 6X36 + A₀ - Z/s-n-IIg-180 PN-70/M-80229

• Résumé des caractéristiques du câble.

diamètre $d = 28$

Résistance de rupture $R_m = 180 \text{ daN/mm}^2$

Charge théorique de rupture $F_{th} = 58\,000 \text{ daN}$

Charge pratique de rupture $F_{rp} = 47\,560 \text{ daN}$

Coef. de sécurité $c' = 5,11$

• Composition du câble:

6 x 14 fils de $\phi 1,75$

6 x 7 fils de $\phi 1,30$

6 x 1 fils de $\phi 1,6$

6 x 7 fils de $\phi 1,30$

6 x 7 fils de $\phi 0,95$

6 x 36 + A₀ (A₀ âme en textile)

la section du câble $S = 324 \text{ mm}^2$

la masse linéaire $q = 30,7 \text{ N/m}$

II.2. DETERMINATION DES DIMENSIONS DU TAMBOUR

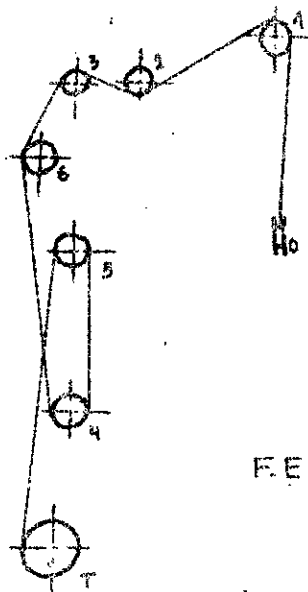
II.2.1. DIAMETRE DU TAMBOUR D_b

D'après FEM on détermine le diamètre minimal
 d'enroulement du câble par la condition $D_b \geq H_1 H_2 d$
 d : diamètre du câble

H_1 : coef dépendant du Groupe de mécanisme

H_2 : coef dépendant du nombre d'inversion de sens
 d'enroulement du câble.

Groupe III
 Câble antigratoire } F.E.M page 55 $\Rightarrow H_1 = 22,4$ (Tambour)



poulie 0	$W_0 = 0$ (poulie d'équilibre)
" 1	$W_1 = 2$
" 2	$W_2 = 4$
" 3	$W_3 = 4$
" 6	$W_6 = 2$
" 4	$W_4 = 2$
" 5	$W_5 = 2$
Tambour	$W_T = 1$

$$W_{total} = 17 > 10 \Rightarrow H_2 = 1,25$$

F.E.M \Rightarrow	$W_{total} \leq 5$	$6 \div 9 \geq 10$
	$H_2 = 1$	$1,12 \quad 1,25$

$$H_1 = 22,4$$

$$H_2 = 1,25$$

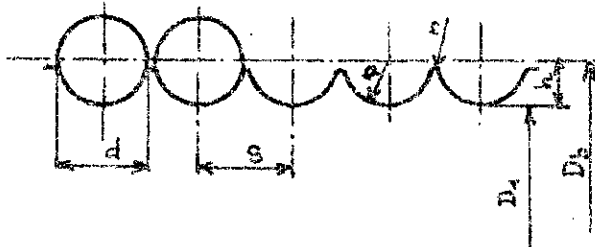
$$d = 28$$

$$D_b' \geq H_1 H_2 d = 1,25 \times 22,4 \times 28 = 784 \text{ mm} \quad D_b' = 784 \text{ mm}$$

le diamètre normalisé immédiatement sup sera $D_b = 800 \text{ mm}$ d'après la norme polonaise Cd NM. 72 / 33302, ce type de tambour est doublement fileté.

$$D_b = 800 \text{ mm}$$

II.2.2. PROFIL DU TAMBOUR



$$s = \text{pas}$$

$$\text{d'après (6.T.4/page 38)} \Rightarrow \begin{cases} R = 15 \text{ mm} \\ r = 1,5 \text{ mm} \\ h = 11 \text{ mm} \end{cases}$$

$$D_b = 800 \text{ mm}$$

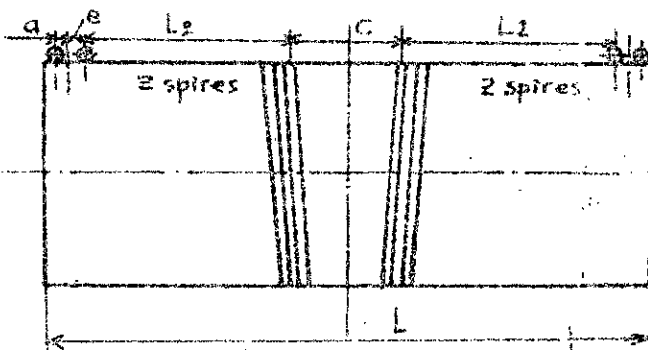
$$d = 28 \text{ mm}$$

$$s = 34 \text{ mm}$$

$$D_1 = D_b - 2h = 800 - 2 \cdot 11 = 778$$

$$D_1 = 778$$

II.2.3. LONGUEUR DU TAMBOUR



L_f : longueur fileté

e : distance de l'axe de la vis de fixation du brin de câble à l'axe de ce brin (e donnée par la Norme)

a : distance entre l'axe de la vis de fixation à l'extrémité du tambour

$$L_2 = Z \cdot s$$

Calcul du nombre de spires Z .

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

H : hauteur de levage (pour 1 brin)

D_b : diamètre d'enroulement.

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

appelons que $H = 46 + 10$ est la hauteur de levage à partir de la cale du bateau.

$$H = 56 \text{ m}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$Z = \frac{56}{\pi \cdot 0,8} + 2 = 22,27 + 2 = 24,27 \approx 25$$

$$Z = 25 \text{ spires}$$

Z étant le nombre de spires sur une seule partie fileté du tambour

$$Z = 25 \text{ spires}$$

$$s = 31 \text{ mm}$$

$$L_f = Z \cdot s = 25 \times 31 = 775$$

la longueur fileté normalisée immédiatement supérieure à 775 sera: $L_2 = 806 \text{ mm}$ d'après la norme polonaise Nr 025 DBS (6. T.4 page 41 case B)

$$L_2 = 806 \text{ mm}$$

Cette longueur normalisée correspond au nombre de spires normalisé $Z = 26$ et aux dimensions $a = 338 \text{ mm}$; $c = 600 \text{ mm}$

$$Z = 26 \text{ spires}$$

$$a = 338 \text{ mm}$$

$$c = 600 \text{ mm}$$

la valeur $Z = 26$ spires nous fixe le nombre de spires supplémentaires à 3 spires.

la longueur normalisée du tambour sera $L = 2960 \text{ mm}$

$$L = 2960 \text{ mm}$$

le tambour sera choisi selon la norme polonaise de (6. T.4 page 40)

Dimension utile normalisée:

$$D_i: \text{diamètre intérieur} = 715 \text{ mm}$$

II.2.4. EPAISSEUR DU TAMBOUR

$$D_b = 800 \text{ mm}$$

$$D_i = 715 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{D_b - D_i}{2} = \frac{800 - 715}{2} = 42,5 \text{ mm}$$

$$\delta = 42,5 \text{ mm}$$

$$\delta > \delta_{\min}$$

$$S_{\min} \text{ Normalisée} = 39 \text{ mm}$$

le tambour est sollicité par les contraintes suivantes:

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

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 A48M)
- Acier soudé (Tambour en Acier soudé. A37.5)

$$L = 2960 \text{ mm}$$

$$D_b = 800 \text{ mm}$$

$$\text{Calcul du rapport } \frac{L}{D_b} = \frac{2960}{800} = 3,7$$

le rapport étant supérieur à 3 on doit donc faire une vérification à la flexion et à la torsion (en plus de la vérification à la compression).

Ayant des chocs modérés et un important effort de traction, on choisit un tambour soudé, de tels tambours sont faciles à exécuter.

la contrainte admissible de compression recommandée pour un tambour soudé A37.5 est $\sigma_{max} = 1100 \text{ daN/cm}^2$

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

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

s : pas du filetage du tambour

F = T = effort de traction agissant sur un brin de câble.

δ : épaisseur de l'enveloppe du tambour.

$$F = 9216,78 \text{ daN}$$

$$D_b = 800 \text{ mm}$$

$$s = 31 \text{ mm}$$

$$\sigma_c = \frac{9216,78 \cdot 800 \cdot 10^{-1}}{42,5 \cdot 31 \cdot 10^{-2} (800 - 42,5) \cdot 10^{-1}} = 738,8 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_c = 738,8 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$$

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

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

$$\sigma_c = 738,8 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$$

le tambour choisit est vérifié à la compression la vérification à la torsion et la flexion sera inutile vu que c'est prévisible que le tambour sera vérifié.

II.25. FIXATION DU CABLE

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

Calcul du nombre de plaques nécessaire à la fixation ce nombre est donné par le rapport $\frac{T}{T_1} \geq 2$

n : nbre de plaques ≥ 2

T : effort maxi sur un brin de câble.

T_1 : force transmise par une plaque qui est fonction du nombre de spires supplémentaires.

d'après (S. T.4 page 27) \Rightarrow pour 3 spires supplémentaires et $d = 28 \text{ mm}$ } $T_1 = 3560 \text{ daN}$

$$T_1 = 3560 \text{ daN}$$

$$T = 9302 \text{ daN}$$

$$n = \frac{9302}{3560} = 2,61 \Rightarrow n = 3$$

$$n = 3$$

la plaque est selon la norme NF PN.53/M. 82101

II.3. CALCUL ET CHOIX DES ELEMENTS

DE LA MOUFLE

On utilise un acier mi-doux pour la construction de la moufle.

La poulie sera montée sur deux roulements à billes à contact radial.

La lubrification sera assurée par une graisse introduite par des orifices exécutés à travers l'axe de la poulie.

II.3.1. CALCUL DE LA POULIE DE LA MOUFLE

Le diamètre de la poulie doit vérifier la relation

$$D_p \geq H_1 H_2 d$$

$$W_T = 17 > 10 \quad (\text{Voir II.2.1})$$

$$W_T > 10 \Rightarrow H_2 = 1,25$$

D'après le tableau 2.5311 FEM page 55 ;

si Groupe III
si Cable antigravitaire } $\Rightarrow H_1 = 18$ (poulie d'équilibrage)

$$H_1 = 18$$

$$H_2 = 1,25$$

$$d = 28 \text{ mm}$$

$$D_p \geq 18 \cdot 1,25 \cdot 28 = 630 \text{ mm}$$

II.3.1.1. CHOIX DE LA POULIE

On choisit un diamètre normalisé de la poulie

$D_p = 710 \text{ mm}$ ($d_{\text{cable}} = 26 \div 36 \text{ mm}$) suivant la norme polonaise KRAJEK LINOWY 710.B-094 CLR

$$D_p = 710 \text{ mm}$$

II.3.1.2 CHOIX DU PROFIL DE LA POULIE

On choisit un profil normalisé suivant la norme polonaise du document 6.T.4 page 35.

KRAJEK LINOWY Nr 710.B.094 CLR

II.3.2. CHOIX DE LA MOUFLE

On choisit la moufle selon la norme polonaise (6.T.4 page 46) \Rightarrow Nr 16.D-031 DEa.

Poids Normalisé
 $G_m = 4400 \text{ N}$

II.3.3. CHOIX DU CROCHET

On choisit un crochet en acier XC 18 avec

$$R_{\text{min}} = 41 \text{ daN/mm}^2 \quad (\text{à extension})$$

$$R_{\text{emin}} = 25,5 \text{ daN/mm}^2 \quad (\text{élasticité})$$

le crochet sera forgé avec un bon pourcentage d'allongement.

Les dimensions seront choisit en fonction de la charge maxi et du groupe de fonctionnement.

le groupe III de FEM correspond à peu près au groupe II de la norme polonaise.

La charge maximale étant 16 T.

D'après ces renseignements on choisit le crochet dans 6.T.4 page 60 suivant la norme:

HAK IEDNOROŻNY 16.100/330-PN.70/M.84510

Remarque: Normalement le crochet correspondant à la charge 16 T et au groupe II porterait le n° 12 mais celui ci serait à filetage triangulaire on a préféré le n° 16 car ce dernier est à filetage Trapezoïdal qui donne plus de résistance donc plus de sécurité.

II.3.4. CHOIX DU PORTE CROCHET

Dans le soucis d'avoir un crochet orientable en rotation, on monte celui ci sur une butée à simple effet.

Cet ensemble sera suivant la norme polonaise du 6.T.4 page 66

NARETRADO HAKA 16.67/M.84555

II.3.4.1. CHOIX DE LA TRAVERSE DU PORTE CROCHET

Cette traverse sera normalisée comme suit (dans 6.T.4) PN.16.64/M.84553

II.3.4.2. CHOIX DE LA BUTEE A BILLE A SIMPLE EFFET

D'après la norme polonaise du 6.T.3 page 75 on choisit la butée:

KOZYSKO KULKOWE WĘDLWÉNE 51220 PN.73/M.86260

II.4. CALCUL ET CHOIX DES POULIES DE RENVOIS

$D_p \geq H_1 H_2 d$
d'après FEM G-III } $\Rightarrow H_1 = 25$ (poulie de renv)
Cable autig }
 $H_2 = 1,25$ (voir II.2.1)

$$H_1 = 25$$

$$H_2 = 1,25$$

$$d = 28 \text{ mm}$$

$$D_p \geq 1,25 \times 25 \times 28 = 875 \text{ mm}$$

Le diamètre normalisé immédiatement supérieur sera $D_p = 800 \text{ mm}$ donné dans 6.T.4 sous la norme KRAZEK LINOWY 800-A-095 CLR

$$D_p = 800 \text{ mm}$$

II.4.1. CHOIX DU PROFIL

Le profil sera normalisé dans 6.T.4 sous la norme PN.73/M-45370

III. CALCUL ET CHOIX DES MOTEURS

III.1. CALCUL

III.1.1. CALCUL DU RENDEMENT TOTAL η_t

$$\eta_t = \eta_r \times \eta_{gm} \times \eta_T$$

η_r : rendement supposé du réducteur

η_T : rendement global du mouflage

η_{gm} : rendement du Tambour

$$\eta_r = 0,95$$

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

$$\eta_T = 0,85$$

$$\eta_t = 0,95 \times 0,91 \times 0,85 = 0,84$$

$$\eta_t = 0,84$$

III.1.2. CALCUL DE LA PUISSANCE DU REGIME

$$P = \frac{(Q + G_m + G_c) V}{\eta_t}$$

Q : charge maxi

G_m : poids de la moufle

G_c : poids du cable suspendu

V : vitesse relative à Q_{max}

η_t : rendement total

$$Q = 160\,000 \text{ N}$$

$$G_m = 4100 \text{ N}$$

$$G_c = 3439 \text{ N}$$

$$V = 22 \text{ m/min}$$

$$\eta_t = 0,84$$

$$P = \frac{(160\,000 + 4100 + 3439) \cdot 22}{60 \cdot 0,84} \approx 73 \text{ KW}$$

$$P \approx 73 \text{ KW}$$

III.2. CHOIX DES MOTEURS

Après analyse et comparaison de différents moteurs présentant différentes caractéristiques, on a jugé utile d'adopter les moteurs suivants qui sont disponibles chez SIEMENS (firme allemande) et ayant les caractéristiques souhaitées suivantes (rappelons que les deux moteurs M_1 et M_2 seront identiques), d'après la norme "92 315M 10 1MA4 313 8TC"

puissance nominale $P_n = 68 \text{ KW}$

Vitesse asynchrone $N_a = 750 \text{ tr/min}$

Poids $M = 980 \text{ Kg}$

Moment d'inertie $J_{RM} = 4,0 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

vitesse nominale $N_n = 742 \text{ tr/min}$

rendement $\eta_M = 94 \%$

$\cos \varphi = 0,8$

Amperage $I = 130 \text{ A}$

Couple $M_n = 883 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$P_n = 68 \text{ KW}$$

$$N_a = 750 \text{ tr/min}$$

$$J_{RM} = 4,0 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$N_n = 742 \text{ tr/min}$$

$$M_n = 883 \text{ m} \cdot \text{N}$$

III. 3. VERIFICATION DES MOTEURS AU CHAUFFAGE

* Calculons les vitesses de sortie et par suite les rapports de réduction relatifs à l'utilisation des moteurs choisis

$$N_{1t} = \frac{V_{1t}}{\pi D_b}$$

N_{1t} : vitesse de sortie (du tambour) avec le moteur M_1

V_{1t} : vitesse de levage avec M_1
 D_b : diamètre d'enroulement du câble sur le tambour

$$V_{1t} = 22 \text{ m/min}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$N_{1t} = \frac{22}{\pi \cdot 0,8} = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$N_{1t} = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$i_{1m} = \frac{N_m}{N_{1t}}$$

i_{1m} : rapport de réduction avec le moteur M_1

N_m : vitesse Nominale du moteur

N_{1t} : vitesse de rotation du Tambour avec M_1

$$N_m = 742 \text{ tr/min}$$

$$N_{1t} = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$i_{1m} = \frac{742}{8,75} = 84,8$$

$$i_{1m} = 84,8$$

$$N_{2t} = \frac{V_{2t}}{\pi D_b}$$

N_{2t} : vitesse de sortie (du tambour) avec le moteur M_2

V_{2t} : vitesse de levage avec M_2

$$V_{2t} = 44 \text{ m/min}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$N_{2t} = \frac{44}{\pi \cdot 0,8} = 17,51 \text{ tr/min}$$

$$N_{2t} = 17,51 \text{ tr/min}$$

$$i_{2m} = \frac{N_m}{N_{2t}} = \frac{742}{17,51} = 42,37$$

$$i_{2m} = 42,37$$

$$N_m = 742 \text{ tr/min}$$

$$N_{2t} = 17,51 \text{ tr/min}$$

Remarque: par la suite on notera toutes les grandeurs se rapportant à M_1 par des lettres sans indice et celles se rapportant à M_2 par "l'indice" '1'

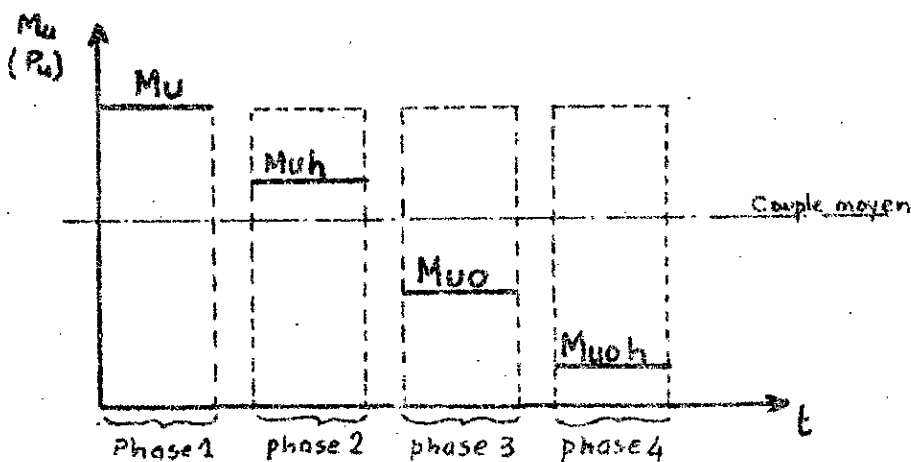
donc $i_{1m} = i$

$$i = 84,8$$

$$i_{2m} = i'$$

$$i' = 42,37$$

III.3.1. CALCUL DES MOMENTS MIS EN JEU DANS CHAQUE PHASE D'UN CYCLE

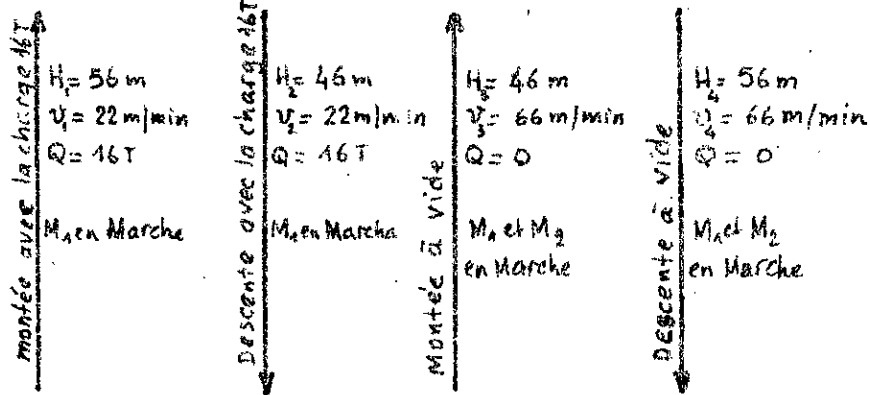


Phase 1

Phase 2

Phase 3

Phase 4



* Remarque: le cycle supposé pour ce calcul est le suivant:

