

Alex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

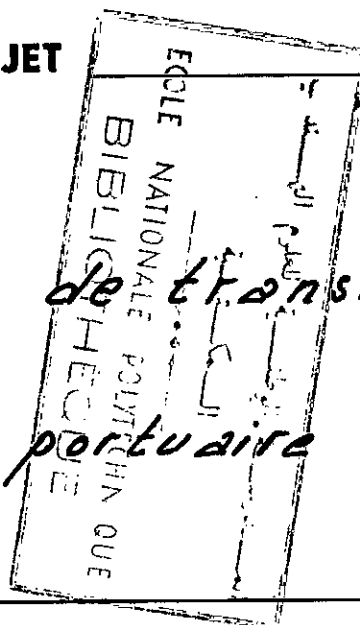
DEPARTEMENT :

Mechanics

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Mécanisme de translation  
d'une grue portuaire



Proposé par :

Mr. A. Grefkewicz

Etudié par :

Mr. ALIA Mohamed

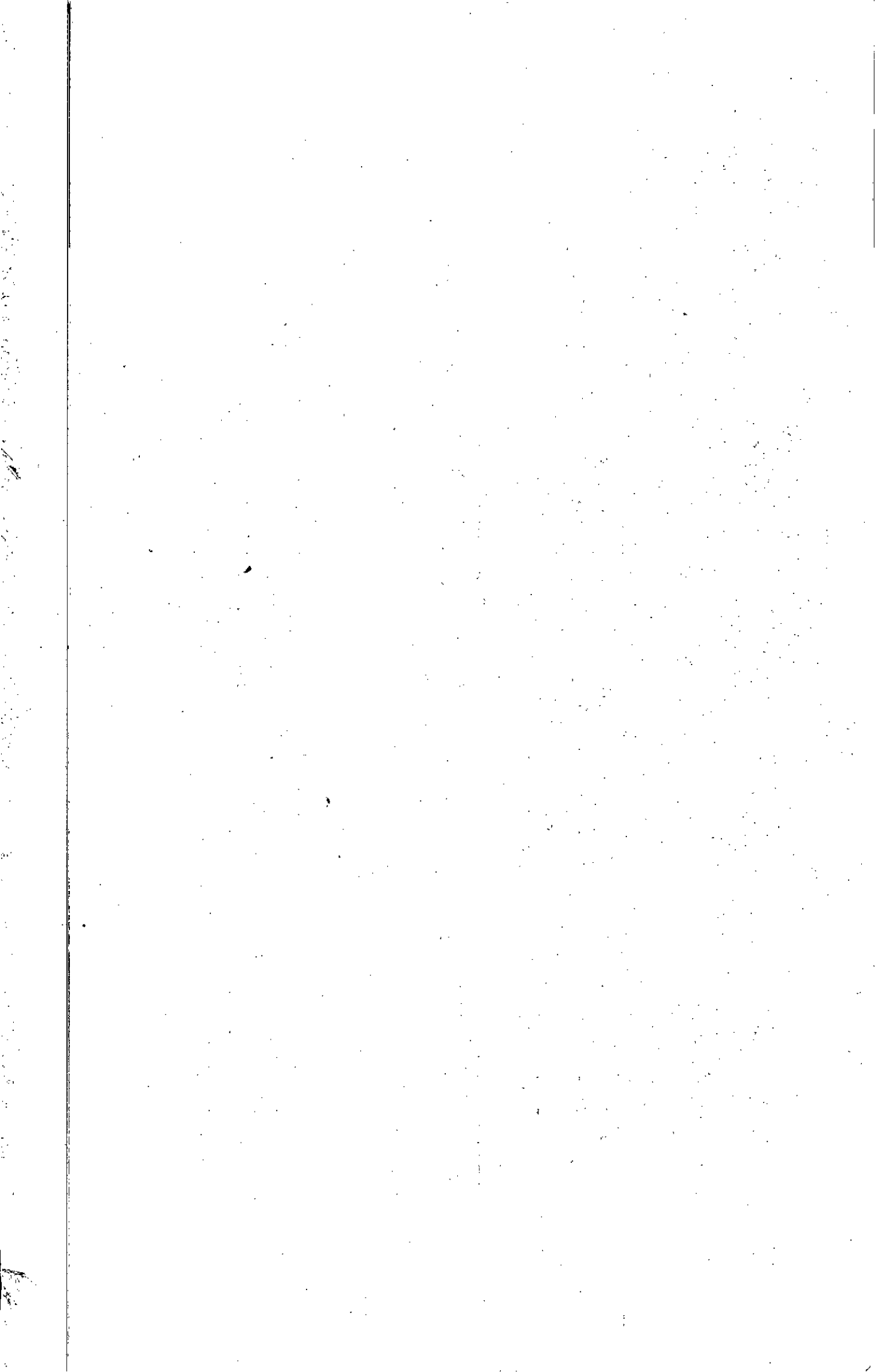
Dirigé par :