Phase 1: sortie de la marchandise de la cale du bateau

Phase 2: dépose de la marchandise sur le quai

Phase 3: montée du Crochet à vide

Phase 4: redescente du Crochet dans la cale

III.3.1.1. MOMENT $\begin{cases} M_u \\ M_{uh} \end{cases}$ POUR LA PHASE 1 et 2

$$M_u = \frac{(Q + G_m + G_c) D_b}{2 i \eta_t}$$

$$Q = 160000 \text{ N}$$

$$G_m = 4100 \text{ N}$$

$$G_c = 3439 \text{ N}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$i = 84,8$$

$$\eta_t = 0,84$$

$$M_u = \frac{(160000 + 4100 + 3439) \cdot 0,8}{0,84 \times 84,8}$$

$$M_u = 940,8 \text{ m.N}$$

Q: charge maxi

G_m: poids de la moufle

G_c: poids du câble

D_b: diamètre d'enroulement du câble sur le Tambour

i: rapport de red. avec M₁

η_t: rendement total

$$M_u = 940,8 \text{ m.N}$$

$$M_{uh} = \frac{(Q + G_m + G_c) \times D_b \times \eta_t}{2 i}$$

$$M_{uh} = \frac{(160000 + 4100 + 3439) \cdot 0,8 \cdot 0,84}{2 \cdot 84,8} = 663,83 \text{ m.N}$$

$$M_{uh} = 663,83 \text{ m.N}$$

III.3.1.2. MOMENT $\begin{cases} M_{ou} \\ M_{ouh} \end{cases}$ POUR LA PHASE 3 et 4

$$\text{soit } \Delta M = M_u - \eta_t M_u = M_u (1 - \eta_t)$$

$$M_i = \frac{(G_m + G_c) D_b}{2 i}$$

$$\text{alors } M_{ou} = M_i + \Delta M$$

$$M_{ouh} = \Delta M - M_i$$

$$M_u = 940,8 \text{ m.N}$$

$$\eta_t = 0,84$$

$$G_m = 4100 \text{ N}$$

$$G_c = 3439 \text{ N}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$i = 84,8$$

$$M_{ou} = 940,8 (1 - 0,84) + \frac{(4100 + 3439) \cdot 0,8}{2 \cdot 84,8} = 186 \text{ m.N}$$

$$M_{ou} = 186 \text{ m.N}$$

$$M_{ouh} = 940,8 (1 - 0,84) - \frac{(4100 + 3439) \cdot 0,8}{2 \cdot 84,8} = 115 \text{ m.N}$$

$$M_{ouh} = 115 \text{ m.N}$$

III.3.2. TEMPS CORRESPONDANT A CHAQUE PHASE

$$\begin{aligned}
 H_1 &= 56 \text{ m} \\
 V_1 &= 22 \text{ m/min} \\
 H_2 &= 46 \text{ m} \\
 V_2 &= 22 \text{ m/min} \\
 H_3 &= 46 \text{ m} \\
 V_3 &= 66 \text{ m/min} \\
 H_4 &= 56 \text{ m} \\
 V_4 &= 66 \text{ m/min}
 \end{aligned}$$

$$\text{Phase 1 : } t_1 = \frac{H_1}{V_1} = \frac{56 \times 60}{22} \approx 153 \text{ s}$$

$$t_1 = 153 \text{ s}$$

$$\text{Phase 2 : } t_2 = \frac{H_2}{V_2} = \frac{46 \times 60}{22} \approx 126 \text{ s}$$

$$t_2 = 126 \text{ s}$$

$$\text{Phase 3 : } t_3 = \frac{H_3}{V_3} = \frac{46 \times 60}{66} \approx 42 \text{ s}$$

$$t_3 = 42 \text{ s}$$

$$\text{Phase 4 : } t_4 = \frac{H_4}{V_4} = \frac{56 \times 60}{66} \approx 60 \text{ s}$$

$$t_4 = 60 \text{ s}$$

III.3.3. PUISSANCE MISE EN JEU EN CHAQUE CYCLE

la vitesse angulaire nominale des moteurs

$$\omega_m = \frac{\pi N_m}{30} \quad N_m: \text{vitesse de rotation nomi. des moteurs.}$$

$$N_m = 742 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot 742}{30} = 77,7 \text{ rad/s}$$

$$\omega_m = 77,7 \text{ rad/s}$$

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

$$\text{Phase 1 : } P_1 = M_u \times \omega_m = 940,8 \times 77,7 = 73,1 \text{ kW}$$

$$P_1 \approx 73 \text{ kW}$$

$$M_{uh} = 663,83 \text{ mN}$$

$$\text{Phase 2 : } P_2 = M_{uh} \times \omega_m = 663,83 \times 77,7 = 51,579 \text{ kW}$$

$$P_2 \approx 52 \text{ kW}$$

$$M_{ou} = 186,1 \text{ mN}$$

$$\text{Phase 3 : } P_3 = M_{ou} \times \omega_m = 186,1 \times 77,7 = 14,459 \text{ kW}$$

$$P_3 \approx 15 \text{ kW}$$

$$M_{ouh} = 115 \text{ mN}$$

$$\text{Phase 4 : } P_4 = M_{ouh} \times \omega_m = 115 \times 77,7 = 8,9 \text{ kW}$$

$$P_4 \approx 9 \text{ kW}$$

III.3.4. PUISSANCE EQUIVALENTE P_{eq}

$$P_1 = 73 \text{ kW}$$

$$P_2 = 52 \text{ kW}$$

$$P_3 = 15 \text{ kW}$$

$$P_4 = 9 \text{ kW}$$

$$t_1 = 153 \text{ s}$$

$$t_2 = 126 \text{ s}$$

$$t_3 = 42 \text{ s}$$

$$t_4 = 60 \text{ s}$$

$$P_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{P_1^2 \times t_1 + P_2^2 \times t_2 + P_3^2 \times t_3 + P_4^2 \times t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}}$$

$$P_{\text{eq}} = \sqrt{\frac{73^2 \times 153 + 52^2 \times 126 + 15^2 \times 42 + 9^2 \times 60}{153 + 126 + 42 + 60}} \approx 56 \text{ kW}$$

$$P_{\text{eq}} = 56 \text{ kW}$$

Les moteurs ne seront pas chauffés vu que la puissance équivalente est inférieure à la puissance nominale

$$\begin{aligned}
 P_n &= 68 \text{ kW} \\
 P_{\text{eq}} &= 56 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$P_{\text{eq}} < P_n$$

$$P_{\text{eq}} < P_n$$

III.4 CALCUL DES TEMPS DE DEMARRAGE ET DE FREINAGE (t_d et t_f).

III.4.1. TEMPS DE DEMARRAGE t_d

a) moment d'inertie global J_{ge}

$$J_{gi} = \delta (J_{A1} + J_{TF} + J_{RM}) + \frac{(Q + G_m + G_c) D_b^2}{4 i^2 \eta}$$

δ : coef qui tient compte de la valeur négligée des moments d'inertie sur les arbres réduits sur l'arbre moteur

$$\delta = 1,05 \div 1,15$$

J_{A_1} : moment d'inertie de l'accouplement A_1 (voir IV.1)

J_{TF} : moment d'inertie du Tambour de frein TF (voir IV.5)

J_{RM} : moment d'inertie du rotor du moteur

$$\delta = 1,10$$

$$J_{A_1} = 0,42 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{TF} = 2,52 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{RM} = 4,0 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$Q = 16000 \text{ kg}$$

$$G_m = 410 \text{ kg}$$

$$G_c = 3439 \text{ kg}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$i = 84,8$$

$$\eta_f = 0,84$$

$$J_{ge} = 1,10 (0,42 + 2,52 + 4,0) + \frac{(16000 + 410 + 3439)(0,8)^2}{4(84,8)^2 \cdot 0,84}$$

$$J_{ge} = 8,077 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$J_{ge} = 8,077 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

b) Moment dynamique moyen M_{dm}

$$M_{dm} = M_m - M_u$$

avec $M_m = (0,7 \div 0,8) M_{max}$

et $M_{max} = \frac{1}{k} M_n$ avec $k = 2 \div 3,6$

$$M_{dm} = (0,7 \div 0,8) \frac{1}{k} M_n - M_u$$

$$M_{dm} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 883 - 940,8 = 825,2 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

$$M_{dm} = 825,2 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

$$k = 2,5$$

$$M_n = 883 \text{ mN}$$

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

c) temps de démarrage t_d

$$t_d = \frac{J_{ge} \omega_m}{M_{dm}} = \frac{8,077 \times 77,7}{825,2} = 0,760 \text{ s}$$

$$t_d = 0,76 \text{ s}$$

$$J_{ge} = 8,077 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$\omega_m = 77,7 \text{ rad/s}$$

$$M_{dm} = 825,2 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

d) Accélération de démarrage γ_d

$$\gamma_d = \frac{v}{t_d} = \frac{22}{0,7660} = 0,482 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma_d = 0,482 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$v = 22 \text{ m/m}$$

$$t_d = 0,76 \text{ s}$$

III.4.2. TEMPS DE FREINAGE t_f

Le moment de freinage exigé sera noté par M_f

$$M_f = K \cdot M_{sd} \quad K: \text{coef dépendant du groupe de mécanisme}$$

d'après la norme polonaise (6.T.4) sachant qu'on a un groupe de mécanisme II, on conseille $K=2$

$$K=2$$

$M_{sd} = M_{uh}$: Moment lors de la descente avec la charge (cas défavorable)

$$M_{sd} = 663,83 \text{ mN}$$

$$K=2$$

$$M_{sd} = 663,83 \text{ mN}$$

$$M_f = 2 \times 663,83 = 1327,66 \text{ mN}$$

$$M_f = 1327,66 \text{ mN}$$

le moment nominal de freinage assuré par le frein choisi est $M_{f_{nom}} = 1600 \text{ mN}$ (voir III.4)

$$M_{f_{nom}} > M_f$$

a) moment d'inertie global J_{ge}

$$J_{ge} = \delta (J_{A_1} + J_{TF} + J_{em}) + \frac{(G + G_m + G_c) D_b^2 \cdot Z_t}{4 l^2}$$

$$J_{ge} = 1,10 (0,42 + 2,52 + 4,0) + \frac{(16000 + 410 + 343,9) 0,8^2 \cdot 0,84}{4 (84,8)^2}$$

$$J_{ge} = 7,947 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{ge} = 7,947 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

b) temps du freinage t_f

$$t_f = \frac{J_{ge} \omega_m}{M_f - M_{uk}}$$

$$t_f = \frac{7,947 \cdot 77,7}{1327,66 - 663,83} = 0,93 \text{ s}$$

$$t_f = 0,93 \text{ s}$$

c) accélération au freinage γ_f

$$\gamma_f = \frac{v}{t_f} = \frac{22}{60 \times 0,93} = 0,394 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma_f = 0,394 \text{ m/s}^2$$

d) distance que parcourt la charge du début à la fin de freinage (soit s cette distance)

$$s = \frac{v t_f}{2}$$

$$s = \frac{22 \cdot 0,93}{60 \times 2} = 0,17 \text{ m}$$

$$s = 0,17 \text{ m}$$

$$\delta = 1,10$$

$$J_{A_1} = 0,42 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{TF} = 2,52 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{em} = 4,0 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$Q = 16000 \text{ Kg}$$

$$G_m = 410 \text{ Kg}$$

$$G_c = 343,9 \text{ Kg}$$

$$D_b = 0,8 \text{ m}$$

$$Z_t = 0,84$$

$$l = 84,8$$

$$J_{ge} = 7,947 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\omega_m = 77,73 \text{ }^\circ/\text{s}$$

$$M_f = 1327,66 \text{ mN}$$

$$M_{uk} = 663,83 \text{ mN}$$

$$v = 22 \text{ m/min}$$

$$t_f = 0,93 \text{ s}$$

$$v = 22 \text{ m/min}$$

$$t_f = 0,93 \text{ s}$$

IV. CALCUL ET CHOIX DES TROIS ACCOUPLEMENTS ET FREINS

Le calcul des accouplements A_1 et A_2TF revient à la vérification de la relation donnée dans le 6.T.3 page 150 de la normalisation polonaise

$$M_u \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \leq M_{nominal}$$

M_u : moment lors de la montée de la charge

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

k_1 : coef dépendant du moteur utilisé et du type de machine entraînée.

k_2 : dépendant du nbre d'heures de travail / 24h.

k_3 : coef dépendant du nombre de démarrage / h.

- On a un moteur électrique entraînant un mécanisme de levage à crochet $\Rightarrow k_1 = 1,4$ (6T3 page 152 Tb.2)

- Le mécanisme travail $(8 \div 16)h / 24h \Rightarrow k_2 = 1,12$ (6T3 page 152 Tableau 3)

- Le mécanisme démarre $(1 \div 20)$ fois / h $\Rightarrow k_3 = 1,08$ (6T3 page 152 Tb.4)

$$k_1 = 1,4$$

$$k_2 = 1,12$$

$$k_3 = 1,08$$

$$M_u = 940,8 \text{ N.m}$$

$$k_1 = 1,4$$

$$k_2 = 1,12$$

$$k_3 = 1,08$$

$$M_u \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 940,8 \times 1,4 \times 1,12 \times 1,08$$

$$= 1251,79 \text{ N.m}$$

IV.1. CHOIX DE L'ACCOUPLEMENT A_1

Nous choisissons un accouplement élastique A_1 tel que $M_u \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \leq M_{nom}$

$$\text{c.a.d } M_{nom} \geq 125,179 \text{ kg.m}$$

Soit un accouplement ayant un moment nominal

$$M_{nom} = 225 \text{ kg.m} > 125 \text{ kg.m}$$

$$\text{diamètre ext } DH = 280$$

$$\text{Moment d'Inertie } J_A = 0,42 \text{ kg.m}^2$$

Cet accouplement sera conforme avec la norme polonaise Nr 038 ASp de 6.T.3 page 162.

$$M_{nom} = 225 \text{ kg.m}$$

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

$$J_A = 0,42 \text{ kg.m}^2$$

IV.2. CHOIX DE L'ACCOUPLEMENT A_2TF

On choisit un accouplement avec tambour pour frein.

Soit l'accouplement qui est sous la norme polonaise de 6T3 p.157 ; Nr 024 ATp, dont les caractéristiques

$$\text{sont } M_{nom} = 355 \text{ kg.m} > 125 \text{ kg.m}$$

$$\text{Diamètre de tambour de frein } DH = 500 \text{ mm}$$

$$\text{Moment d'Inertie } J_{A_2TF} = 2,95 \text{ kg.m}^2$$

$$M_{nom} = 355 \text{ kg.m}$$

$$DH = 500 \text{ mm}$$

$$J_{A_2TF} = 2,95 \text{ kg.m}^2$$

IV. 3. CALCUL ET CHOIX DE L'ACCOUPLLEMENT A₃

L'accouplement A₃ est à engrenage

le rapport de réduction au 3^e étage étant i₃

$$i_3 = 7,32 \text{ (voir V. 1. 3)}$$

le couple sur l'arbre de sortie (chassis) sera

$$M_{arbIII} = M_u \cdot \frac{i}{i_3} = 940,8 \cdot \frac{84,8}{7,32} = 10898,88 \text{ m.N}$$

$$M_{arbIII} \times k_1 \times k_2 \times k_3 \leq M_{nominal}$$

les valeurs des coef. k₁, k₂ et k₃ sont les mêmes que celles adoptées pour le calcul de A₁ et A₂T.F

$$M_{arbIII} \times k_1 \times k_2 \times k_3 = 10898,88 \times 1,1 \times 1,12 \times 1,08 = 14501,6 \text{ m.N}$$

$$\text{--- " ---} = 1450 \text{ kg.m.}$$

On choisit un accouplement selon la norme polonaise de 6T3 p. 142 Nr 007 ASz.

cet accouplement présente les caractéristiques suivantes

$$M_{nom} = 3000 \text{ kg.m} > 1450 \text{ kg.m.}$$

$$\text{Diamètre} = 430 \text{ mm}$$

$$\text{Moment d'Inertie } J_{A_3} = 3,55 \text{ kg.m}^2$$

$$M_{nom} = 3000 \text{ kg.m}$$

$$D = 430 \text{ mm}$$

$$J_{A_3} = 3,55 \text{ kg.m}^2$$

IV. 4. CALCUL ET CHOIX DES FREINS F

Le choix du frein est basé sur la vérification de l'inégalité $M_H \geq Z M_{uh}$

M_H : moment nominal du frein.

M_{uh} : moment dû à la descente de la charge maximale

Z : coef donné par la norme polonaise en fonction du groupe de mécanisme.

$$\text{Sachant le Groupe II} \Rightarrow Z = 2 \text{ (6T4 p. 84)}$$

$$Z = 2$$

$$M_{uh} = 663,83 \text{ N.m}$$

$$M_H \geq 663,83 \times 2 = 1327,66 \text{ m.N}$$

Soit les frein suivant la norme polonaise (6T4 page 89) A Nr 007 AHm, ayant comme caractéristiques principales

$$M_H = 1600 \text{ m.N} > 1327,66 \text{ m.N}$$

$$\text{diamètre du tambour de frein relatif } D = 500 \text{ mm}$$

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

$$D = 500 \text{ mm}$$

IV. 5. CHOIX DU TAMBOUR DE FREIN TF

Ce tambour sera choisit avec D = 500 mm et ayant un moment d'inertie J_{TF} = 2,52 kg.m², selon la norme polonaise de 6T4 sous la norme Nr 007 AHt.

$$D = 500 \text{ mm}$$

$$J_{TF} = 2,52 \text{ kg.m}^2$$

$$M_u = 940,8 \text{ m.N}$$

$$i = 84,8$$

$$i_3 = 7,32$$

$$k_1 = 1,1$$

$$k_2 = 1,12$$

$$k_3 = 1,08$$

$$M_{uh} = 663,83 \text{ m.N}$$

$$Z = 2$$

3^{eme} étage : denture hélicoïdale $\beta_3 = (23,79)^\circ$
 Nombre de dents du pignon $Z_5 = 22$
 Nombre de dents de la roue $Z_6 = 161$
 Module de l'étage $m_3 = 10 \text{ mm}$
 Entraxe $a_3 = 1000 \text{ mm}$

Étage planétaire : denture droite $\beta_p = 0$
 Nombre de dents du pignon planétaire $A = 25$
 Nombre de dents du satellite $a = 47$
 Nombre de dents de la couronne $B = 119$
 Module de l'étage $m = 5 \text{ mm}$

V.12. VERIFICATION DES CONDITIONS DU BON ASSEMBLAGE DU TRAIN PLANÉTAIRE.

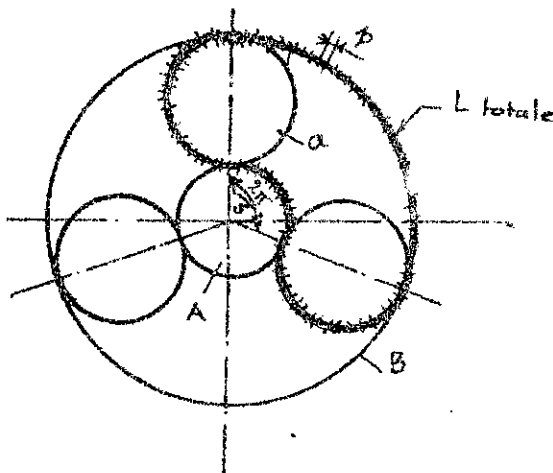
• Condition de coaxialité

$$\begin{aligned} B &= 119 \\ A &= 25 \\ a &= 47 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B &= A + 2a \\ 119 &= 25 + 2 \times 47 \\ 119 &= 25 + 94 \\ 119 &= 119 \end{aligned}$$

la condition de coaxialité est vérifiée.

• Condition de montage



p : pas.

$$L_{\text{totale}} = \pi d a + \frac{\pi}{s} (d_A + d_B)$$

$$\frac{L}{p} = a + \frac{1}{s} (A + B) = \text{Entier}$$

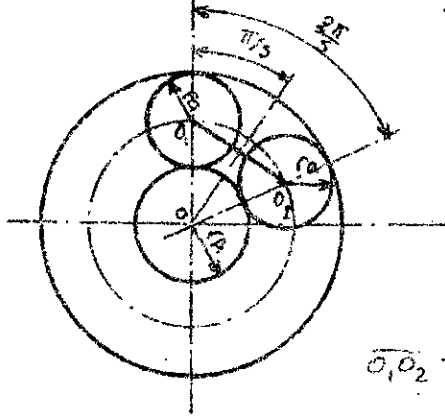
Comme a est un entier ($a = 47$), la condition se réduit donc à

$$\frac{1}{s} (A + B) = \text{Entier}$$

$$\begin{aligned} A &= 25 \\ B &= 119 \\ S &= 3 \text{ à vérifier} \end{aligned}$$

$$\frac{1}{3} (25 + 119) = 48 = \text{Entier (vérifiée)}$$

la condition de voisinage (pour détermination de S)



la condition est que

$$\overline{\sigma_1, \sigma_2} > 2r_a$$

$$\overline{\sigma_1, \sigma_2} = 2(r_A + r_a) \sin \frac{\pi}{S}$$

$$= m(A+a) \sin \frac{\pi}{S}$$

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

$$\overline{\sigma_1, \sigma_2} > 2r_a \Rightarrow m(A+a) \sin \frac{\pi}{S} > \frac{2m}{2}(A+2)$$

$$m(A+a) \sin \frac{\pi}{S} > \frac{2m}{m}(A+2)$$

$$S < \frac{\pi}{\text{Arcsin} \frac{A+2}{A+a}}$$

S: nbre de satellite

$$S < \frac{\pi}{\text{Arcsin} \frac{47+2}{25+47}} = 4,19 \quad (S < 4,19)$$

$$S = 3$$

$$a = 47$$

$$A = 25$$

V.13. REPARTITION DES RAPPORTS DE REDUCTION SUR LES ETAGES

1^{er} étage :

$$z_1 = 26$$

$$z_2 = 83$$

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{83}{26} = 3,19$$

$$i_1 = 3,19$$

2^e étage :

$$z_3 = 23$$

$$z_4 = 69$$

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{69}{23} = 3$$

$$i_2 = 3$$

3^e étage :

$$z_5 = 22$$

$$z_6 = 161$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{161}{22} = 7,32$$

$$i_3 = 7,32$$

Etage planétaire :

la considération de la formule de Willis nous permet de poser

$$\frac{B}{A} = \frac{i_1 i_2}{i_3}$$

$$i_p = 1 + \frac{A}{B}$$

$$i_p = 1 + \frac{B}{A}$$

i_p : rapport de réduction du planétaire avec le moteur M_1

i_p : rapport de réduction du planétaire avec le moteur M_2

$$A = 25$$

$$B = 119$$

$$a = 47$$

$$B = 119$$

$$A = 25$$

$$C_1 = 3,19$$

$$C_2 = 3$$

$$\frac{B}{A} = \frac{i_1 i_2}{2} \Rightarrow i_1 i_2 = 2 \frac{B}{A} = 2 \cdot \frac{119}{25} = 9,52$$

Si nous calculons $i \times i_2 = 3,19 \times 3 = 9,57$

Les valeurs du produit $i_1 \times i_2$, obtenues par deux sources de calcul, tout à fait différentes, sont très voisines.

Ce calcul peut être considéré comme une vérification

$$A = 25$$

$$B = 119$$

$$i_p = 1 + \frac{A}{B} = 1 + \frac{25}{119} = 1,21$$

$$i_p = 1,21$$

$$i_p' = 1 + \frac{B}{A} = 1 + \frac{119}{25} = 5,76$$

$$i_p' = 5,76$$

Calculs de vérification : (i' réel, i réel)

$$i_p' = 5,76$$

$$i_3 = 7,32$$

$$i_1 = 3,19$$

$$i_2 = 3$$

$$i_p = 1,21$$

$$i_{\text{réel}}' = i_p' \times i_3 = 5,76 \times 7,32 = 42,16$$

$$i_r' = 42,16$$

$$i_{\text{réel}} = i_1 \times i_2 \times i_p \times i_3 = 3,19 \times 3 \times 1,21 \times 7,32 = 84,76$$

$$i_r = 84,76$$

Erreur commise :

$$i' = 42,37$$

$$i_2' = 42,16$$

$$\Delta i' = \frac{i' - i_r'}{i'} = \frac{42,37 - 42,16}{42,37} = 0,49\%$$

$$\Delta i' = 0,49\%$$

$$i = 84,8$$

$$i_p = 84,76$$

$$\Delta i = \frac{i - i_r}{i} = \frac{84,8 - 84,76}{84,8} = 4,7 \cdot 10^{-2}\%$$

$$\Delta i = 4,7 \cdot 10^{-2}\%$$

tableau récapitulatif.

	1 ^{er} étage		2 ^e étage		Etage Planet			3 ^e étage	
	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	A	B	a	Z ₅	Z ₆
Nbre de dents	26	83	23	69	25	119	47	22	161
Module	6		10		5			10	
Entraxe	350		500					1000	
Angle d'hélice	(20,88) [°]		(23,07) [°]		0			(23,79) [°]	
Rapp. de Réduction	3,19		3		$\begin{cases} i_p = 1,21 \\ i_p' = 5,76 \end{cases}$			7,32	

$$\text{Rapport Global} \begin{cases} i_{\text{réel}} = 84,76 \\ i_{\text{réel}}' = 42,16 \end{cases}$$

V.1.4. DIMENSIONS PRINCIPALES DES ETAGES

1^{er} étage :

$$\begin{aligned} m &= 6 \\ z_1 &= 26 \\ z_2 &= 83 \\ \beta_1 &= 20,88^\circ \\ d_1 &= 116,96 \text{ mm} \\ d_2 &= 533 \text{ mm} \\ ha &= m = 6 \text{ mm} \\ hf &= 1,25 \text{ m} \end{aligned}$$

diamètres primitifs : $d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta_1} = 116,96 \text{ mm}$

$$d_1 = 116,96 \text{ mm}$$

$d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta_1} = 533,00 \text{ mm}$

$$d_2 = 533 \text{ mm}$$

diamètres de tête : $da_1 = d_1 + 2ha = 116,96 + 12 = 178,96$

$$da_1 = 178,96 \text{ mm}$$

$da_2 = d_2 + 2ha = 533 + 12 = 545 \text{ mm}$

$$da_2 = 545 \text{ mm}$$

diamètres de pied : $df_1 = d_1 - 2hf = 116,96 - 1,25 \times 2 \times 6$

$$df_1 = 151,96 \text{ mm}$$

$df_2 = d_2 - 2hf = 533 - 15$

$$df_2 = 518 \text{ mm}$$

2^o étage :

$$\begin{aligned} m_2 &= 10 \text{ mm} \\ z_3 &= 23 \\ z_4 &= 69 \\ \beta_2 &= 23,07^\circ \\ d_3 &= 249,99 \text{ mm} \\ d_4 &= 749,97 \text{ mm} \\ ha &= m \\ hf &= 1,25 \text{ m} \end{aligned}$$

diamètres primitifs : $d_3 = \frac{m_2 z_3}{\cos \beta_2} = 249,99 \text{ mm}$

$$d_3 = 249,99 \text{ mm}$$

$d_4 = \frac{m_2 z_4}{\cos \beta_2} = 749,97 \text{ mm}$

$$d_4 = 749,97 \text{ mm}$$

diamètre de tête : $da_3 = d_3 + 2ha = 269,99 \text{ mm}$

$$da_3 = 269,99 \text{ mm}$$

$da_4 = d_4 + 2ha = 769,97 \text{ mm}$

$$da_4 = 769,97 \text{ mm}$$

diamètre de pied : $df_3 = d_3 - 2hf = 224,99 \text{ mm}$

$$df_3 = 224,99 \text{ mm}$$

$df_4 = d_4 - 2hf = 724,97 \text{ mm}$

$$df_4 = 724,97 \text{ mm}$$

3^o étage :

$$\begin{aligned} m_3 &= 10 \text{ mm} \\ z_5 &= 22 \\ z_6 &= 161 \\ ha &= m \\ d_5 &= 240,43 \text{ mm} \\ d_6 &= 1761,95 \text{ mm} \\ hf &= 1,25 \text{ m} \\ \beta_3 &= 23,79^\circ \end{aligned}$$

diamètres primitifs : $d_5 = \frac{m_3 z_5}{\cos \beta_3} = 240,43 \text{ mm}$

$$d_5 = 240,43 \text{ mm}$$

$d_6 = \frac{m_3 z_6}{\cos \beta_3} = 1761,95 \text{ mm}$

$$d_6 = 1761,95 \text{ mm}$$

diamètres de tête : $da_5 = d_5 + 2ha = 260,43 \text{ mm}$

$$da_5 = 260,43 \text{ mm}$$

$da_6 = d_6 + 2ha = 1781,95 \text{ mm}$

$$da_6 = 1781,95 \text{ mm}$$

diamètres de pied : $df_5 = d_5 - 2hf = 215,43 \text{ mm}$

$$df_5 = 215,43 \text{ mm}$$

$df_6 = d_6 - 2hf = 1736,95 \text{ mm}$

$$df_6 = 1736,95 \text{ mm}$$

Etage planétaire

$$\begin{aligned} m &= 5 \text{ mm} \\ A &= 25 \\ B &= 119 \\ a &= 47 \\ r &= m \\ d_A &= 125 \text{ mm} \\ d_B &= 595 \text{ mm} \\ hf &= 1,25 \text{ m} \end{aligned}$$

diamètres primitifs : $d_A = m A = 125 \text{ mm}$

$$d_A = 125 \text{ mm}$$

$d_B = m B = 595 \text{ mm}$

$$d_B = 595 \text{ mm}$$

$da = ma = 235 \text{ mm}$

$$da = 235 \text{ mm}$$

diamètres de tête : $da_A = da + 2ha = 135 \text{ mm}$

$$da_A = 135 \text{ mm}$$

$da_B = db + 2ha = 585 \text{ mm}$

$$da_B = 585 \text{ mm}$$

$d_{aA} = da + 2ha = 245 \text{ mm}$

$$d_{aA} = 245 \text{ mm}$$

diamètres de pied : $df_A = d_A - 2hf = 118,5 \text{ mm}$

$$df_A = 118,5 \text{ mm}$$

$df_B = d_B + 2hf = 607,5 \text{ mm}$

$$df_B = 607,5 \text{ mm}$$

$d_{fA} = da - 2hf = 222,5 \text{ mm}$

$$d_{fA} = 222,5 \text{ mm}$$

largeur des dentures.

1^{er} étage :

$m_1 = 6 \text{ mm}$

$\frac{b_1}{m_1} = 20 \Rightarrow b_1 = 120 \text{ mm}$

$b_1 = 120 \text{ mm}$

2^{er} étage: $\frac{b_2}{m_2} = 15 \Rightarrow b_2 = 150 \text{ mm}$

$m_2 = 10 \text{ mm}$

$b_2 = 150 \text{ mm}$

3^{er} étage: $\frac{b_3}{m_3} = 15 \Rightarrow b_3 = 150 \text{ mm}$

$m_3 = 10 \text{ mm}$

$b_3 = 150 \text{ mm}$

$m = 5 \text{ mm}$

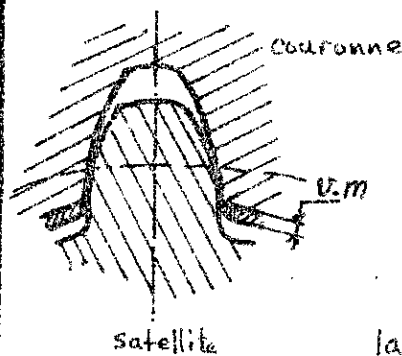
Etage planétaire: $\frac{b_p}{m} = 25 \Rightarrow b_p = 125 \text{ mm}$

$b_p = 125 \text{ mm}$

Tableau récapitulatif.

	1 ^{er} étage		2 ^{er} étage		Etage planétaire			3 ^{er} étage	
	pignon	roue	pignon	roue	planet.-aire	Couron.-ne	satellite	pignon	roue
d mm	116,96	533	248,99	749,97	125	595	235	240,43	776,95
d_a mm	178,96	545	269,99	769,97	135	585	245	260,43	781,95
d_f mm	154,96	518	224,99	724,97	112,5	607,5	222,5	245,43	776,95
b_0	20,88		23,07		0			23,79	
b mm	120		150		150			125	
m mm	6		10		5			10	

V.1.5. TAILLAGE DE LA DENTURE INTERIEURE DE LA COURONNE DU PLANETAIRE



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 $v.m$

la valeur v est donnée par la fig III.33.a du document 1 (Henschel)

$y = 1$
 $\alpha = 20^\circ$
 $B = 119$

$\Rightarrow v = 0,065 \Rightarrow v.m = 0,065 \times 5$

$v.m = 0,325 \text{ mm}$

la quantité à enlever est minime.

V.2. VITESSES ANGULAIRES DES ARBRES

V.2.1. MECANISME ENTRAINÉ PAR M1 ($v = 22 \frac{m}{min}$)

Arbre 1 :

$$n_1 = 742 \frac{tr}{min}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 77,70 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_1 = 77,7 \text{ s}^{-1}$$

Arbre 2 :

$$i_1 = 3,19$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{742}{3,19} = 232,60 \text{ tr/min}$$

$$n_2 = 232,6 \frac{tr}{min}$$

$$n_2 = 232,6 \frac{tr}{min}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = 24,35 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_2 = 24,35 \text{ s}^{-1}$$

Arbre 3 : (chassis)

$$n_1 = 742 \text{ tr/min}$$

$$i_1 = 3,19$$

$$i_2 = 3$$

$$i_p = 1,21$$

$$n_u = 64,07 \frac{tr}{min}$$

$$n_u = \frac{n_1}{i_1 i_2 i_p} = 64,07 \text{ tr/min}$$

$$n_u = 64,07 \text{ tr/min}$$

$$\omega = \frac{n_u \pi}{30} = 6,7 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega = 6,7 \text{ s}^{-1}$$

Arbre 4 : (tambour)

$$n_1 = 742 \text{ tr/min}$$

$$i_1 = 3,19$$

$$i_2 = 3$$

$$i_p = 1,21$$

$$i_3 = 7,32$$

$$n_4 = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$n_4 = n_b = \frac{n_1}{i_1 i_2 i_p i_3} = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$n_4 = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$\omega_4 = \omega_b = \frac{n_4 \pi}{30} = 0,91 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_4 = 0,91 \text{ s}^{-1}$$

Verification de la vitesse de levage :

$$\omega_b = 0,91 \text{ s}^{-1}$$

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

$$v = \omega_b r = 60 \times 0,91 \times 0,4 = 21,89 \text{ m/min}$$

$$v \approx 22 \text{ m/min}$$

la vitesse réelle = 21,89 m/min est très peu différente de la vitesse théorique supposée.

V.2.2. MECANISME ENTRAINÉ PAR M2 ($v = 44 \frac{m}{min}$)

Arbre 3 :

$$n_A = n_1 = 742 \frac{tr}{min}$$

$$i_p = 5,76$$

$$n_u = 128,82 \frac{tr}{min}$$

$$n_u = \frac{n_A}{i_p} = 128,82 \text{ tr/min}$$

$$n_u = 128,82 \text{ tr/min}$$

$$\omega = \frac{\pi n_u}{30} = 13,49 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega = 13,49 \text{ s}^{-1}$$

Arbre 4 :

$$n_A = 742 \text{ tr/min}$$

$$i_p = 5,76$$

$$i_3 = 7,32$$

$$n_4 = 15,59 \frac{tr}{min}$$

$$n_4 = n_b = \frac{n_A}{i_p i_3} = 15,59 \text{ tr/min}$$

$$n_b = 15,59 \text{ tr/min}$$

$$\omega_b = \frac{\pi n_4}{30} = 1,84 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_b = 1,84 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_b = 1,84 \text{ s}^{-1}$$

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

verification de la vitesse de levage :

$$v = \omega_b \cdot r = 1,84 \cdot 60 \cdot 0,4 = 44,16 \text{ m/min} \approx 44 \text{ m/min}$$

la vitesse réelle = 44,16 m/min est très peu différente de la vitesse théorique supposée.

V. 3. VITESSES ANGULAIRES DES SATELLITES.

V.3.1. MECANISME ENTRAINÉ PAR M_1 (22 m/min)

Pour déterminer la formule générale de Willis nous avons supposé que le châssis est immobilisé en communiquant à tout l'ensemble une vitesse angulaire $(-u)$ u étant la vitesse angulaire du châssis.

Solent: ω_a : Vitesse angulaire absolue du satellite a
 ω_A : " " " " " " " du planétaire A
 ω_B : " " " " " " " de la Couronne B

la formule de Willis s'écrit :

$$\frac{\omega_a - u}{\omega_A - u} = -\frac{A}{a} = \frac{1}{k_A}$$

$$\frac{\omega_a - u}{\omega_B - u} = \frac{B}{a} = \frac{1}{k_B}$$

Dans le cas général où les trois organes peuvent être mobile ; la vitesse relative du satellite par rapport au châssis peut s'écrire :

$$\omega_a = \omega_a - u = \frac{1}{k_A} (\omega_A - u)$$

$$= \frac{1}{k_B} (\omega_B - u)$$

la vitesse absolue du satellite sera alors :

$$\omega_a = \frac{1}{k_A} \omega_A + (1 - \frac{1}{k_A}) u$$

$$= \frac{1}{k_B} \omega_B + (1 - \frac{1}{k_B}) u$$

avec $k_A = -\frac{A}{a}$

$$k_B = \frac{B}{a}$$

V.3.1.1. VITESSE RELATIVE DES SATELLITES.

$$\omega'_a = k_B (\omega_B - \mu) = \frac{B}{a} (\omega_B - \mu)$$

Vitesse angulaire abs. de la couronne

$$\omega_B = \frac{N_1}{z_1 z_2} \Rightarrow \omega_B = \frac{n_p \pi}{z_1} = \frac{N_1 \pi}{30 z_1 z_2} = 8,12 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_a = \frac{119}{47} (8,12 - 6,7) = 3,55 \text{ s}^{-1}$$

$$N_B = 77,53 \text{ t/m}$$

$$\omega_B = 8,12 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega'_a = 3,55 \text{ s}^{-1}$$

V.3.1.2. VITESSE ABSOLUE DES SATELLITES.

$$\omega_a = k_B \omega_B + (1 - k_B) \mu$$

$$\omega_a = \frac{B}{a} \omega_B + \left(1 - \frac{B}{a}\right) \mu$$

$$\omega_a = 10,29 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_a = 10,29 \text{ s}^{-1}$$

V.3.2. MECANISME ENTRAINÉ PAR M2 (441 m/min)

V.3.2.1. VITESSE RELATIVE DES SATELLITES.

$$\omega'_a = k_A (\omega_A - \mu) = -\frac{A}{a} (\omega_A - \mu)$$

$$\omega'_a = -\frac{25}{47} (77,7 - 13,49) = -34,15 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega'_a = -34,15 \text{ s}^{-1}$$

le signe "moins" prouve que le satellite tourne en sens inverse du pignon planétaire.

V.3.2.2. VITESSE ABSOLUE DES SATELLITES.

$$\omega_a = k_A \omega_A + (1 - k_A) \mu$$

$$\omega_a = -\frac{A}{a} \omega_A + \left(1 + \frac{A}{a}\right) \mu$$

$$\omega_a = -\frac{25}{47} \times 77,7 + \left(1 + \frac{25}{47}\right) \cdot 13,49$$

$$\omega_a = -20,66 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_a = -20,66 \text{ s}^{-1}$$

même remarque pour le signe "moins" qu'en V.3.2.1.

V.4. PUISSANCE SUR LES ARBRES

Nous admettons qu'on a une même puissance sur tous les arbres et ce par négligence des pertes dans le réducteur.