Mr. A. G



PROMOTION :

Janvier 84



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

—»O«—

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

—»O«—

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

—»O«—

**DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE**

—»O«—

PROJET DE FIN D'ETUDES

**THEME**

**Mecanisme de Translation  
d'une Grue Portuaire**

Proposé par :

Mr A. GREFKEWICZ

Etudié par :

ALIA Mohamed

Promotion Janvier 1984

Ma reconnaissance et ma gratitude

s'adresse, après ALLAH, à :

- Mes parents, frères et sœurs
- À ceux qui ont contribué à ma formation
- À monsieur A. Grefkowitz qui m'a consacré tout son temps libre.
- Aux familles qui n'ont cessé de me considérer comme leur fils; et en particulier les familles: HABIBÉ et DJOUBRI  
Amar
- À Youcef Kehila.

### Dédicaces:

- À mes frères: Madani, Bachir et Ben-Ali
- À ma future femme.
- À mes frères étudiants.
- Au future bébé de Toufik (avec mes meilleurs sentiments)

## Table de matieres :

A* Description et caracteristiques technique	2
B* Dimensionnement du galet :	5
I.1. Determination des charges Verticales dues aux poids propres.	5
I.1.1 De la partie tournante.	5
I.1.2 De la partie fixe	9
I.2 Determination de la composante de la charge verticale sur les galets dues aux charge verticales.	9
I.2.1 Reactions d'appuis du portique reposant sur 4 points.	10
I.2.2 Reactions d'appuis du portique reposant sur 3 points.	14
II.1 Evaluation de la charge verticale sur un galet due à la pression du vent.	17
II.1.2 Procedure de calcul	17
II.2 Evaluation des forces	19
II.2.1 Partie non tournante	19
II.2.2 Partie tournante	19
II.3. Calcul de la composante verticale sur les galets due à la pression du vent	22
II.3.1 Grue reposant sur 4 points	22
II.3.1.1. Partie non tournante	22
II.3.1.2. Partie tournante	24
II.3.1.3. Points d'applications et direction des forces dues au vent	24
II.3.2 Grue sur 3 points	25
II.3.2.1 Partie non tournante	25
II.3.2.2 Partie tournante	26
Conclusion	27

III	Calcul du diamètre du galet	28
C*	Calcul de la résistance au roulement	30
D*	Dimensionnement du moteur	32
I-1.	Puissance totale en mouvement uniforme	32
I-2.	Calcul et choix du moteur	32
I-3.	Vérification du patinage lors du démarrage	32
I-3.1	Calcul du couple résistance, et calcul du couple nominale du moteur.	33
I-3.2.	Calcul du moment d'inertie total équivalent ramené à l'arbre du moteur	33
I-3.3.	Calcul de l'accélération maximale	34
I-4.	Calcul des accélérations moyennes	35
I-5.	Calcul des temps de démarrages correspondants aux accélérations moyennes.	36
•	Conclusion	36
E*	Dimensionnement du réducteur:	37
I-1.	Répartition du rapport de réduction	37
II-1.	Réducteur	37
II-1.1	Caractéristique géométriques et cinématique des engrenage	38
II-1.1.1.	Étage conique.	38
II-1.1.2.	Étage cylindrique à denture hélicoïdale	41
II-1.1.3.	Étages extérieurs	43
III-1.	Calcul des dentures à la pression superficielle.	46
III-2.	Calcul des dentures à la rupture.	48