Cette hypothèse sera adoptée dans le but de rendre les calculs plus clairs et non fastidieux du moment que les puissances seront sensiblement les mêmes.

$$P_1 \cong P_2 \cong P_3 \cong P_4 = P = M_u \times \omega_1$$

On admet pour les calculs la valeur M_u et non celle du couple nominal fourni par le moteur car cela donne une condition plus défavorable.

$$P = M_u \cdot \omega_1 = 940,8 \times 77,7 = 73,100 \text{ kW}$$

$$P = 73,100 \text{ kW}$$

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

$$\omega_1 = 77,75 \text{ s}^{-1}$$

V.5. COUPLES SUR LES ARBRES

V.5.1. MECANISME ENTRAINÉ PAR M_1 (22 m/min)

Arbre 1:

$$M_1 = M_u = 940,80 \text{ mN}$$

$$M_1 = 940,8 \text{ mN}$$

Arbre 2:

$$M_2 = M_u \cdot i_1 = 940,80 \times 3,19 = 3001,15 \text{ mN}$$

$$M_2 = 3001,15 \text{ mN}$$

Arbre 3:

$$M_3 = M_u \cdot i_1 \times i_2 \times i_p = 940,80 \times 3,19 \times 3 \times 1,21$$

$$M_3 = 10894,18 \text{ mN}$$

$$M_3 = 10894,18 \text{ mN}$$

Arbre 4:

$$M_4 = M_u \times i_1 \times i_2 \times i_p \times i_3 = M_u \times i$$

$$M_4 = 940,8 \times 84,76$$

$$M_4 = 79745,41 \text{ mN}$$

$$M_4 = 79745,41 \text{ mN}$$

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

$$i_1 = 3,19$$

$$i_1 = 3,19$$

$$i_2 = 3$$

$$i_p = 1,21$$

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

$$i = 84,76$$

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

V. 5.2. MECANISME ENTRAINÉ PAR M₂ (44 m/min)

Arbre du planetaire

$$M = M_u = 940,8 \text{ mN}$$

$$M = 940,8 \text{ mN}$$

(En réalité le couple qui s'exerce sur l'arbre à la valeur de 983,8 mN, mais pratiquement on devait prendre le couple moteur de 742 mN, donc le fait d'avoir pris $M_u = 940,8 < 983,8$ n'affectera pas les calculs de résistance).

Arbre 3:

$$M_3 = M_u i'_p = 940,8 \times 5,76 = 5419,00 \text{ mN}$$

$$M_3 = 5419 \text{ mN}$$

Arbre 4:

$$M_4 = M_u i'_p \times i_3$$

$$M_4 = 940,8 \times 5,76 \times 7,32$$

$$M_4 = 39667,14 \text{ mN}$$

$$M_4 = 39667,14 \text{ mN}$$

Remarque:

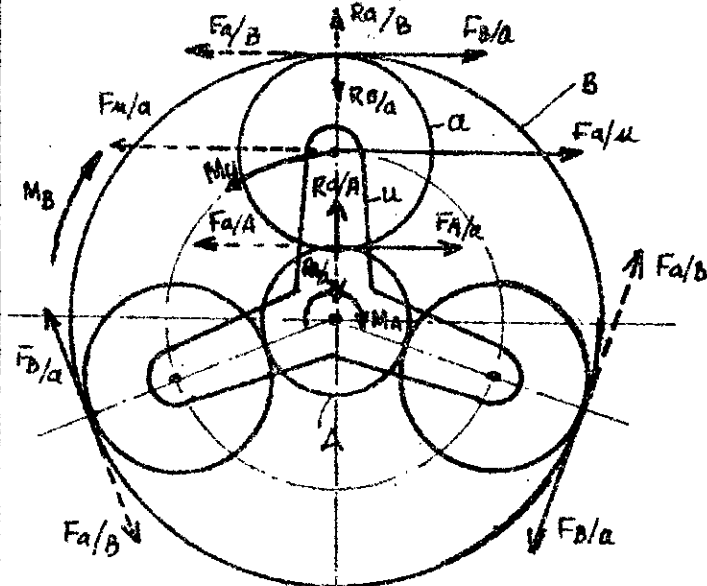
les arbres sont plus sollicités dans le cas de la charge maxi de 16 T à la vitesse de 22 m/min (quand l'entraînement se fait par le moteur M₁)

V.6. ETUDE DES EFFORTS SUR LES ORGANES DE L'ETAGE PLANETAIRE ET DES AUTRES ETAGES PARALLELES.

V.6.1. ETAGE PLANETAIRE. (Engrenages à denture droite)

Dans la pratique, on réalise les trains planétaires avec plusieurs satellites et ce dans le but d'augmenter la possibilité de transmission de couples plus grands sans trop charger les satellites, en même temps on utilisera tout l'espace offert par la couronne. Dans notre cas on utilise trois satellites répartis à 120° .

Etude des réaction si l'entraînant se fait par le moteur M2 (pignon planétaire en organomoteur)



la couronne et le planétaire tournent dans le même sens (on remarque dans le schéma que M_B et M_A même sens) les satellites tournent avec M_U qui est en sens contraire à M_B et M

Remarque : cette constatation est déjà faite lors du calcul de vitesses angulaire de satellites (entraînement par M_2)

le sens des $F_{A/a}$, $F_{B/a}$ et $F_{u/a}$ est déterminé par le sens des moments M_A , M_B et M_U .

la considération de l'équilibre du système nous permet d'écrire

$$F_{B/a} = F_{A/a} = \frac{1}{2} F_{u/a}$$

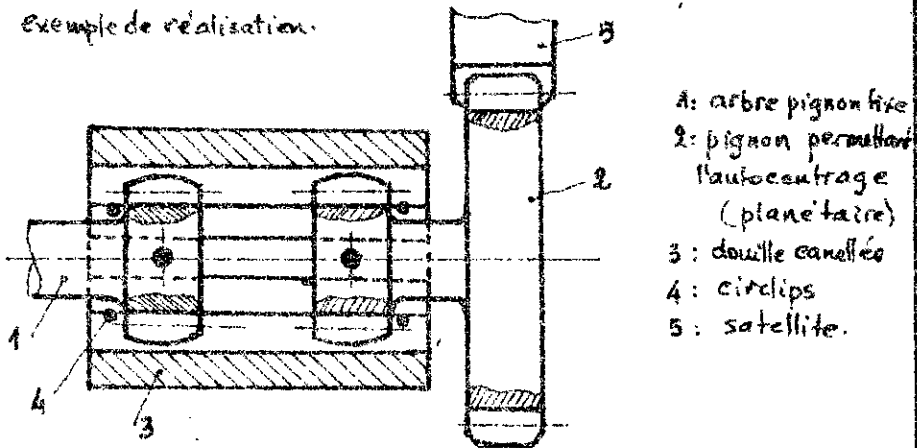
Remarque sur l'utilité de plusieurs satellites.

Le fait d'avoir plusieurs satellites équidistants permet tout d'abord de neutraliser l'effet de la force centrifuge sur l'axe du chassis (qui se manifeste bien sûr sur sur l'axe du satellite). On remarque aussi l'absence totale des forces radiales sur l'axe du planétaire; A condition bien sûr que les dentures soient réalisées avec précision et exemptes d'erreurs d'épaisseur et de division et que les satellites soient parfaitement équidistants.

La charge se trouve divisée aux différents points d'engrènement, ce qui permet une réduction sensible de l'encombrement; il serait parfois optimiste de supposer une répartition équilibrée de la charge aux différents engrènements.

Notons qu'il existe des dispositifs élastiques ou des réalisations avec "organes flottants" permettant une compensation dans une certaine mesure des erreurs inévitables; ces réalisations assurent un auto centrage du pignon planétaire par rapport aux satellites.

Exemple de réalisation.



Un train avec 3 satellites s'avère 3 fois moins chargé qu'un train avec un seul satellite. Le couple de calcul de résistance peut être réduit comme suit

$$M_{\text{cal}} = \frac{M}{s}$$

Modi couple de calcul

M : couple sur l'organe moteur (planétaire)

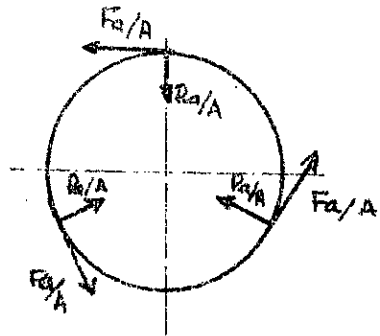
s : nbre de satellites.

On introduit un coef. K dit coef de concentration de la charge

$$M_{\text{cal}} = \frac{K M}{s}$$

si $s=3$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{axe fixe } K=2 \div 2,5 \\ \text{axe auto-centré } K=1,1 \div 1,2 \end{array} \right.$

V.6.11. ETUDE DES REACTIONS SUR LE PLANETAIRE A



$F_{a/A}$: effort tangentiel qu'exerce le satellite a sur le planetaire A

$R_{a/A}$: effort radial qu'exerce a sur A.

$$M_u = 940,8 \text{ mN}$$

$$d_A = 125$$

$$S = 3$$

$$F_{a/A} = 5017,6 \text{ N}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$F_{a/A} = \frac{2}{d_A} \frac{M_u}{S} = \frac{2}{125 \cdot 10^3} \frac{940,8}{3} = 5017,6 \text{ N}$$

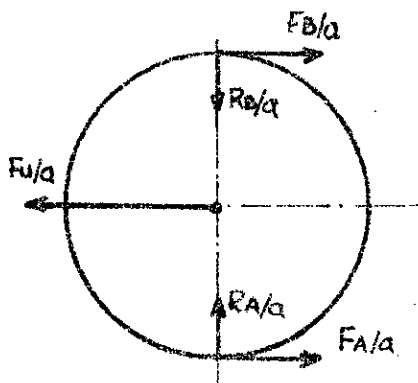
$$F_{a/A} = 5017,6 \text{ N}$$

$$R_{a/A} = F_{a/A} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \alpha : \text{angle de pression}$$

$$R_{a/A} = 5017,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1826,2 \text{ N}$$

$$R_{a/A} = 1826,2 \text{ N}$$

V.6.12. ETUDE DES REACTIONS SUR LES SATELLITES a



$F_{b/a}$: effort tangentiel exerce par la couronne B sur le satellite a.

$R_{b/a}$: effort radial de B/a

$F_{A/a}$: effort tangentiel del planetaire A sur le satellite a

$R_{a/a}$: effort radial de A/a

$F_{u/a}$: reaction du chassis u sur le satellite a

vu la symetrie de la disposition des trois satellites (repartition a 120°) on peut ecrire que

$$F_{b/a} = F_{A/a} = F_{a/A} = 5017,6 \text{ N}$$

$$R_{b/a} = R_{A/a} = 1826,2 \text{ N}$$

$$F_{b/a} = 5017,6 \text{ N}$$

$$R_{b/a} = 1826,2 \text{ N}$$

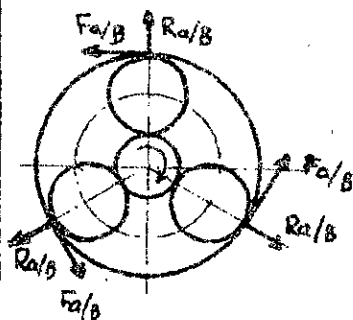
$$\sum F_{u/a} = 0$$

$$F_{b/a} + F_{A/a} = F_{u/a} \Rightarrow F_{u/a} = 2F_{b/a} = 10035,2 \text{ N}$$

$$F_{u/a} = 10035,2 \text{ N}$$

$$F_{b/a} = 5017,6 \text{ N}$$

V.6.13. ETUDE DES REACTIONS SUR LA COURONNE B



$F_{a/B}$: effort Tang^t exerce par le satellite a sur la couronne B

$R_{a/B}$: effort radial de a/B.

$$F_{a/B} = F_{b/a} = F_{a/A} = 5017,6 \text{ N}$$

$$R_{a/B} = R_{b/a} = R_{a/A} = 1826,2 \text{ N}$$

$$F_{a/B} = 5017,6 \text{ N}$$

$$R_{a/B} = 1826,2 \text{ N}$$

V.6.2. REACTIONS SUR LES ORGANES DES ETAGES PARALLELES.

V.6.2.1. REACTIONS SUR LE COUPLE DU 1^{er} ETAGE.

L'arbre lié avec le pignon du 1^{er} étage est sollicité par le couple $M_u = 940,8 \text{ m.N}$
on arrondi $M_u = 941 \text{ m.N}$ pour faire les calculs.
le couple d'engrenage du 1^{er} étage st à denture hélicoïdale.

$$\begin{aligned} M_1 &= M_u \\ M_1 &= 941 \text{ m.N} \\ d_1 &= 166,96 \text{ mm} \\ \alpha &= 20^\circ \\ F_t &= 11272,16 \text{ N} \\ \beta_1 &= 20,88^\circ \end{aligned}$$

$$\text{Effort tangentiel : } F_t = \frac{M_1}{\frac{d_1}{2}} = \frac{941}{\frac{0,16696}{2}} = 11272,16 \text{ N}$$

$$F_t = 11272,16 \text{ N}$$

$$\text{Effort radial : } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_1} = \frac{11272 \operatorname{tg} 20}{\cos 20,88} = 4390 \text{ N}$$

$$F_r = 4390 \text{ N}$$

$$\text{Effort axial : } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_1 = 11272,16 \times \operatorname{tg} 20,88$$

$$F_a = 4299 \text{ N}$$

V.6.2.2. REACTIONS SUR LE COUPLE DU 2^{er} ETAGE

La couronne engrenant extérieurement joue le rôle de la roue, elle est entraînée par le pignon du 2^o arbre qui est chargé par le couple $M_2 = 3002 \text{ m.N}$
l'engrenage du deuxième étage st cylindrique
à denture hélicoïdale.

$$\begin{aligned} M_2 &= 3002 \text{ m.N} \\ d_3 &= 0,24999 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{Effort tangentiel : } F_t = \frac{M_2}{\frac{d_3}{2}} = \frac{3002}{\frac{0,24999}{2}} = 24016,96 \text{ N}$$

$$F_t = 24016,96 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_t &= 24016,96 \text{ N} \\ \alpha &= 20^\circ \\ \beta_2 &= 23,07 \end{aligned}$$

$$\text{Effort radial : } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_2} = \frac{24016,96 \operatorname{tg} 20}{\cos 23,07} = 9501,3 \text{ N}$$

$$F_r = 9501,3 \text{ N}$$

$$\text{Effort axial : } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_2 = 24016,96 \operatorname{tg} 23,07 = 10229,24 \text{ N}$$

$$F_a = 10229,24 \text{ N}$$

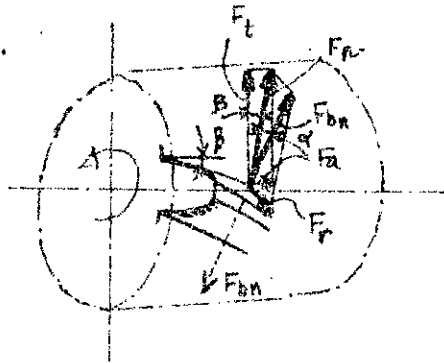
V.6.2.3. REACTIONS SUR LE COUPLE DU 3^{er} ETAGE

L'arbre de sortie travail suivant deux régimes à savoir - quand le mécanisme est entraîné par M_1 (charge 16 T)
- quand le mécanisme est entraîné par M_2 .
lors du calcul des couples sur les arbres (V.5) nous avons fait la remarque sur le fait que l'arbre st soumis à un couple plus grand avec la charge 16 T (moteur M_1)

Pour le calcul des réactions, nous considérons le couple $C_3 = 10894,18 \text{ m.N}$ résultant du fonctionnement avec M_1

l'engrenage du 3^e étage est cylindrique à denture hélicoïdale.

Pour ce cas nous faisons une représentation graphique de toutes les forces appliquées, cette représentation serait valable aussi pour les cas passés



F_{bn} : effort normal aux deux dentures conjuguées et supposé appliqué au milieu de la largeur de la denture.

F_t : effort tangentiel sera calculé comme pour une denture droite.

$M_3 = 10894,18$
 $d_5 = 0,24$
 $\beta_3 = 23,79$
 $n = 10$

Effort tangentiel : $F_t = \frac{M_3}{\frac{d_5}{2}} = \frac{10894,18}{\frac{0,24}{2}} = 90833,33$

$F_t = 90833,33$ N

Effort radial : $F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta_3} = \frac{90833,33 \tan 20}{\cos 23,79} = 36130,6$

$F_r = 36130,6$ N

Effort axial : $F_a = F_t \tan \beta_3 = 90833,33 \tan 23,79$
 $F_a = 40043,3$ N

$F_a = 40043,3$ N

Tableau récapitulatif.

	Etage planétaire					
	1 ^e étage	2 ^e étage	planétaire A	satellites a	Couronne B	3 ^e étage
Effort tangentiel F_t (N)	11272,16	24016,96	$F_{t/a} = 5097,6$ (N)	$F_{t/a} = 5097,6$ (N)	$F_{t/b} = 5097,6$ (N)	90833,33
Effort radial F_r (N)	4390	9501,3	$F_{r/a} = 1826,2$ (N)	$F_{r/a} = 1826,2$ (N)	$F_{r/b} = 1826,2$ (N)	36130,6
Effort axial F_a (N)	4299	10229,24	0 $\beta = 0$	0 $\beta = 0$	0 $\beta = 0$	40043,3

V.7. VERIFICATION DES DENTURES A LA RUPTURE

Nous avons fait une série de calculs préliminaires, nous exposons ici que la version retenue.

La force tangentielle admissible est donnée par la formule suivante :

$$F_{tadm} = \sigma_{b\text{lim}} \cdot b \cdot m_0 \frac{K_v \times K_{bl} \times K_M \times K_A}{Y_E \times Y_F \times Y_\beta}$$

* Définition des différents termes de la formule.

- $\sigma_{b\text{lim}}$: Valeur limite de base de la contrainte de rupture σ_b , elle est fonction du matériau et de la charge de rupture à cœur.
- b : largeur de la denture
- m_0 : module
- K_v : facteur de vitesse, c'est un facteur dynamique. Il fait intervenir les surcharges dues à l'effet combiné des erreurs de denture et de la vitesse, compte tenu des inerties de la transmission.
- K_M : facteur de portée donné en fonction du rapport b/d_1 .
 $\left\{ \begin{array}{l} b = \text{largeur de la denture} \\ d_1 = \text{diamètre du pignon.} \end{array} \right.$
- K_A : facteur de service, il est introduit pour tenir compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur.
- K_{bl} : facteur de durée, il est fonction de la longévité et de la vitesse en tr/min de l'élément.
- Y_E : facteur de conduite
- Y_F : facteur de forme dépend du nombre de dents et de la correction.
- Y_β : facteur de l'inclinaison dépend de l'angle d'inclinaison β .

V.7.1. VERIFICATION DE L'ETAGE PLANETAIRE

pignon A = 25 dents (planétaire)
 roue a = 47 dents (satellite)
 Couronne B = 119 " (Couronne)

a) Valeur de $\sigma_{b\text{lim}}$.

pignon A : on choisit un acier allié forgé (Trempe-Rens)
 avec $\sigma_{ba} = 70 \text{ hb}$
 (1. graphique III.17) $\Rightarrow \sigma_{b\text{lim}_A} = 22 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

$$\sigma_{b\text{lim}}(A) = 22 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Satellite: on choisit un acier allié forgé (T.R)

avec $\sigma_b = 64 \text{ hb}$
 (1. graphique III.17) $\Rightarrow \sigma_{b\text{lim}_a} = 20 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

$$\sigma_{b\text{lim}}(a) = 20 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Couronne B: on choisit la couronne en acier au carbone avec un traitement de Normalisation

$$\sigma_b = 66 \text{ kb}$$

$$(1,7 \cdot 10^8 \cdot 1,7) \Rightarrow \sigma_{b\text{lim}B} = 17 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{b\text{lim}B} = 17 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- b) module: $m = 5 \text{ mm}$
- c) largeur de la denture: $b = 125 \text{ mm}$
- d) Facteur K_V :

calcul de la vitesse tangentielle v_t , cette vitesse sera calculée en fonction de la vitesse relative des satellites

$$v_t = |\omega_a| \frac{d_a}{2}$$

Nous rappelons que le satellite possède deux vitesses angulaires relatives, selon qu'on a un entraînement par M_1 ou M_2 .

par $M_1 \rightarrow |\omega_a| = 3,59 \text{ s}^{-1}$ (charge 16T)

par $M_2 \rightarrow |\omega_a| = 34,15 \text{ s}^{-1}$ (charge 8T)

On prend pour les calculs la plus grande des deux vitesses c'est à dire $|\omega_a| = 34,15 \text{ s}^{-1}$

$$|\omega_a| = 34,15 \text{ s}^{-1}$$

$$d_a = 0,235 \text{ m}$$

$$v_t = 34,15 \cdot \frac{0,235}{2} = 4,013 \text{ m/s}$$

$$v_t = 4,013 \text{ m/s}$$

On choisit la classe III pour l'engrenage en question

$$\text{classe III} \xrightarrow{1,22 \cdot 19} K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$$

$$v_t = 4,013 \text{ m/s}$$

$$K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{4,013}} = 0,749$$

$$K_V = 0,749$$

- e) Facteur K_M : sachant le rapport $\frac{b}{d_1} = 1 \Rightarrow K_M = 0,99$

$$K_M = 0,99$$

- f) Facteur de durée K_{BL} : le facteur K_{BL} sera déterminé en fonction de la longévité de la construction et du nombre de tours/min des éléments.