IV.1. Étude dynamique du réducteur	58
IV.1.1. Arbre d'entrée	58
IV.1.2. Arbre intermédiaire	61
IV.1.3. Arbre de sortie	65
V.1. Calcul des roulements supportant les arbres	70
V.1.1. Calcul des charges radiales et axiales sur les paliers	70
V.1.2. Calcul des charges dynamiques réelles (et comparaison)	70
F* Calcul du frein	72
I.1. Calcul du moment de freinage	72
I.2. Vérification au glissement	73
G* Calcul d'axes	74
I.1. Axe de la roue intermédiaire	74
I.1.1. Calcul des charges	74
I.1.2. Calcul du diamètre de l'axe.	74
I.1.3. Vérification à la pression aux portées	75
I.2. Axe du galet	76
I.3. Axe du pignon entre-galets.	78
I.3.1. Calcul des charges.	78
I.3.2. Calcul du diamètre	79
I.3.3. Calcul et vérification de la pression aux portées.	79
H* Calcul des rendements.	80
I* Conclusion	82

## Bibliographie

- Dźwigowice (ouvrage de construction)  
Auteur A. piątkiewicz et R. Sobol'ski
- Regles de calcul pour les appareils de levage  
Auteur : Federation europeenne de manutention
- Traité théorique et pratique des engrenages  
Tome 1 6<sup>eme</sup> édition  
Auteur : George Henriot.
- Calcul en construction mécanique  
Auteur Christian ELOY
- Fabrication en construction  
Auteur Christian ELOY
- Element de mécanique pour l'ingenieur  
Auteur : Guy Walter
- Catalogue S.K.F
- Guide du dessinateur industriel  
Auteur : R. Chevalier
- Element de machine  
Auteurs : V. Dobrovolski, K. Zablon'ski,  
S. Mak, A. Radtchik, L. Erlikh.
- Matériaux de construction mécanique et  
électrique.  
Auteurs G. Lemasson , L. Blain



La partie faisant l'objet de cette  
étude est un mécanisme de trans-  
lation destiné à une grue de port.

A

## Description et caractéristiques technique

La grue se compose des éléments principaux suivants :

### 1. Ossature

Elle se compose :

- portique (mobile) supportant l'ensemble
- la tour comporte : la flèche, les contrepoids, les cabines ; elle est tournante par rapport au portique.

Ces éléments sont en construction soudée.

### 2. Mécanisme de relevage de la flèche.

Le système pignon-cremuillère, permet le changement de l'inclinaison de la flèche et par la suite la portée.

Un contre-poids permet de contre-balancer celui de la flèche.

Le crochet garde une trajectoire sensiblement horizontale grâce à la compensation par câble.

### 3. Mécanisme d'orientation :

Constitué de 8 galets, fixés à la partie tournante, roulant sur un rail circulaire.

Le mouvement est assuré par un moteur électrique accouplé à un réducteur dont un pignon est lié à l'arbre de sortie l'engrène (Intérieurement) à une couronne liée au portique.

Le portique est menu de deux paliers qui reçoivent les charges de la partie tournante:

- le palier supérieur ne supporte que la charge radiale à l'aide du rail circulaire et les 8 galets
- le palier inférieur supporte une partie de la charge radiale mais reçoit entièrement la charge axiale.

#### 4. Mécanisme de translation

Le portique repose en 4 points sur des balanciers, ces derniers sont articulés sur des chariots en construction soudée.

Parmi les 12 chariots; 8 sont motorisés.

Les chariots motorisés se composent de :

- un moteur électrique
- un réducteur
- un train d'engrenage
- 2 galets (entraînés)
- un frein

Par contre les autres chariots sont composés uniquement de deux galets indépendants.

Le déplacement de la grue le long du quai s'effectue sur une voie de 8 m de largeur.

#### 5. Mécanisme de levage :

Constitué de :

- deux moteurs identiques :

- L'un entraîne la porte satellites (du train planétaire) par le pignon planétaire;
- L'autre par l'intermédiaire de la couronne

La vitesse de levage peut être 22 ou 44 m/min si l'un des moteurs est en marche, elle de 66 m/min si les deux sont en marche.

- un réducteur comportant un train planétaire.
- deux freins.

Le crochet de levage est soutenu par deux brins, d'un même câble, qui s'enroulent sur un tambour unique; Ce qui donne une réduction de la tension sur chacun des brins. (Mais la vitesse de levage ne subit aucune réduction).

### 6: Caractéristiques:

- Capacité de levage : 8/16 t
- Vitesse de levage : 22 m/min  $\rightarrow$  charge : 16 t
- Vitesse de levage : 44 m/min }  $\rightarrow$  charge : 8 t ou
- Vitesse de levage : 66 m/min } à vide.
- Portée : 25/18/7 m
- Vitesse d'orientation : 1,0 tr/min
- Vitesse de relevage de la flèche : 50 m/min
- Vitesse de translation : 20 m/min

Le choix des galets supportant la grue s'effectue à la base des charges verticales.

Les composantes déterminantes de ces charges verticales sont le poids propre de la structure, la charge utile et l'influence du vent.

On utilisera deux hypothèses de calcul pour la détermination de la charge verticale sur un galet.

### I-1. Détermination des charges verticales:

On a apprécié le poids propres ainsi que les positions des centres de gravités à la base de la construction existantes.

Les forces dues aux poids propres sont représentées sur le schéma (fig.2)

#### I.1.1 Partie tournante de la grue

Denomination	Force : (kN)	Rayon d'action (m)
Charge utile	$Q = 160 \text{ ou } 80$	Variable
flèche	$G_2 = 72$	Variable
Contre poids de la flèche	$G_3 = 193$	- 0,64
Contre poids fixe	$G_4 = 440$	- 4,28
Treuil	$G_5 = 95$	- 2,1

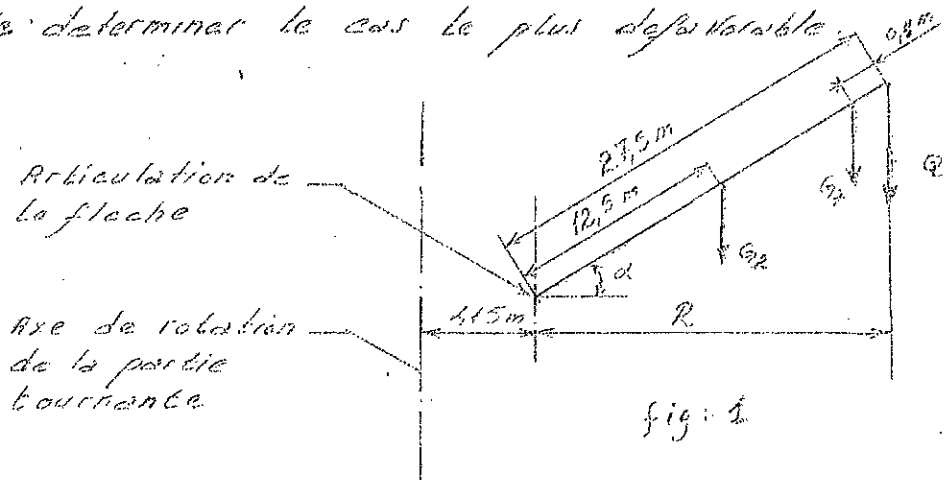
Cabine Centrale	$G_6 = 63$	- 2,1
Extremité de la flèche	$G_7 = 44$	Variable
Cabine de l'opérateur	$G_8 = 6,6$	1,9
la tour	$G_9 = 270$	~ 0
Mécanisme de changement de porté	$G_{10} = 55$	~ 0
Mécanisme de rotation	$G_{11} = 98$	~ 0
Equipement électrique	$G_{12} = 87$	~ 0