Remarque: dans le réducteur planétaire on a 03 satellites on constate que pour un tour

- de la couronne, une dent entre en service trois fois, donc on doit multiplier sa vitesse n_B par 3.
- du pignon planétaire, une dent entre en service trois fois, donc on doit multiplier sa vitesse n_A par 3
- du satellite, une dent entre en service deux fois, donc on doit multiplier sa vitesse n_s par 2.

$$\omega_a = 34,15 \text{ s}^{-1}$$

$$n_1 = 742 \text{ tr/min}$$

$$c_1 = 3,19$$

$$c_2 = 3$$

$$n_A = 742 \text{ tr/min}$$

$$n'_a = \frac{30 \omega_a}{\pi} = \frac{30 \times 34,15}{\pi} = 326,10 \text{ tr/min}$$

$$n_B = \frac{n_1}{c_1 c_2} = \frac{742}{3,19 \times 3} = 77,53 \text{ tr/min}$$

n_A : vitesse de rotation du pignon planétaire.

n'_a : vitesse relative de rotation du satellite

n_B : vitesse de rotation de la couronne.

Vitesses de calculs: n_{Ac} , n_{ac} et n_{Bc}

$$n_{Ac} = 742 \times 3 = 2226 \text{ tr/min}$$

$$n'_{ac} = 326,10 \times 2 = 652,2 \text{ tr/min}$$

$$n_{Bc} = 77,53 \times 3 = 232,59 \text{ tr/min}$$

Sachant les vitesses ci dessus } 1. VII 21 $K_{bLA} = 0,64$
 - longévité = $H = 12500 \text{ h}$ } \longrightarrow $K_{bLa} = 0,68$
 $K_{bLB} = 0,8$

$$K_{bLA} = 0,64$$

$$K_{bLa} = 0,68$$

$$K_{bLB} = 0,8$$

g) facteur K_A :

on adopte un degré de chocs II (fonctionnement avec chocs modérés) et un moteur électrique comme organe moteur ainsi qu'une durée de travail de 12h/j.

* degré de chocs II } 1. page 340
 * moteur électrique } \longrightarrow $K_A = 0,8$
 * 12h/j

$$K_A = 0,8$$

h) facteur $Y_E = 1$

i) facteur Y_F :

ce facteur dépend du nbre de dents et de la correction.

$$\left. \begin{matrix} A=25 \\ X=0 \\ \alpha=20 \end{matrix} \right\} Y_{FA} = 2,6$$

$$\left. \begin{matrix} a=47 \\ X=0 \\ \alpha=20 \end{matrix} \right\} Y_{Fa} = 2,34$$

$$\left. \begin{matrix} B=119 \\ X=0 \\ \alpha=20 \end{matrix} \right\} Y_{FB} = 2,17$$

$$Y_{FA} = 2,6$$

$$Y_{Fa} = 2,34$$

$$Y_{FB} = 2,17$$

j) facteur Y_B :

$$f=0 \longrightarrow Y_{B_{A,B}} = 1$$

Calcul des efforts tangentiels admissibles.

a) planétaire A

$$F_{tA \text{ adm}} = \sigma_{b \text{ Adm}} \times b \times m \times \frac{K_V \times K_A \times K_M \times K_{bLA}}{Y_E \times Y_{FA} \times Y_{FB}}$$

$$F_{tA \text{ adm}} = 21684 \text{ N} > F_{tA} = 5017 \text{ N}$$

$$F_{tA \text{ adm}} = 21684 \text{ N}$$

le planétaire A est vérifié à la rupture, la réserve est suffisante

$$Y_B = 1$$

$$Y_E = 1$$

$$Y_{FA} = 2,6$$

$$\sigma_{b \text{ Adm}} = 2210 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$b = 125 \text{ mm}$$

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

$$K_V = 0,749$$

$$K_A = 0,8$$

$$K_M = 0,99$$

$$K_{bLA} = 0,64$$

$$\begin{aligned} \sigma_{b,lim} &= 2010 \frac{N}{mm^2} \\ b &= 125 \text{ mm} \\ m &= 5 \text{ mm} \\ K_V &= 0,749 \\ K_A &= 0,8 \\ K_M &= 0,99 \\ K_{bl,a} &= 0,68 \\ Y_E &= 1 \\ Y_{Fa} &= 2,34 \\ Y_{\beta a} &= 1 \end{aligned}$$

b) Satellite a :

$$F_{t,adm} = \sigma_{b,lim} \times b \times m \times \frac{K_V \times K_A \times K_M \times K_{bl,a}}{Y_E \times Y_{Fa} \times Y_{\beta a}}$$

$$F_{t,adm} = 21548 \text{ N} > F_{B/a} = 5017 \text{ N}$$

$$F_{t,adm} = 21548 \text{ N}$$

le satellite est bien vérifié à la rupture.

f) Couronne B :

$$\begin{aligned} \sigma_{b,lim} &= 1710 \frac{N}{mm^2} \\ K_{bl,B} &= 0,8 \\ Y_{\beta B} &= 2,17 \end{aligned}$$

$$F_{t,adm} = \sigma_{b,lim} \times b \times m \times \frac{K_V \times K_A \times K_M \times K_{bl,B}}{Y_E \times Y_{\beta B} \times Y_{\beta a}}$$

$$F_{t,adm} = 23236 \text{ N} > F_{a/B} = 5017 \text{ N}$$

$$F_{t,adm} = 23236 \text{ N}$$

la couronne est vérifiée à la rupture.

V.7.2. VERIFICATION DU 1^{er} ETAGE.

pignon 1 : $Z_1 = 26$

roue 2 : $Z_2 = 83$

a) facteur σ_{blim} :

pignon 1 : on choisit pour le pignon un acier allié forgé (trémpé.R) avec $\sigma_b = 80 \text{ hb}$
(1. VII.17) $\Rightarrow \sigma_{blim} = 15,10 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{blim} = 15,10 \frac{N}{mm^2}$$

roue 2 : on choisit un acier au carbone avec une normalisation dont $\sigma_b = 48 \text{ hb}$.
(1. VII.17) $\Rightarrow \sigma_{b,lim} = 12,8 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{b,lim} = 12,8 \frac{N}{mm^2}$$

b) largeur de la denture : $b_1 = 120 \text{ mm}$

$$b_1 = 120 \text{ mm}$$

c) module : $m_1 = 6 \text{ mm}$

$$m_1 = 6 \text{ mm}$$

d) facteur K_V

la vitesse v_t du pignon $v_t = \omega_1 \frac{d_1}{2}$

$$v_t = \frac{77,7 \cdot 166,96 \cdot 10^{-3}}{2} = 6,486 \text{ m/s}$$

$$v_t = 6,486 \text{ m/s}$$

on choisit la classe III $\xrightarrow{1. VII.19} K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}}$

$$K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{6,486}} = 0,702$$

$$K_V = 0,702$$

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 77,7 \text{ s}^{-1} \\ d_1 &= 166,96 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$v_t = 6,486 \frac{m}{s}$$

e) facteur K_M :
 sachant $\frac{b}{d_1} = 0,96 < 1 \xrightarrow{1. VII 25} K_M = 1$

$K_M = 1$

f) facteur de durée K_{BL} :

- $H = 12500 \text{ h}$ (Longvité)
 - $n_1 = 742 \text{ tr/min}$
 - $n_2 = 232 \text{ tr/min}$ } $\xrightarrow{1. VII 21} K_{BL1} = 0,675$
 $K_{BL2} = 0,8$

$K_{BL1} = 0,675$

$K_{BL2} = 0,8$

g) facteur de service K_A :

- degré de choc II
 - moteur électrique
 - $12 \frac{h}{s}$ } $\xrightarrow{1. page 340} K_A = 0,8$

$K_A = 0,8$

h) facteur de conduite $Y_E = 1$

$Y_E = 1$

i) facteur de forme Y_F :

$\beta_1 = 20,88$
 $x = 0$
 $\alpha = 20$
 $Z_{V1} = 31,87$ } $\Rightarrow Y_{F1} = 2,46$

$\beta_2 = 20,88$
 $x = 0$
 $\alpha = 0$
 $Z_{V2} = 104,76$ } $\Rightarrow Y_{F2} = 2,2$

$Y_{F1} = 2,46$

$Y_{F2} = 2,2$

j) facteur d'inclinaison Y_β :

$\beta_1 = 20,88 \Rightarrow Y_\beta = 0,98$

$Y_\beta = 0,98$

Calcul des efforts tangentiels. F_{t1} et F_{t2ad}

$F_{t1adm} = \sigma_{b1lim} \times b \times m_1 \times \frac{K_V K_{BL1} K_M K_A}{Y_E Y_{F1} Y_\beta}$

$F_{t2adm} = \sigma_{b2lim} \times b \times m_2 \times \frac{K_V K_{BL2} K_M K_A}{Y_E Y_{F2} Y_\beta}$

$F_{t1adm} = 21336 \text{ N} > F_t = 11272 \text{ N}$

$F_{t2adm} = 24129 \text{ N} > F_t = 11272 \text{ N}$

$F_{t1adm} = 21336 \text{ N}$

$F_{t2adm} = 24129 \text{ N}$

le pignon et la roue du 1^{er} étage sont vérifiés ainsi à la rupture.

$\sigma_{b1lim} = 1546$
 $\sigma_{b2lim} = 12,546$
 $b = 120 \text{ mm}$
 $m_1 = 6 \text{ mm}$
 $K_V = 0,702$
 $K_{BL1} = 0,675$
 $K_M = 1$
 $K_A = 1$
 $Y_{F1} = 2,46$
 $Y_E = 1$
 $Y_\beta = 0,98$
 $K_{BL2} = 0,8$
 $Y_{F2} = 2,2$

V.73. VERIFICATION DU 2^e ETAGE

pignon 3 : $Z_3 = 23$
 roue 4 : $Z_4 = 69$.

a) facteur σ_{blim} :

pignon 3 : on adopte un acier au carbone très dur avec une trempe superficielle.

dont $\sigma_b = 68 \text{ hb}$
 (1. VII 17) $\Rightarrow \sigma_{b3lim} = 17 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

$\sigma_{b3lim} = 17 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

roue 4 : on adopte un acier au carbone avec un traitement de Normalisation.

$\sigma_b = 66 \text{ hb}$
 (1. VII. 17) $\Rightarrow \sigma_{b4lim} = 17 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

$\sigma_{b4lim} = 17 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

b) largeur de la denture : $b_2 = 150 \text{ mm}$

c) module : $m_2 = 10 \text{ mm}$

d) facteur de vitesse K_V :

$v_f = \omega_2 \frac{d_3}{2} = 3,043 \text{ m/s}$

classe III $\Rightarrow K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{v_f}} = 0,774$

$b_2 = 150 \text{ mm}$
 $m_2 = 10 \text{ mm}$

$v_f = 3,043 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$K_V = 0,774$

e) facteur K_M :

sachant $\frac{b_2}{d_3} = 0,96 < 1 \xrightarrow{1 \text{ VII. 23}} K_M = 1$

$K_M = 1$

f) facteurs K_{BL} :

$H = 12500 \text{ heures}$

$n_2 = 232,6 \text{ tr/min}$

$n_3 = 77,53 \text{ tr/min}$

$\xrightarrow{1 \text{ VII. 21}} K_{BL3} = 0,8$

$K_{BL4} = 0,85$

$K_{BL3} = 0,8$

$K_{BL4} = 0,85$

g) facteur de service $K_A = 0,8$

h) facteur de conduite $Y_E = 1$

i) facteur de forme Y_F

$\beta_2 = (23,07)^\circ$
 $Z_{V3} = 29,53$
 $X = 0$
 $\alpha = 20^\circ$
 $\Rightarrow Y_{F3} = 2,49$

$\beta_3 = (23,07)^\circ$
 $Z_{V4} = 88,6$
 $X = 0$
 $\alpha = 20^\circ$
 $\Rightarrow Y_{F4} = 2,21$

$Y_{F3} = 2,49$

$Y_{F4} = 2,21$

j) facteur d'inclinaison Y_β :

$\beta_2 = (23,07)^\circ \Rightarrow Y_\beta = 0,76$

$Y_\beta = 0,76$

$\omega_2 = 24,35 \text{ s}^{-1}$
 $d_3 = 249,99 \text{ mm}$

$v_f = 3,043 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Calcul des efforts tangentiels admissibles.

$$\begin{aligned} \sigma_{b3lim} &= 1710 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{b4lim} &= 1710 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

- $b_2 = 150 \text{ mm}$
- $m_2 = 10 \text{ mm}$
- $K_{bL3} = 0,8$
- $K_{bL4} = 0,85$
- $K_M = 1$
- $K_V = 0,774$
- $K_A = 0,8$
- $Y_E = 1$
- $Y_{F3} = 2,49$
- $Y_{Fu} = 2,24$
- $Y_\beta = 0,78$

$$F_{t3adm} = \sigma_{b3lim} \times b_2 \times m_2 \times \frac{K_V K_{bL3} K_M K_A}{Y_E Y_{F3} Y_\beta}$$

$$F_{t4adm} = \sigma_{b4lim} \times b_2 \times m_2 \times \frac{K_V K_{bL4} K_M K_A}{Y_E Y_{Fu} Y_\beta}$$

$$F_{t3adm} = 66750 \text{ N} > F_t = 24017$$

$$F_{t4adm} = 79906 \text{ N} > F_t = 24017 \text{ N}$$

l'étage deux est vérifié à la rupture.

$$F_{t3adm} = 66750 \text{ N}$$

$$F_{t4adm} = 79906 \text{ N}$$

V. 7.4. VERIFICATION DU 3' ETAGE

- pignon 5 : $Z_5 = 22$
- roue 6 : $Z_6 = 161$

a) facteur σ_{blim} :

pignon 5 : on adopte un acier allié forgé avec un traitement de Tempé et R. avec $\sigma_{b5} = 87 \text{ lb}$

$$(1. VII. 17) \implies \sigma_{b5lim} = 85 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

roue 6 : on adopte un acier au carbone avec un traitement de Normalisation avec $\sigma_{b6} = 64 \text{ lb}$

$$(1. VII. 17) \implies \sigma_{b6lim} = 16 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{b5lim} = 85 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_{b6lim} = 16 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

- b) largeur de la denture : $b_3 = 150 \text{ mm}$
- c) module : $m_3 = 10 \text{ mm}$
- d) Facteur de vitesse K_V :

$$v_t = \omega_3 \frac{d_5}{2} = 0,805 \text{ m/s}$$

$$\text{classe III} \implies K_V = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}} = 0,87$$

e) facteur K_M sachant $\frac{b_3}{d_5} = 0,96 \xrightarrow{1. VII. 23} K_M = 1$

f) facteurs K_{bL} :
 $\left. \begin{aligned} n_5 &= 12500 \text{ heures} \\ n_5 &= 64,07 \text{ tr/min} \\ n_6 &= 8,75 \text{ tr/min} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{1. VII. 21} \begin{aligned} K_{bL5} &= 0,86 \\ K_{bL6} &= 1,04 \end{aligned}$

$$b_3 = 150 \text{ mm}$$

$$m_3 = 10 \text{ mm}$$

$$v_t = 0,805 \text{ m/s}$$

$$K_V = 0,87$$

$$K_M = 1$$

$$K_{bL5} = 0,86$$

$$K_{bL6} = 1,04$$

$$\begin{aligned} \omega_3 &= 6,7 \text{ s}^{-1} \\ d_5 &= 240,43 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$v_t = 0,805 \frac{m}{s}$$

g) facteur de service $K_A = 0,8$

h) facteur de conduite $Y_E = 1$

i) facteur de forme Y_F

$$\left. \begin{array}{l} \beta_3 = (23,79)^\circ \\ \Sigma v_5 = 28,07 \\ \lambda = 0 \\ \alpha = 20^\circ \end{array} \right\} \Rightarrow Y_{F5} = 2,575$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta_3 = (23,79)^\circ \\ \Sigma v_6 = 210,14 \\ \lambda = 0 \\ \alpha = 20^\circ \end{array} \right\} \Rightarrow Y_{F6} = 2,12$$

j) facteur d'inclinaison Y_β

$$\beta_3 = (23,79)^\circ \Rightarrow Y_\beta = 0,77$$

$K_A = 0,8$

$Y_E = 1$

$Y_{F5} = 2,57$

$Y_{F6} = 2,12$

$Y_\beta = 0,77$

Calcul des efforts tangentiels admissibles.

$$\begin{aligned} \sigma_{b, \text{lim}} &= 25 \text{ kb} \\ \sigma_{b, \text{adm}} &= 16 \text{ kb} \\ b_3 &= 150 \text{ mm} \\ m_3 &= 10 \text{ mm} \\ K_V &= 0,87 \\ K_{bL5} &= 0,36 \\ K_{bL6} &= 1,04 \\ K_M &= 1 \\ K_A &= 0,8 \\ Y_E &= 1 \\ Y_{F5} &= 2,57 \\ Y_{F6} &= 2,12 \\ Y_\beta &= 0,77 \end{aligned}$$

$$F_{t, \text{adm}} = \sigma_{b, \text{lim}} \times b_3 \times m_3 \times \frac{K_V \cdot K_{bL5} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_E \cdot Y_{F5} \cdot Y_\beta}$$

$$F_{t, \text{adm}} = \sigma_{b, \text{lim}} \times b_3 \times m_3 \times \frac{K_V \cdot K_{bL6} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_E \cdot Y_{F6} \cdot Y_\beta}$$

$$F_{t, \text{adm}} = 113206 \text{ N} > F_t = 90833 \text{ N}$$

$$F_{t, \text{adm}} = 106421 \text{ N} > F_t = 90833 \text{ N}$$

le troisième étage est vérifié à la rupture.

$$F_{t, \text{rad}} = 113206 \text{ N}$$

$$F_{t, \text{adm}} = 106421 \text{ N}$$

V.8. VERIFICATION DES DENTURES A LA PRESSION SUPERFICIELLE

Les divers calculs préliminaires relatifs à la pression superficielle sur les dentures, nous ont conduit à retenir les paramètres adéquats qui suivent.

L'effort tangentiel admissible est donné par la relation suivante.

$$F_{tadm} = \sigma_{Hlim}^2 \times b \times d \times C_r \frac{K_V K_{HL} K_M K_A}{Z_E^2 Z_\beta^2 Z_C^2}$$

* Définition des différents paramètres de la formule
 σ_{Hlim} : charge limite de base de σ_H (pression superficielle de Hertz), elle est fonction du matériau utilisé et de la dureté brinell superficielle de celui-ci.

b : largeur de la denture.

m : module de l'étage.

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

C_r : facteur de rapport $i = \frac{Z_{roue}}{Z_{pignon}}$

$$C_r = \begin{cases} \frac{i}{i+1} & \text{engrenement extérieur} \\ \frac{i}{i-1} & \text{engrenement intérieur.} \end{cases}$$

K_V : facteur de vitesse (voir définition dans le calcul à la rupture)

K_{HL} : facteur de durée (" " " ")

K_M : facteur de portée (" " " ")

K_A : facteur de service (" " " ")

C_β : facteur d'inclinaison.

Z_E : facteur du matériau

Z_β : facteur de longueur de contact.

Z_C : facteur géométrique.