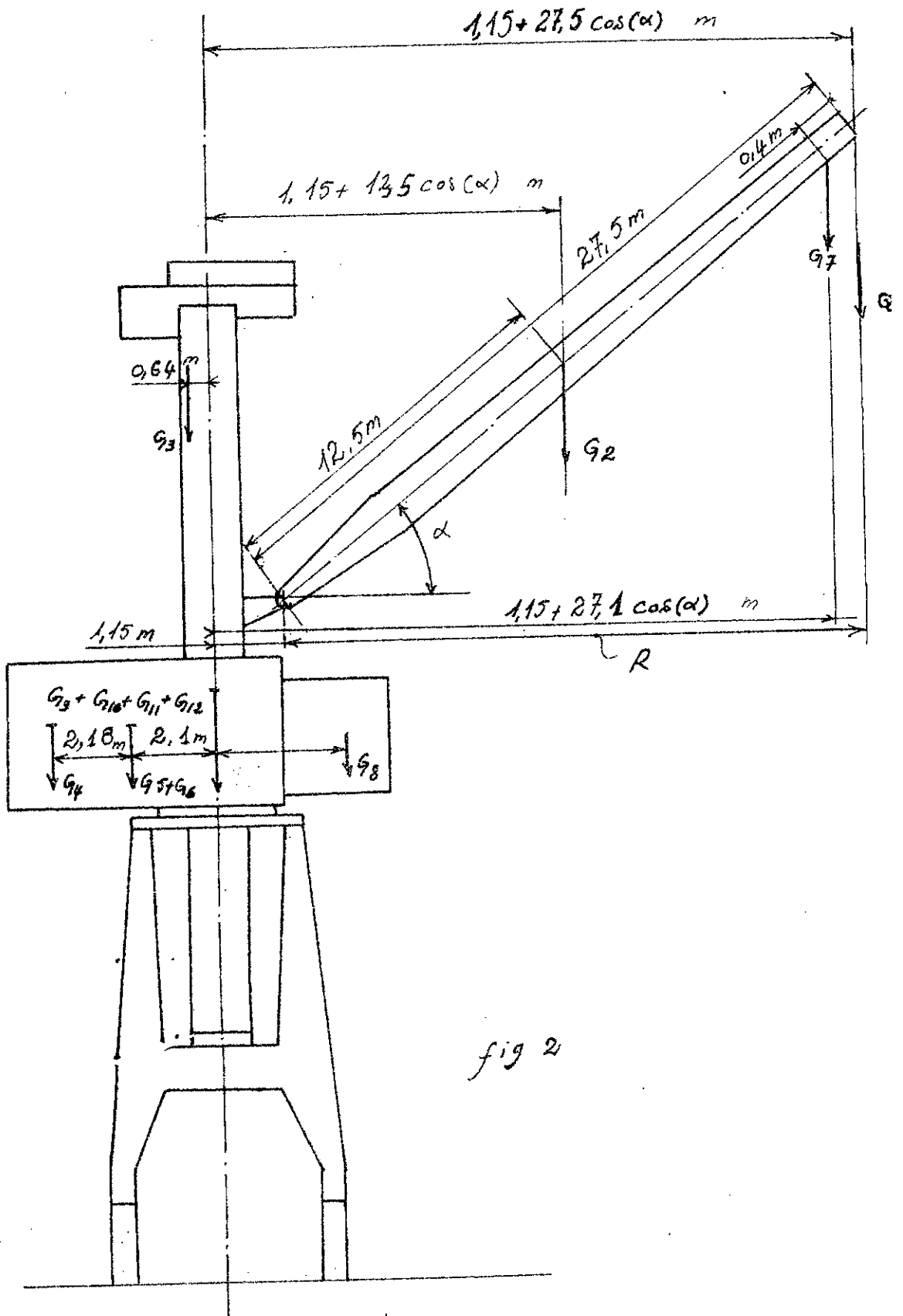
Poids de la partie tournante sans charge utile

$$\text{est } V = \sum_{i=2}^{12} G_i = 72 + 198 + 440 + 95 + 63 + 44 + 6,6 + 270 + 55 + 98 + 87$$

$$= 1402,6 = 1403 \text{ kN}$$

La ligne d'action de la résultante des charges verticales de la partie tournante sera déterminée pour trois positions de la flèche sous différentes charges utiles afin de déterminer le cas le plus défavorable.





Position	$\alpha^\circ$	R (m)	Q (kN)
1	30	25	80
2	52	18	160
3	78	7	160
	78	7	0

Coordonnee de la ligne d'action : (Voir figure: 2)

$$e = \frac{\sum_{i=2}^{12} G_i Z_i + Q(1,15 + 27,5 \cos \alpha)}{\sum_{i=2}^{12} G_i + Q}, \quad \sum_{i=2}^{12} G_i = 1403 \text{ kN}$$

$$e = \frac{G_2(1,15 + 12,5 \cos \alpha) - G_3 \cdot 0,64 - G_4 \cdot 4,28 - G_5 \cdot 2,1 - G_6 \cdot 2,1}{1403 + Q} +$$

$$+ \frac{G_7(1,15 + 27,1 \cos \alpha) + G_8 \cdot 1,9 + G_9 \cdot 0 + G_{11} \cdot 0 + G_{12} \cdot 0}{1403 + Q}$$

tout calcul fait on trouve

$$e = \frac{1,15 \cdot Q + (27,5Q + 1285,6) \cos \alpha - 2251}{1403 + Q}$$

le tableau suivant donne e en fonction de différentes valeurs de  $\alpha$  et Q.