Sachant que l'angle de pression $\alpha = 20$, on utilisera la formule simplifiée de l'effort tangentiel admissible.

$$F_{tadm} = \Omega_0 \times b \times d \times C_r \times C_\beta \times K_V \times K_{HL} \times K_M \times K_A$$

Ω_0 étant un facteur de correction remplaçant σ_{Hlim} dans la formule simplifiée: $\Omega_0 = \frac{\sigma_{Hlim}^2}{7700 \times 2,35}$

On peut pour cela donner des relations liant les facteurs de correction qui permettent une égalisation des capacités de charge du pignon et de la roue.

$$\frac{\sigma_{H1lim}^2}{\sigma_{H2lim}^2} = \frac{\Omega_{01}}{\Omega_{02}} = \frac{K_{HL2}}{K_{HL1}}$$

V.8.1. VERIFICATION DE L'ETAGE PLANETAIRE.

a) Détermination de Ω_0 :

pignon A: acier allié forgé avec $H_B = 320 \xrightarrow{1.VII.37} \Omega_{0A} = 0,6$ $\Omega_{0A} = 0,6$

Satellite a: acier allié forgé avec $H_B = 300 \xrightarrow{1.VII.37} \Omega_{0a} = 0,5$ $\Omega_{0a} = 0,5$

Couronne B: acier au carbons avec $H_B = 275 \xrightarrow{1.VII.37} \Omega_{0B} = 0,4$ $\Omega_{0B} = 0,4$

b) longueur de la denture $b = 125$ mm

c) facteur de rapport C_r

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

$$C_r = \frac{i}{i+1} \quad \text{avec} \quad i = \frac{a}{A} = \frac{47}{25} = 1,88 \quad i = 1,88$$

$$C_r = \frac{1,88}{1,88+1} = 0,65 \quad C_r = 0,65$$

- le couple (satellite - couronne) est un engrenement intérieur alors

$$C_r = \frac{i}{i-1} \quad \text{avec} \quad i = \frac{B}{a} = \frac{119}{47} = 2,53 \quad i = 2,53$$

$$C_r = \frac{2,53}{2,53-1} = 1,65 \quad C_r = 1,65$$

Pour prendre le cas défavorable on adoptera lors des calculs de l'effort admissible une valeur de $C_r = 0,65$. (C_r : facteur de rapport de calcul)

d) facteur d'inclinaison C_β :

$$\beta = 0 \Rightarrow C_\beta = 1 \quad C_\beta = 1$$

e) facteur de vitesse $K_V = 0,749$ (voir V.7.1. d) $K_V = 0,749$

f) facteur de portée $K_M = 1$ (voir V.7.1. e) $K_M = 1$

g) facteur de service $K_A = 0,8$ (voir V.7.1. g) $K_A = 0,8$

h) facteur de durée K_{HL} :

même remarque qui est faite au (V.7.1. f) c'est à dire qu'on utilisera des vitesses multipliées par des coef pour les calculs.

$$n_{Ac} = 712 \times 3 = 2136 \text{ tr/min} \quad \left. \begin{array}{l} \xrightarrow{1.VII.21} \\ K_{HLA} = 0,5 \end{array} \right\} K_{HLA} = 0,5$$

$$n_{ac} = 386,10 \times 2 = 772,2 \text{ tr/min} \quad K_{HLa} = 0,56 \quad K_{HLA} = 0,56$$

$$n_{Bc} = 77,53 \times 3 = 232,59 \text{ tr/min} \quad K_{HLB} = 0,7 \quad K_{HLB} = 0,7$$

Calcul des efforts tangentiels admissibles

a) planétaire A

$$F_{tA \text{ adm}} = \Omega_{0A} \cdot b \cdot d_A \cdot C_{rc} \cdot C_\beta \cdot K_V \cdot K_{HLA} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$F_{tA \text{ adm}} = 17526 \text{ N} > F_{a/A} = 5017 \text{ N}$$

$$F_{tA \text{ adm}} = 17526 \text{ N}$$

$$\Omega_{0A} = 0,6$$

$$b = 125 \text{ mm}$$

$$d_A = 125 \text{ mm}$$

$$C_{rc} = 0,65$$

$$C_\beta = 1$$

$$K_V = 0,749$$

$$K_{HLA} = 0,5$$

$$K_M = 1$$

$$K_A = 0,8$$

$$\begin{aligned} \Omega_{02} &= 0,5 \\ b &= 125 \text{ mm} \\ d_A &= 125 \text{ mm} \\ C_{\alpha} &= 0,65 \\ C_{\beta} &= 1 \\ K_V &= 0,749 \\ K_{HL0} &= 0,56 \\ K_M &= 1 \\ K_A &= 0,8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Omega_{08} &= 0,4 \\ K_{HL8} &= 0,7 \end{aligned}$$

b) Satellite a.

$$F_{ta adm} = \Omega_{02} \cdot b \cdot d_A \cdot C_{\alpha} \cdot C_{\beta} \cdot K_V \cdot K_{HL0} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$F_{ta adm} = 17039 \text{ N} > F_{B/2} = 5017 \text{ N}$$

g) Couronne B

$$F_{tB adm} = \Omega_{08} \cdot b \cdot d_A \cdot C_{\alpha} \cdot C_{\beta} \cdot K_V \cdot K_{HL8} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$F_{tB adm} = 16357 \text{ N} > F_{B/8} = 5017 \text{ N}$$

l'étage planétaire est largement vérifié à la pression superficielle.

V.8.2. VERIFICATION DU 1^{er} ETAGE.

Détermination de l'organe le plus faible.

- le pignon est en acier allié forgé dont $H_B = 500$
(1. VII 37) $\implies \Omega_{01} = 0,9$
- la roue est en acier au carbone doux $H_B = 200$
(1. VII 37) $\implies \Omega_{02} = 0,3$

$$\begin{aligned} \Omega_{01} &= 0,9 \\ \Omega_{02} &= 0,3 \\ i_1 &= 3,19 \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Omega_{01}}{\Omega_{02}} &= 3 \\ i_1 = \frac{z_2}{z_1} &= 3,19 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &1. VII 38 \\ &\implies \text{l'organe le plus faible} \\ &\text{serait la roue.} \end{aligned}$$

le calcul à pression superficielle sera fait uniquement pour la roue et qui déterminera la résistance de l'étage.

Détermination des facteurs de correction

- $\Omega_{02} = 0,3$
- $b_1 = 150 \text{ mm}$
- $d_1 = 166,96 \text{ mm}$
- $C_r = \frac{i_1}{i_1 + 1} = \frac{3,19}{3,19 + 1} = 0,76$

$$e) C_{\beta} = 1,32 \quad (\beta = 20,88^\circ)$$

$$f) K_V = 0,702 \quad (\text{voir calcul de rupture 1^{er} étage})$$

(V.7.2. d)

$$g) K_{HL2} : \left. \begin{aligned} H &= 12500 \text{ heures} \\ n_2 &= 232 \text{ tr/min} \end{aligned} \right\} \implies K_{HL2} = 0,68$$

$$h) K_M = 1 \quad (\text{V.7.2. e}) \text{ calculé à la rupture}$$

$$i) K_A = 0,8 \quad (\text{V.7.2. f})$$

$$F_{ta adm} = 17039$$

$$F_{tB adm} = 16357$$

$$\Omega_{01} = 0,9$$

$$\Omega_{02} = 0,3$$

$$\begin{aligned} \Omega_{01} &= 0,3 \\ b_1 &= 150 \text{ mm} \\ d_1 &= 166,96 \text{ mm} \\ C_r &= 0,76 \end{aligned}$$

$$C_{\beta} = 1,32$$

$$K_V = 0,702$$

$$K_{HL2} = 0,68$$

$$K_M = 1$$

$$K_A = 0,8$$

$$i_1 = 3,19$$

Calcul de l'effort admissible

$$F_{t2adm} = \Omega_{02} \cdot b_1 \cdot d_1 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_V \cdot K_{HL2} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$F_{t2adm} = 22940 \text{ N} > F_t = 11272 \text{ N}$$

le 1^{er} étage est vérifié à la pression superficielle.

$$F_{t2adm} = 22940 \text{ N}$$

- $\Omega_{02} = 0,3$
- $b_1 = 150 \text{ mm}$
- $d_1 = 166,96 \text{ mm}$
- $C_r = 0,76$
- $C_\beta = 1,32$
- $K_V = 0,702$
- $K_{HL2} = 0,68$
- $K_M = 1$
- $K_A = 0,8$

V.8.3. VERIFICATION DU 2^E ETAGE.

Détermination de l'organe le plus faible.

- le pignon est en acier au carbone très dur dont $H_B = 500 \xrightarrow{1. VII. 32} \Omega_{03} = 0,9$
- la roue en acier au carbone dont $H_B = 275$ (1. VII. 37) $\Rightarrow \Omega_{04} = 0,4$

$$\Omega_{03} = 0,9$$

$$\Omega_{04} = 0,4$$

$$\Omega_{03} = 0,9$$

$$\Omega_{04} = 0,4$$

$$\frac{\Omega_{03}}{\Omega_{04}} = \frac{0,9}{0,4} = 2,25 \xrightarrow{1. VII. 38} \text{l'organe le plus faible serait la roue.}$$

$$i_2 = 3$$

le calcul à la pression superficielle portera sur la roue

Détermination des facteurs :

- a) $\Omega_{04} = 0,4$
- b) $b_2 = 150 \text{ mm}$
- c) $d_3 = 249,99 \text{ mm}$
- d) $C_r = \frac{L_e}{i_2 + 1} = 0,75$

$$\Omega_{04} = 0,4$$

$$b_2 = 150 \text{ mm}$$

$$d_3 = 249,99 \text{ mm}$$

$$C_r = 0,75$$

- e) $\beta = 23,07 \Rightarrow C_\beta = 1,31$
- f) $K_V = 0,774$ (calcul à la rupture du 2^e étage)
- g) $K_M = 1$ (" " " " " " ")
- h) $K_A = 0,8$ (" " " " " " ")
- i) K_{HL4} :

$$C_\beta = 1,31$$

$$K_V = 0,774$$

$$K_M = 1$$

$$K_A = 0,8$$

$$\left. \begin{array}{l} H = 12500 \text{ h} \\ n_B = 77,53 \text{ tr/min} \end{array} \right\} \Rightarrow K_{HL4} = 0,76$$

$$K_{HL4} = 0,76$$

$$K_{HL4} = 0,76$$

$$\Omega_{04} = 0,4$$

$$b_2 = 150 \text{ mm}$$

$$d_3 = 249,99 \text{ mm}$$

$$C_r = 0,75$$

$$C_\beta = 1,31$$

$$K_V = 0,774$$

$$K_A = 0,8$$

$$K_M = 1$$

Calcul de l'effort admissible.

$$F_{t4adm} = \Omega_{04} \cdot b_2 \cdot d_3 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_V \cdot K_{HL4} \cdot K_A \cdot K_M$$

$$F_{t4adm} = 74552 \text{ N} > F_t = 24017 \text{ N}$$

l'étage deux est vérifié à la pression superficielle.

$$F_{t4adm} = 74552 \text{ N}$$

V.8.4. VERIFICATION DU 3^e ETAGE.

Détermination de l'organe le plus faible.

- le pignon en acier allié dont $H_B = 450 \xrightarrow{1.VII.37} \Omega_{05} = 0,8$
- la roue en acier au carbone dont $H_B = 175 \xrightarrow{1.VII.37} \Omega_{06} = 0,35$

$$\Omega_{05} = 0,8$$

$$\Omega_{06} = 0,35$$

$$\Omega_{05} = 0,8$$

$$\Omega_{06} = 0,35$$

$$\frac{\Omega_{05}}{\Omega_{06}} = 2,26 \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \xrightarrow{1.VII.38} \text{l'organe le plus faible serait la roue.}$$

le calcul de vérification portera uniquement sur la roue.

Détermination des facteurs de correction.

- $\Omega_{06} = 0,35$
- $b_0 = 150 \text{ mm}$
- $d_5 = 240,43 \text{ mm}$
- $C_r = \frac{i_r}{i_r + 1} = \frac{7,32}{7,32 + 1} = 0,879$
- $\beta = 23,79 \Rightarrow C_\beta = 1,32$
- $K_V = 0,87$ (calcul à la rupture du 3^e étage)
- $K_H = 1$ (" " " " " ")
- $K_A = 0,8$ (" " " " " ")
- $K_{HL6} :$
 - $H = 12500 \text{ heures}$
 - $n_b = 8,75 \text{ tr/min}$ $\Rightarrow K_{HL6} = 1,06$

$$\Omega_{06} = 0,35$$

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

$$d_5 = 240,43 \text{ mm}$$

$$C_r = 0,879 \text{ mm}$$

$$C_\beta = 1,32$$

$$K_V = 0,87$$

$$K_H = 1$$

$$K_A = 0,8$$

$$K_{HL6} = 1,06$$

Calcul de l'effort admissible

$$F_{t,adm} = \Omega_{06} \cdot b \cdot d_5 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot K_V \cdot K_{HL6} \cdot K_H \cdot K_A$$

$$F_{t,adm} = 108050 \text{ N} > F_t = 90833 \text{ N}$$

$$F_{t,adm} = 108050 \text{ N}$$

le 3^e étage est vérifié à la pression superficielle

$$\Omega_{06} = 0,35$$

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

$$d_5 = 240,43 \text{ mm}$$

$$C_r = 0,879$$

$$C_\beta = 1,32$$

$$K_V = 0,87$$

$$K_H = 1$$

$$K_A = 0,8$$

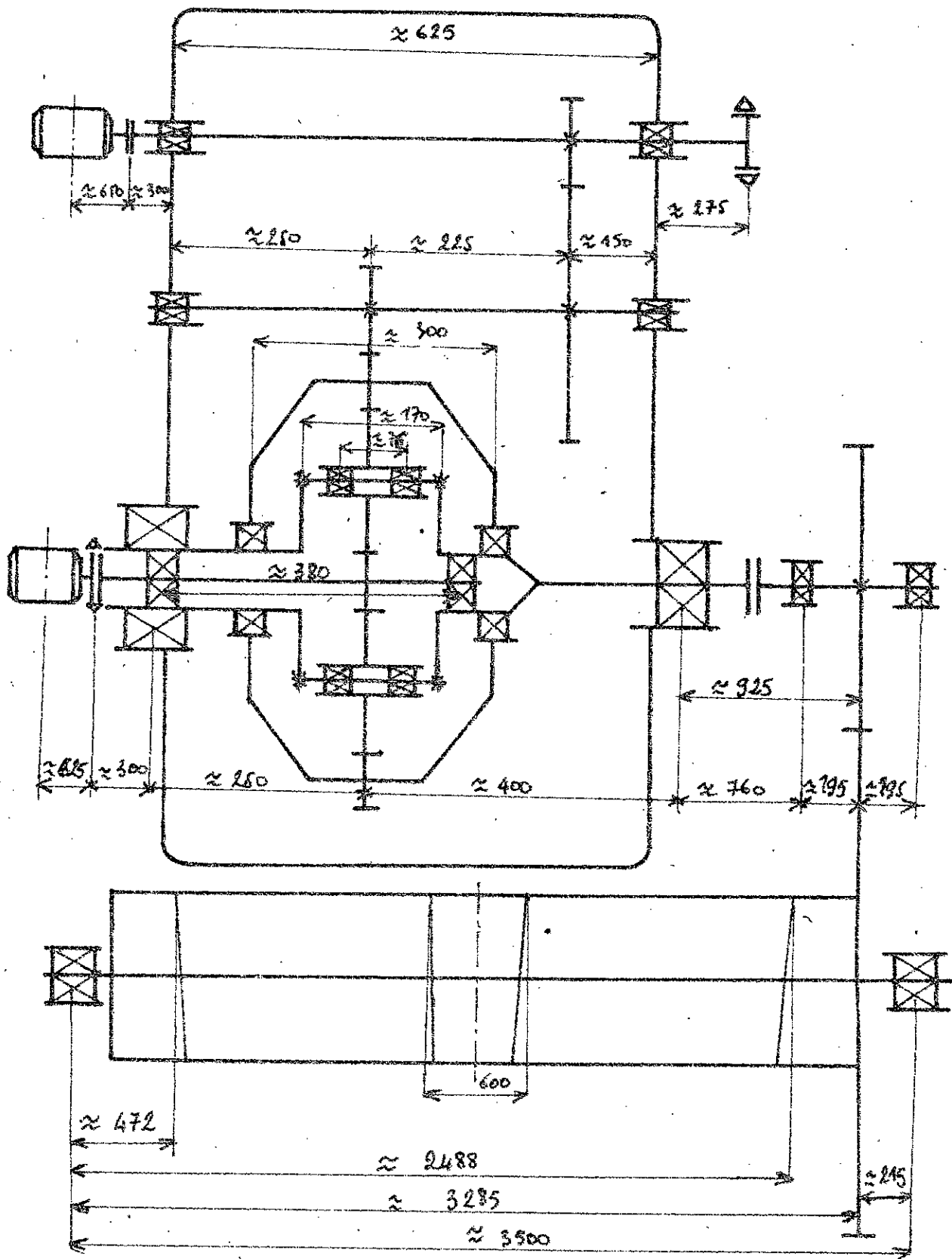
$$K_{HL6} = 1,06$$

tableau récapitulatif

	Acier	Traitement thermique	σ_b (hb)	$\sigma_{b\text{lim}}$ (hb)	Hb dureté Br	Ω_0	Fadm à la rupt (N)	Fadm à p. sup (N)	F (effort supporté) (N)
1 ^{er} étage	A	Acier Allié forgé	70	22	320	0,6	21684	17526	5017
	a	Acier Allié forgé	64	20	300	0,5	21548	17039	5017
	B	Acier Au Carbone	66	17	275	0,4	23236	16357	5017
2 ^e étage	Z1	Acier Allié forgé	80	15	500	0,9	21336	—	11272
	Z2	Acier au Carbone	48	12,8	200	0,3	24129	22940	11272
	Z3	Acier au Carb. traité	68	17	500	0,9	66750	—	24017
3 ^e étage	Z4	Acier au Carbone	66	17	275	0,4	79906	74552	24017
	Z5	Acier allié forgé	87	25	450	0,8	113206	—	90833
	Z6	Acier au carbone	64	16	175	0,35	106421	108050	90833

V.9. CALCUL D'ARBRES ET DES ROULEMENTS

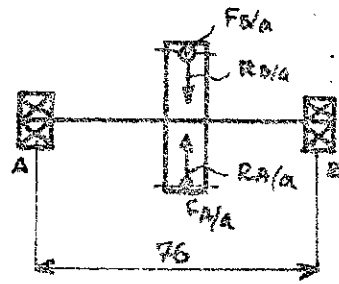
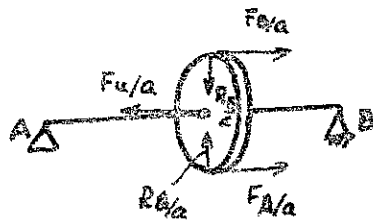
V.9.1. SCHEMA DE L'ENSEMBLE AVEC DIMENSIONS APPROXIMATIVES.



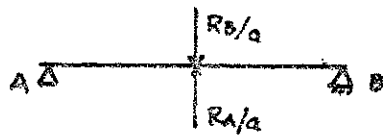
V.9.2. CALCUL DE L'ETAGE PLANETAIRE.

V.9.2.1. AXES ET ROULEMENTS DES SATELLITES

a) Calcul des réactions.



Plan vertical.



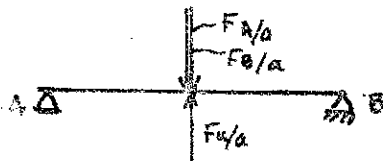
V_A et V_B étant les réactions verticales sur les roulements A et B.

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

$$V_A = V_B = 0$$

$$V_A = V_B = 0$$

Plan Horizontal.



Sachant que $F_{u/a} = 2F_{v/a}$ on peut conclure donc que les réactions H_A et H_B sur les roulements A et B sont nulles.

$$H_A = H_B = 0$$

En conclusion on peut dire que les roulements A et B ne supportent pas de réactions.

b) Moment de torsion.

L'axe étant fixe en rotation dans le repère absolu donc $M_f = 0$

par conséquent le choix du diamètre de l'axe et le choix des roulements se fera proportionnellement aux autres dimensions, il existe bien sûr d'autres critères autre que la considération de la résistance pour la détermination des dimensions minimales de ces éléments.

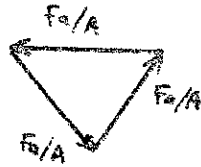
on adoptera un diamètre de l'axe $d_{min} = 40 \text{ mm}$ et deux roulements à rouleaux cylindriques à rotule dans la bague extérieure sous la norme Allemande SFF Reihe 223 16 C.

$$d_{min} = 40 \text{ mm}$$

Y.9.2.2. ARBRE PIGNON PLANETAIRE .

a) calcul des réactions sur les roulements.

Nous savons déjà que les réactions sur le pignon planétaire sont réparties à 120° et sont égales, elles forment donc un triangle équilatéral fermé.



Donc dans les deux plans vertical et horizontal, les projections des efforts se neutralisent, les réactions sur les roulements sont nulles.

b) moment de torsion .

Nous considérons le moment de torsion

$$M_t = M_u = 941 \text{ m.N}$$

$$M_t = 941 \text{ m.N}$$

c) moment idéal .

$$M_i = \sqrt{M_t^2 + M_f^2} = 941 \text{ m.N}$$

$$M_i = 941 \text{ m.N}$$

$$M_t = 940 \text{ m.N}$$

$$M_f = 0$$

l'arbre pignon planétaire étant en acier allié forgé trempé totalement puis revenu, dont la contrainte de rupture $\sigma_b = 70 \text{ Hb}$ avec un coef de sécurité de 6 on adopte

$$R_p = \frac{70}{6} = 11,66 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$R_p = 11,66 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

d) Diamètre minimal .