$\alpha^\circ$	Q (kN)	e (m)	V.e (kN.m)
30	80	0,58	860
52	160	0,92	1438
78	160	-0,57	891
78	0	-1,41	-1978



### I.1.2. Partie fixe de la grue

Le poids de la partie non tournante de la grue est apprécié à  $G = 1200 \text{ kN}$ . La construction étant symétrique ; cette force agit le long de l'axe de rotation de la partie tournante

### I.2. Détermination de la composante de la charge sur les galets, due aux charges verticales.

Comme on vient de le faire on a réduit toutes les forces verticales à 2 forces ; Une force  $G$  de direction fixe (par rapport au portique) agissant suivant l'axe de rotation de la partie tournante et une force  $V$  tournante au tour de ce même axe à une distance  $e$ . On ne prend en considération que le cas où  $(V.e)$  est maximal c.à.d pour :

$$Q = 0$$

$$\alpha = 78^\circ$$

$$V = 1403 \text{ kN}$$

$$e = -1,41 \text{ m} \text{ (la direction de } V \text{ est située derrière la flèche)}$$

Les réactions d'appuis du portique reposant sur 4 points sont statiquement indéterminées ; Il existent différentes recommandations concernant le calcul de ces réactions.

Pour apprécier les valeurs des charges verticales sur les galets et l'erreur de cette appréciation,

On déterminera les réactions d'appuis en supposant deux hypothèses.

### I.2.1 Réactions d'appuis du portique reposant sur 4 points

Dans ce cas on a un système hyperstatique qui nous mène à prendre des hypothèses afin de résoudre le problème.

- On suppose que les quatre points d'appuis restent toujours sur un même plan. Cela correspond à deux possibilités :