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 941}{11,66 \cdot 10^7}} = 20 \text{ mm}$$

$$d \geq 20 \text{ mm}$$

$$d \geq 20 \text{ mm}$$

e) Choix des roulements

l'arbre pignon planétaire sera monté sur deux roulement à billes à contact radial.

les réactions étant nulles, on choisira donc les roulements en fonction du diamètre des arbres qui les portent

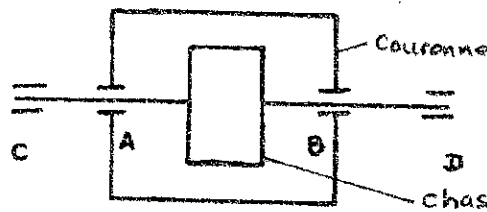
après adoption des arbres on opte pour les roulements

A: Reihe 6216 et B: Reihe 6314

$$M_i = 941 \text{ m.N}$$

$$R_p = 11,66 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

V.9.2.3. DIMENSIONS MINIMALES DES ORGANES SUPPORTANT LA COURONNE

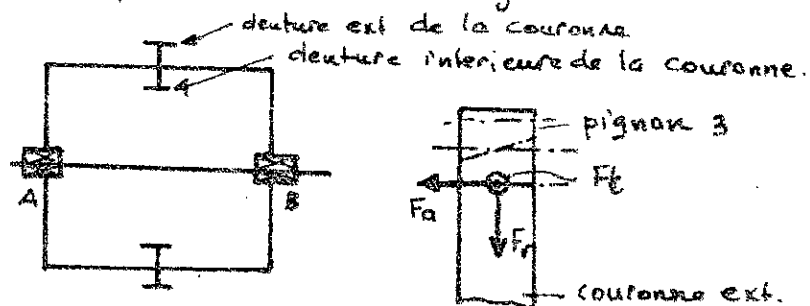


disposition de la Couronne par rapport au chassis

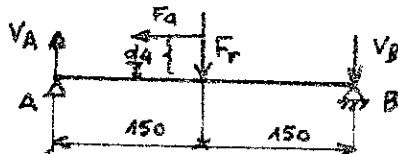
V.9.2.3.1. CALCUL DES ROULEMENTS A et B

vu la symétrie des efforts sur la couronne, (3 satellites répartis à 120°), les réactions qui en résultent s'avèrent nulles, constatation déjà faite lors des calculs des réactions sur les paliers du pignon planétaire

Pour le calcul relatif à la couronne, seuls les efforts causés par l'engrenement extérieur de cette couronne, interviennent. Ces efforts seront ceux trouvés pour le deuxième étage.



- Plan vertical.



l'effort axial F_a sur le roulement A.

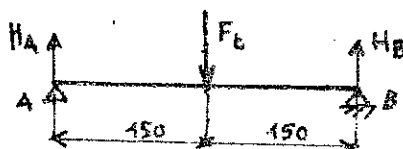
$$V_A - V_B - F_r = 0$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow -V_B \cdot 300 - F_r \cdot 150 + F_a \frac{44}{2} = 0$$

$$\Rightarrow V_B = 8035 \text{ N}$$

$$V_A = V_B + F_r = 8035 + 9501 = 17536 \text{ N}$$

- Plan Horizontal.



$$H_A + H_B - F_t = 0$$

$$H_A = H_B = \frac{F_t}{2} = 12008 \text{ N}$$

$$H_A = H_B = 12008 \text{ N}$$

$$F_r = 9501 \text{ N}$$

$$F_a = 10289 \text{ N}$$

$$d_4 = 749,97 \text{ mm}$$

$$V_B = 8035 \text{ N}$$

$$V_B = 8035 \text{ N}$$

$$V_A = 17536 \text{ N}$$

$$F_t = 24016 \text{ N}$$

$$V_A = 17536 \text{ N}$$

$$V_B = 8035 \text{ N}$$

$$H_A = H_B = 12008 \text{ N}$$

- réactions résultantes sur A et B (R_A et R_B)

$$R_A = \sqrt{V_A^2 + H_A^2} = 21254 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{V_B^2 + H_B^2} = 14448 \text{ N}$$

$$R_A = 21254$$

$$R_B = 14448$$

la couronne sera montée sur deux roulements à billes à contact radial avec gorges profondes.

- calcul du nbre de tours

$$N = n_B = 77,53 \text{ tr/min}$$

- Durée minimale en millions de tours.

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot H}{10^6} = 58,1 \text{ millions de tours}$$

$$N = 77,53 \text{ tr/min}$$

$$L = 58,1 \text{ millions de tours}$$

- coef dynamique $K = 1$ car vitesse faible (cours cmf)

* - charge dynamique du roulement A (P_A)

o facteur de rotation

(bague int fixe / charge) $\Rightarrow V = 1,2$

$$= \frac{R_{Aa}}{V R_{Ar}} = 0,4$$

$$\text{soit } e = 0,37 < 0,4 \Rightarrow \begin{cases} x = 0,56 \\ y = 1,2 \end{cases}$$

$$P_A = x V R_{Ar} + y R_{Aa} = 26558 \text{ N}$$

$$V = 1,2$$

$$x = 0,56$$

$$y = 1,2$$

$$P_A = 26558 \text{ N}$$

- Capacité de charge dynamique de base C_A

$$C_A = P_A K L^{\frac{1}{3}}$$

$$C_A = 102801 \text{ N}$$

$$C_A = 102801 \text{ N}$$

- choix du roulement A

le roulement A sera choisit dans le catalogue SKF selon la norme allemande Reihe 6040.

* - charge dynamique du roulement B (P_B)

o facteur de rotation $V = 1,2$

$$= \frac{R_{Ba}}{V R_{Br}} = 0 \Rightarrow \begin{cases} x = 1 \\ y = 0 \end{cases}$$

$$P_B = x V R_{Br} = 17338 \text{ N}$$

$$P_B = 17338 \text{ N}$$

- Capacité de charge dynamique de base C_B

$$C_B = P_B K L^{\frac{1}{3}}$$

$$C_B = 67415 \text{ N}$$

$$C_B = 67415 \text{ N}$$

- choix du roulement B

le roulement B sera identique au roulement A.

$$n_B = 77,53 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$N = 77,53 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$H = 12500 \text{ heures}$$

$$R_{Aa} = F_a = 10228 \text{ N}$$

$$V = 1,2$$

$$R_{Ar} = R_A = 21254 \text{ N}$$

$$x = 0,56$$

$$y = 1,2$$

$$P_A = 26558 \text{ N}$$

$$K = 1$$

$$L = \frac{1}{3}$$

$$L = 58,1 \text{ millions de tours}$$

$$R_{Ba} = 0$$

$$V = 1,2$$

$$R_{Br} = R_B = 14448 \text{ N}$$

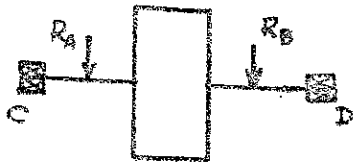
$$x = 1$$

$$P_B = 17338 \text{ N}$$

$$K = 1$$

$$L = \frac{1}{3}$$

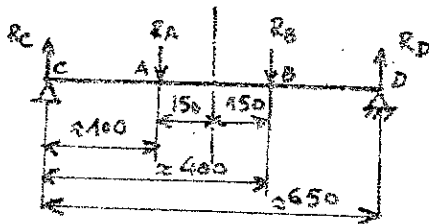
V.9.2.3.2. CALCUL DES ORGANES DU CHASSIS.



les efforts sur le chassis, qui sont dus à l'engrenement avec les satellites, s'équilibrent mutuellement.

Il reste les réactions R_A et R_B qui s'appliquent sur le chassis comme l'indique le schéma ci-dessus. Les efforts R_A et R_B sont dans un plan quelconque, les réactions sur C et D seront dans le même plan que R_A et R_B .

Calcul des réactions R_C et R_D .



$$-R_A - R_B + R_C + R_D = 0$$

$$\sum M/C = 0 \Rightarrow -R_A \cdot 100 - R_B \cdot 400 + R_D \cdot 650$$

$$R_D = 12161 \text{ N}$$

$$R_C = R_A + R_B - R_D = 23544 \text{ N}$$

Calcul des roulements C et D.

- Nombre de tours du chassis

$$N = n_u = 64,07 \text{ tr/min}$$

- Durée minimale en millions de tours

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot H}{10^6} = 48 \text{ millions de tours}$$

- coef. dynamique $K=1$ (vitesse faible)

- charge dynamique P_C et P_D .

o facteur de rotation:

$$(\text{bagues ént mobiles / à la charge}) = V = 1,2$$

o l'effort axiale sur support par le roulement A

$$\frac{R_{Ca}}{V R_{Cr}} = 0$$

$$\frac{R_{Da}}{V R_{Dr}} = 0$$

$$\left. \begin{array}{l} X=1 \\ Y=0 \end{array} \right\}$$

pour les deux roulements.

$$P_C = X V R_{Cr} = 28249 \text{ N}$$

$$P_D = X V R_{Dr} = 14593 \text{ N}$$

$$R_A = 21254 \text{ N}$$

$$R_B = 14448 \text{ N}$$

$$R_D = 12161 \text{ N}$$

$$R_C = R_A + R_B - R_D = 23544 \text{ N}$$

$$n_u = 64,07 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$N = 64,07 \text{ tr/min}$$

$$H = 12500 \text{ h}$$

- Nombre de tours du chassis

$$N = n_u = 64,07 \text{ tr/min}$$

- Durée minimale en millions de tours

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot H}{10^6} = 48 \text{ millions de tours}$$

- coef. dynamique $K=1$ (vitesse faible)

- charge dynamique P_C et P_D .

o facteur de rotation:

$$(\text{bagues ént mobiles / à la charge}) = V = 1,2$$

o l'effort axiale sur support par le roulement A

$$\frac{R_{Ca}}{V R_{Cr}} = 0$$

$$\frac{R_{Da}}{V R_{Dr}} = 0$$

$$\left. \begin{array}{l} X=1 \\ Y=0 \end{array} \right\}$$

pour les deux roulements.

$$P_C = X V R_{Cr} = 28249 \text{ N}$$

$$P_D = X V R_{Dr} = 14593 \text{ N}$$

$$X=1$$

$$Y=1$$

$$R_{Cr} = R_C = 23544 \text{ N}$$

$$R_{Dr} = R_D = 12161 \text{ N}$$

$$R_D = 12161 \text{ N}$$

$$R_C = 23544 \text{ N}$$

$$N = 64,07 \text{ tr/min}$$

$$L = 48 \text{ millions de tours}$$

$$K=1$$

$$V = 1,2$$

$$P_C = 28249 \text{ N}$$

$$P_D = 14593 \text{ N}$$

$P_C = 23249 \text{ N}$
 $K = 1$
 $k = 3/10$
 $L = 48 \text{ mm}$
 $P_D = 14593 \text{ N}$

- Capacité de charge dynamique de base C_c et C_D

$C_c = P_C K L^k = 90235 \text{ N}$

$C_D = P_D K L^k = 46114 \text{ N}$

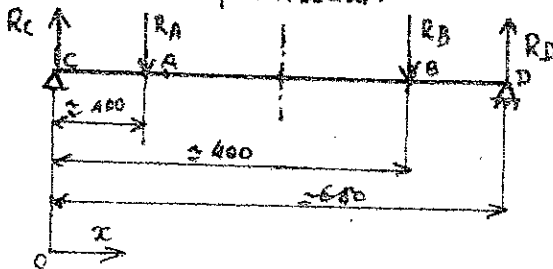
$C_c =$
 $C_D =$

- choix des roulements C et D
 le choix sera fait dans le catalogue SKF
 selon la norme allemande.

C: série 22234C } Roulements à deux rangées de rouleaux
 D: série 23232E } cylindriques à rotule dans la bague Ext.

Calcul du diamètre minimal de l'arbre.

- Moment fléchissant.



$R_C = 23541 \text{ N}$

$x \in [0, 100]$ $M_f = -R_C \cdot x \Rightarrow M_f = -23541 x$

$x = 100 \text{ mm}$

pour $x = 100 \text{ mm} \Rightarrow M_{fA} = -23541 \cdot 100 = -2354,1 \text{ mN}$

$M_{fA} = -2354 \text{ mN}$

$x \in [100, 500]$
 $M_f = -R_C x + R_A(x - 100)$
 $M_f = -R_C x + R_A x - 100 R_A$
 $M_f = (R_A - R_C)x - 100 R_A$

$R_A = 21254 \text{ N}$

pour $x = 400 \text{ mm} \Rightarrow M_{fB} = (R_A - R_C)400 - R_A \cdot 100$

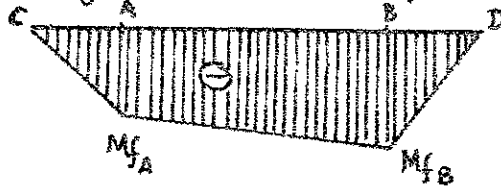
$R_C = 23541 \text{ N}$

$M_{fB} = -3040 \text{ mN}$

$x = 400 \text{ mm}$

$M_{fB} = -3040 \text{ mN}$

diagramme des moments fléchissants.



$M_t = 10894 \text{ mN}$

- Moment de torsion:
 $M_t = M_s = 10894 \text{ mN}$

$M_t = 10894 \text{ mN}$

la section dangereuse se trouve en B car le moment fléchissant y est le plus grand.

- Moment idéal:
 $M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 11310 \text{ mN}$

$M_i = 11310 \text{ mN}$

$M_t = 10894 \text{ mN}$
 $(M_{fB}) = +3040 \text{ mN}$

$$\sigma_b = 87 \text{ kb}$$

$$c = 6$$

$$M_i = 11310 \text{ mn}$$

$$R_p = 14,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

L'arbre étant en acier allié forgé dont $\sigma_b = 87 \text{ kb}$.

soit c coef de sécurité $c = 6$

$$R_p = \frac{\sigma_b}{c} = 14,5 \text{ N/mm}^2$$

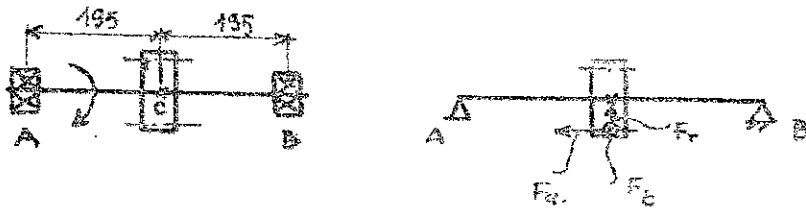
diamètre minimal de l'arbre.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = 104 \text{ mm}$$

$$R_p = 14,5 \text{ N/mm}^2$$

$$d \geq 104 \text{ mm}$$

V.93. ARBRE PIGNON DE SORTIE

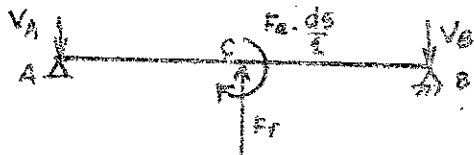


F_r : effort radial
 F_e : effort tangential
 F_a : effort axial.

Pour les calculs nous supposons le sens de rotation
 indiqué sur le schéma de gauche.
 les effort considérés seront ceux appliqués sur le
 3^e étage.

a) Calcul des réactions

- Plan vertical.



$$V_A + V_B - F_r = 0$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow F_r \cdot 195 - V_B \cdot 380 - F_e \frac{d_s}{2} = 0$$

$$V_B = 5722 \text{ N}$$

$$d_s = 240,43 \text{ mm}$$

$$F_e = 40043 \text{ N}$$

$$F_r = 36130 \text{ N}$$

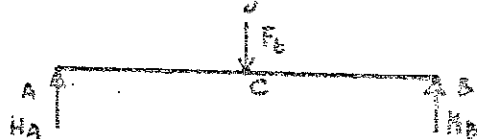
$$V_B = 5722 \text{ N}$$

$$V_A = F_r - V_B = 30408 \text{ N}$$

$$V_B = 5722 \text{ N}$$

$$V_A = 30408 \text{ N}$$

- Plan Horizontal.



$$H_A + H_B - F_e = 0$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow F_e \cdot 195 - H_B \cdot 380 = 0$$

$$H_B = \frac{F_e}{2} = 45416 \text{ N} = H_A$$

$$F_e = 90833 \text{ N}$$

$$H_A = H_B = 45416 \text{ N}$$

- Réactions résultantes sur les roulements (R_{0A} , R_{0B})

$$V_A = 30408 \text{ N}$$

$$H_B = 45416 \text{ N}$$

$$V_B = 5722 \text{ N}$$

$$H_B = 45416 \text{ N}$$

$$R_{0A} = \sqrt{V_A^2 + H_A^2} = 54656 \text{ N}$$

$$R_{0A} = 54656 \text{ N}$$

$$R_{0B} = \sqrt{V_B^2 + H_B^2} = 45757 \text{ N}$$

$$R_{0B} = 45757 \text{ N}$$

b) diamètre minimum de l'arbre pignon de sortie.

* Moments flechissants.

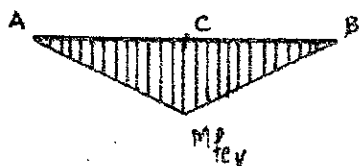
- Plan vertical.

il est prévisible que la section dangereuse se trouve en C.

$$V_A = 30408 \text{ N}$$

$$F_Q = 40043 \text{ N}$$

$$d_s = 240,43 \text{ mm}$$



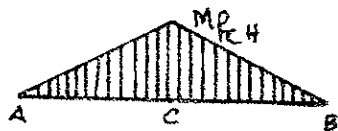
$$M_{TCV} = V_A \cdot 195 - F_Q \frac{d_s}{2}$$

$$M_{TCV} = 1116 \text{ mN}$$

$$M_{TCV} = 1116 \text{ mN}$$

- Plan Horizontal.

$$H_A = 45416 \text{ N}$$



$$M_{TCH} = -H_A \cdot 195$$

$$M_{TCH} = -8856 \text{ mN}$$

$$M_{TCH} = 8856 \text{ N}$$

* Moment de torsion.

le moment de torsion est le couple qui s'exerce sur l'arbre de sortie.

$$M_t = C_3 = 10894 \text{ mN}$$

$$C_3 = 10894 \text{ mN}$$

$$M_t = 10894 \text{ mN}$$

la section dangereuse se trouve en C
Le moment flechissant résultant $M_{T_{rés}}$

$$M_{T_{rés}} = \sqrt{M_{TCH}^2 + M_{TCV}^2} = 8926 \text{ mN}$$

$$M_{TCH} = 8856 \text{ N}$$

$$M_{TCV} = 1116 \text{ N}$$

$$M_{T_{rés}} = 8926 \text{ mN}$$

le moment idéal M_i

$$M_i = \sqrt{M_{T_{rés}}^2 + M_t^2} = 14069 \text{ mN}$$

$$M_t = 10894 \text{ mN}$$

$$M_{T_{rés}} = 8926 \text{ mN}$$

$$M_i = 14069 \text{ mN}$$

Le pignon s'étant en acier allié forgé trempé totalement, l'arbre en aussi en même acier.

la contrainte de rupture de base $\sigma_b = 87 \text{ N/mm}^2$

avec un coef de sécurité de 6 ou aura $R_p = \frac{\sigma_b}{6}$

$$\sigma_b = 87 \text{ N/mm}^2$$

$$R_p = 14,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$R_p = 14,5 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

diamètre minimal

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = 46 \text{ mm}$$

$$M_i = 14069 \text{ mN}$$

$$R_p = 14,5 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$d \geq 46 \text{ mm}$$

c) Calcul et choix des roulements.

On choisit des roulements sur deux rangées de rouleaux à rotule dans les bagues extérieures ce type de roulements supporte des charges axiales et radiales combinées.

vue le sens de l'effort axial F_a , seul le roulement A supporte cet action.

- Nombre de tours que font ces roulements.

$$n_u = 64,07 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$N = n_u = 64,07$$

$$N = 64,07 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

- Durée minimale en millions de tours

$$N = 64,07 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$H = 12500 \text{ heures}$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot H}{10^6} = 48 \text{ millions de tours}$$

$$L = 48 \text{ millions de tours.}$$

- Coef dynamique.

Sachant qu'on a un roulement à rotule
 $\Rightarrow K = 1$ (cours CM II)

$$K = 1$$

* Roulement A

- bague intérieure tournante / charge \Rightarrow facteur de rotation $V = 1$

$$V = 1$$

- $\frac{R_{Aa}}{V R_{Ar}} = 0,73$ sachant $d > 80 \text{ mm} \Rightarrow e = 0,34$

et $0,73 > 0,34 \Rightarrow \begin{cases} X = 3: \text{facteur axial} \\ X = 0,67: \text{facteur radial} \end{cases}$

$$X = 0,67$$

$$Y = 3$$

$$R_{Aa} = F_a = 40043 \text{ N}$$

$$R_{Ar} = R_{sA} = 54656 \text{ N}$$

$$V = 1$$

- charge dynamique équivalente P_A

$$P_A = X V R_{Ar} + Y R_{Aa} = 15675 \text{ daN}$$

$$P_A = 15675 \text{ daN}$$

- capacité de charge dynamique de base C_A

$$C_A = P_A \cdot K \cdot L^k$$

$$C_A = 50067 \text{ daN}$$

$$C_A = 50067 \text{ daN}$$

- le choix du roulement A se fera selon SKF
 Reihe 223 30 CK

* Roulement B

- bague int tournante / charge $\Rightarrow V = 1$

$$V = 1$$

- $\frac{R_{Ba}}{V R_{Br}} = 0$ sachant $d > 80 \Rightarrow e = 0,35$

$\frac{R_{Ba}}{V R_{Br}} < e \Rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 2 \end{cases}$

$$X = 1$$

$$Y = 2$$

- charge dynamique équivalente P_B

$$P_B = X V R_{Br} = 45775 \text{ N}$$

$$P_B = 45775 \text{ N}$$

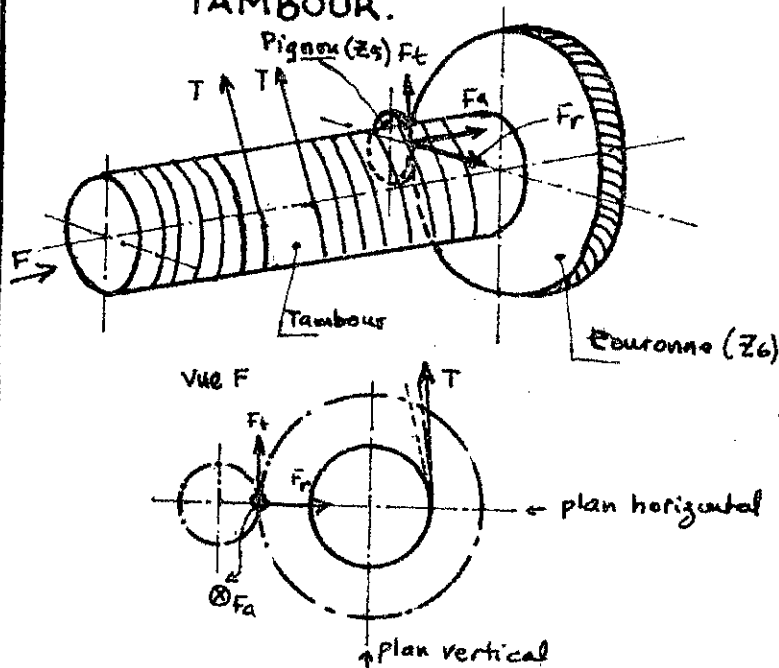
- capacité de charge dynamique de base C_B

$$C_B = P_B \cdot K \cdot L^k = 14622 \text{ daN}$$

$$C_B = 14622 \text{ daN}$$

- le choix du roulement B se fera selon SKF
 Reihe 223 30 CK, le même que le roulement A.

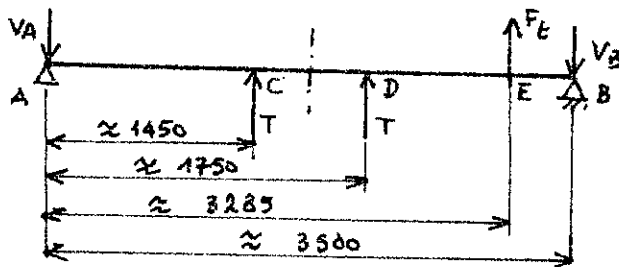
V.9.4. CALCUL DES ROULEMENTS DU TAMBOUR.



L'angle que font les brins de câble avec le plan vertical change avec la position du chariot de contre poids. Pour le calcul nous considérons cet angle comme nul c'est-à-dire T dans le plan vertical, et nous prenons aussi comme ce où les deux brins sont les plus proches l'un de l'autre.

V.9.4.1. CALCUL DES REACTIONS

- plan vertical.



$$V_A + V_B - 2T - F_e = 0$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow T(1450) + T(2050) + F_e \cdot 3285 - V_B \cdot 3500 = 0$$

$$V_B = 178274 \text{ N}$$

$$V_A = 2T + F_e - V_B = 98602 \text{ N}$$

$$F_e = 90833 \text{ N}$$

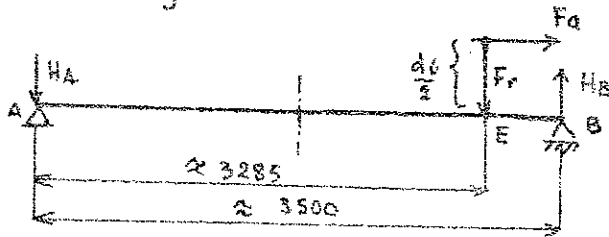
$$T = 93021 \text{ N}$$

$$V_B = 178274 \text{ N}$$

$$V_B = 178274 \text{ N}$$

$$V_A = 98602 \text{ N}$$

- Plan Horizontal.



$$-H_A + H_B - F_r = 0$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow -F_r \cdot 3285 + H_B \cdot 3500 - F_a \frac{d_g}{2} = 0$$

$$H_B = 43990 \text{ N}$$

$$\Rightarrow H_A = 7859 \text{ N}$$

Réactions résultantes R_A et R_B

$$R_A = \sqrt{H_A^2 + V_A^2} = 98915 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{H_B^2 + V_B^2} = 183621 \text{ N}$$

V.9.4.2. CALCUL ET CHOIX DES ROULEMENTS.

On choisit des roulements sur deux rangées de roulements cylindrique à rotule dans la bague extérieure. Ce type de roulement supporte des charges axiales et radiales combinées.

- Nombre de tours du tambour

$$N = n_g = 8,75 \text{ tr/min}$$

- durée minimale en millions de tours.

$$L = \frac{N \cdot 60 \text{ h}}{10^6} = 6,56 \text{ millions de tours.}$$

- coef dynamique

$$K = 1$$

- Charges dynamiques P_A et P_B

* Roulement A

• facteur de rotation $v = 1,2$

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \frac{R_{Aa}}{V R_{Ar}} = 0 \\ d > 80 \end{array} \right\} \Rightarrow e = 0,34 > 0 \Rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 2 \end{cases}$$

$$P_A = X V R_{Ar} = 118697 \text{ N}$$

* roulement B

• facteur de rotation $v = 1,2$

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \frac{R_{Ba}}{V R_{Br}} = 0,18 \\ d > 80 \end{array} \right\} \Rightarrow e = 0,34 > 0,18 \Rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 2 \end{cases}$$

$$F_r = 36430 \text{ N}$$

$$F_a = 40043 \text{ N}$$

$$d_g = 1761,95 \text{ mm}$$

$$H_A = 7859 \text{ N}$$

$$H_B = 43990 \text{ N}$$

$$V_B = 178274 \text{ N}$$

$$V_A = 98602 \text{ N}$$

$$H_B = 43990 \text{ N}$$

$$H_A = 7859 \text{ N}$$

$$R_A = 98915 \text{ N}$$

$$R_B = 183621 \text{ N}$$

$$n_g = 8,75 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$N = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$H = 12000 \text{ h}$$

$$N = 8,75 \text{ tr/min}$$

$$L = 6,56 \text{ millions de tours.}$$

$$K = 1$$

$$X = 1$$

$$Y = 2$$

$$P_A = 118697 \text{ N}$$

$$X = 1$$

$$V = 1,2$$

$$R_{Ar} = R_A$$

$$= 98915 \text{ N}$$

$$R_{Ba} = F_a = 40043 \text{ N}$$

$$R_{Br} = R_B$$

$$= 183621 \text{ N}$$

$$X = 1$$

$$Y = 2$$

$X=1$
 $V=1,2$
 $R_{Br} = R_B$
 $= 183621 \text{ N}$
 $Y=2$
 $R_{Ba} = F_B$
 $= 40043 \text{ N}$
 $P_A = 118693 \text{ N}$
 $P_B = 300432 \text{ N}$
 $K=1$
 $f = 3/10$
 $L = 6,56 \text{ millions}$
 de tours

$P_B = X V R_{Br} + Y R_{Ba}$
 $P_B = 300432 \text{ N}$

$P_B = 300432 \text{ N}$

- Capacité de charge dynamique de base C_A et C_B

$C_A = P_A \cdot K \cdot L^k = 20869 \text{ daN}$

$C_A = 20869 \text{ daN}$

$C_B = P_B \cdot K \cdot L^k = 52822 \text{ daN}$

$C_B = 52822 \text{ daN}$

- Choix de roulements

le choix portera sur deux roulements identiques A et B selon la norme allemande du catalogue SKF

Reihe 22340 CK.

V.10. CALCUL DE LA FIXATION DE LA COURONNE SUR LE TAMBOUR

le tambour normalisé adopté à $\phi 800$ nous impose un trou de passage des boulons de fixation de la couronne de $\phi d_3 (H7) = \phi 32$, ces trous sont situés sur une circonférence de $\phi D_3 = \phi 870$ les boulons seront donc ajustés (H7/h6).

Effort tangentiel global s'exerçant sur les sections assaillées des boulons

$F_t = \frac{2 M_t}{D_3}$

M_t : couple sur l'arbre du Tambour

$F_t = 183321 \text{ N}$

$F_t = 183321 \text{ N}$

Le diamètre d'un boulon est donné par l'inégalité

$d_b \geq \sqrt{\frac{F_t}{0,875 \cdot \psi \cdot Z \cdot [\sigma]}}$

d_b : diamètre des boulons
 $d_b = 32 \text{ mm}$.

$\psi = 0,7 \div 0,8$

; coef de distribution inégale de la force F_t sur les Z boulons

Z .

; nbre de boulons de fixation.

Détermination du Nombre de boulons Z .

$Z \geq \frac{2 M_t}{0,875 \cdot d_b^2 \cdot \psi \cdot D_3 [\sigma]}$

$$\tau_c = (0,6 + 0,7) \sigma_{adm}$$

pour un boulon en acier XC25 on a $\sigma_e = 28,7 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$
 et $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2,5}$ σ_e : contrainte d'élasticité
 2,5: coef de sécurité.

$$\sigma_e = 28,7 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{soit } \tau_c = 0,65 \sigma_{adm} = 0,65 \frac{\sigma_e}{2,5} = 0,65 \cdot \frac{28,7}{2,5}$$

$$\tau_c = 7,46 \text{ daN/mm}^2$$

$$Z \geq \frac{2 \cdot M_A}{0,875 \cdot d^2 \cdot 4 \cdot \tau_3 [\tau_c]}$$

$$Z > 4 \text{ boulons}$$

on fixera la couronne avec 12 boulons qui seront ajustés $\Phi 32 \text{ H7h6}$.

$$\tau_c = 7,46 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$Z > 4 \text{ boulons}$$

$$Z = 12 \text{ boulons}$$

$$M_A = 79741 \text{ Nm}$$

$$d_3 = 0,032 \text{ m}$$

$$\psi = 0,75$$

$$D_3 = 0,87 \text{ m}$$

$$\tau = 7,46 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

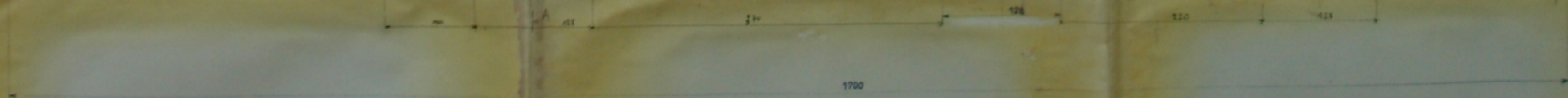
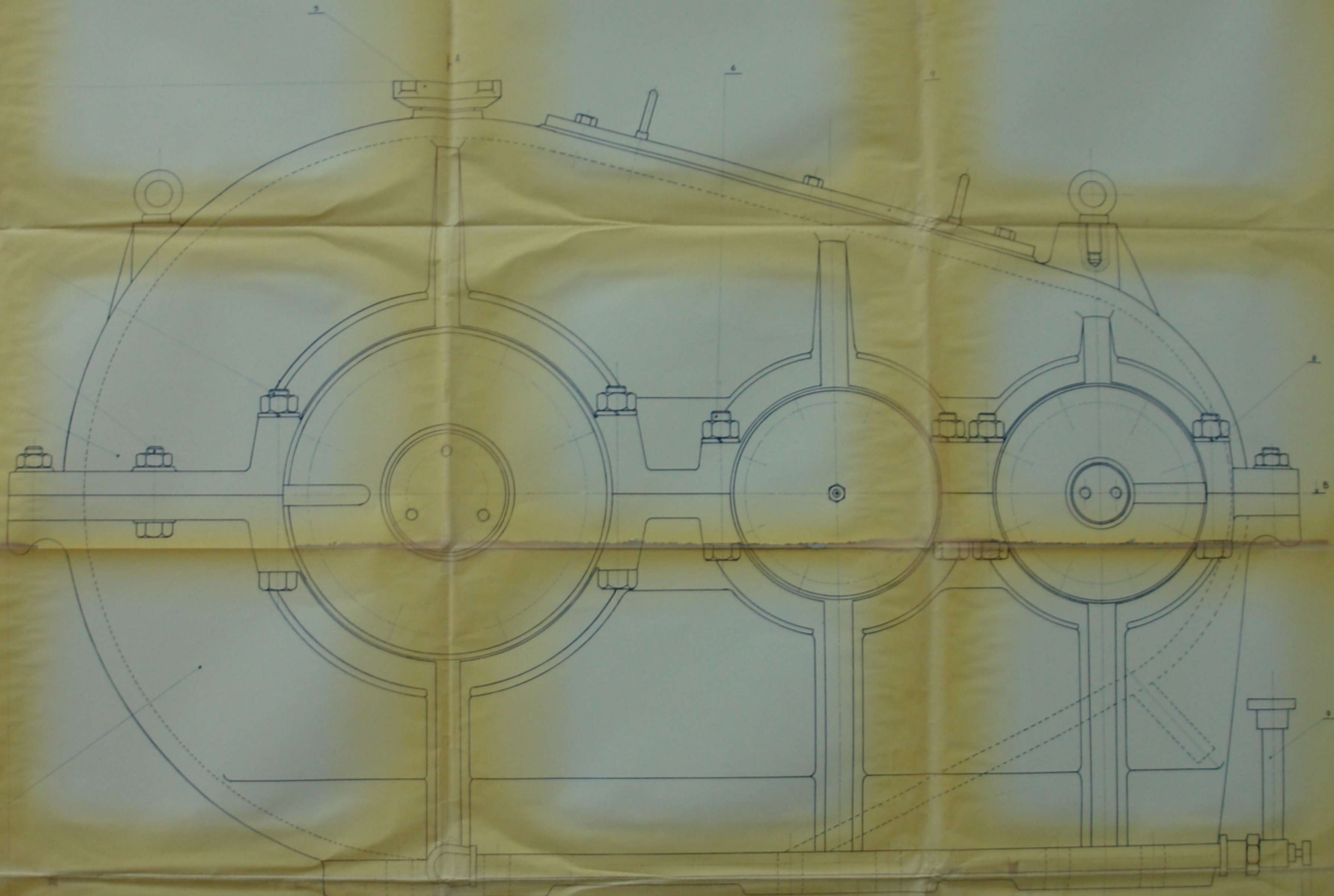
CONCLUSION

A cause du manque de temps, notre étude s'est limitée à la détermination des principaux éléments du mécanisme, aux vérifications dynamiques et de résistance de certains d'entre eux.

Car l'étude complète d'une grue de port nécessite la collaboration de toute une équipe de spécialistes.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- Henriot tome 1
- 2- catalogue pour roulements SKF
- 3- Mémento de dessin industriel G. Lenormand.
- 4- Aide mémoire (conception en construction méca). Dunod.
- 5- Livres polonais de A. Piatkiewicz et R. Sobolski T. 1 et 2.
Ed: 1973.
- 6- Normes polonaises Tome 3 et 4
- 7- F.E.M. 2^e édi. 1970.



المكتبة
 BIBLIOTHÈQUE
 NATIONALE ALGERIENNAE

No 1852
 - 5 -

N° 31 PAGE 36 194 01 00 00

G. Toulon
 dessin par Toulon 1940

PMO 1852

G. Hecanque

Étude par: TADANI, P.

1302

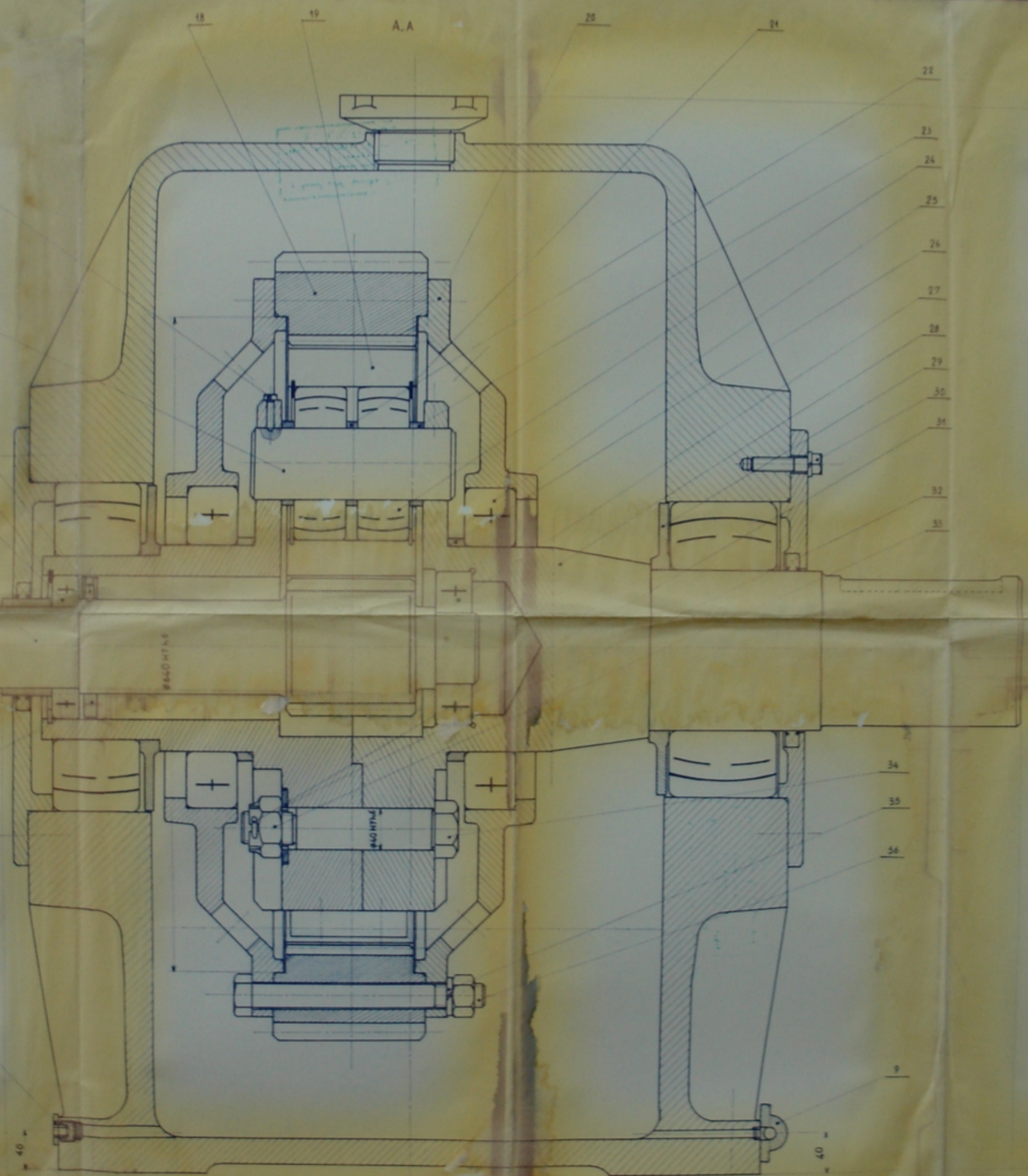
المعهد الوطني للتكنولوجيا
البيблиотеك
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

17
16
15
14
13
12

11

10

A.A



21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33

34
35
36

9

500

المعهد الوطني للتكنولوجيا
البيблиотеك
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

VUE DE DROITE EN COUPE AA
de TR1 03 00 00

680

1170