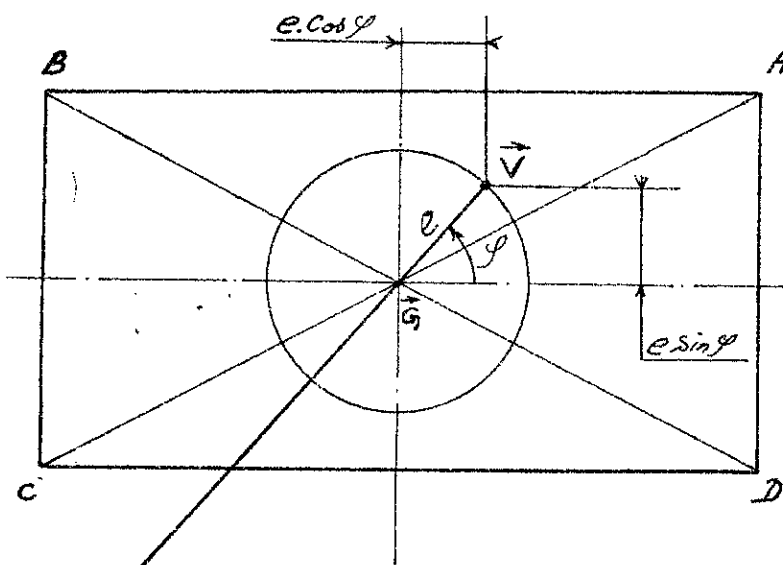
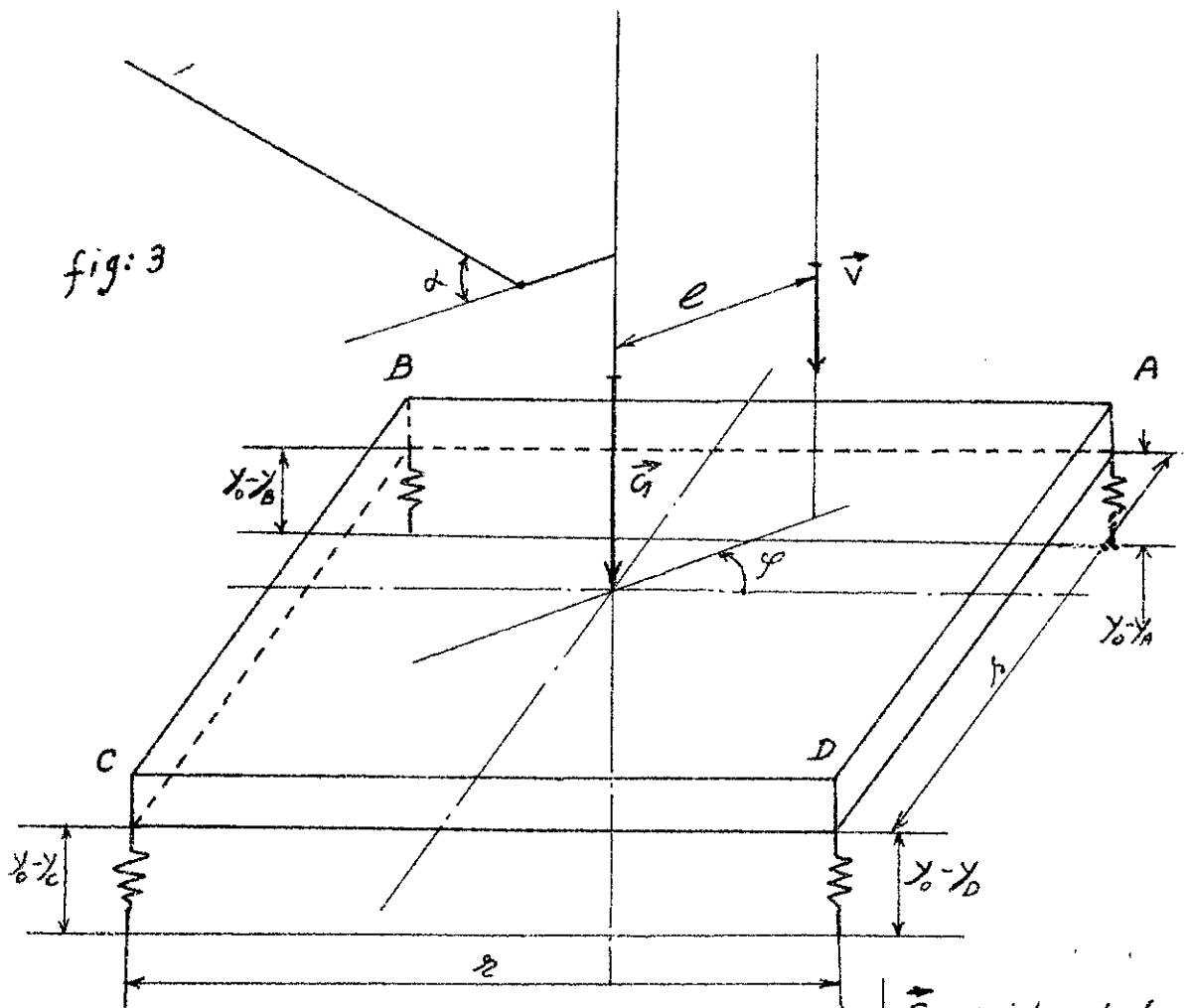
\* Soit que le portique est parfaitement rigide posé sur une voie élastique, dont les déformations sont proportionnelles à la charge avec des coefficients de proportionnalité égaux

\* Soit que voie parfaitement rigide avec un portique élastique avec le même coefficient d'élasticité pour tous les points d'appuis.

Dans tous les cas on ne considère pas des erreurs possible d'exécution ni du portique ni de la voie.

Avec ces suppositions on peut schématiser le portique de la manière suivante :

fig: 3



$\vec{G}$  = poids de la fixe (par rapport au portique)  
 $\vec{V}$  = Poids de la partie tournante  
 $e$  = bras de  $\vec{V}$   
 $\varphi$  = Angle donnant la position instantanée de la force  $\vec{V}$

$y_0$  = Coordonnée initiale des points d'appuis avant l'application des charges  $\vec{G}$  et  $\vec{V}$   
 $y_A, y_B, y_C, y_D$  : déplacements des points d'appuis sous l'action des charges  $\vec{G}$  et  $\vec{V}$

Étudions maintenant l'équilibre du portique

$$1^{\circ} \quad A + B + C + D = G + V$$

$$2^{\circ} \quad \sum M_{CO} = 0 \Rightarrow (A+B)r = G \frac{r}{2} + V \left\{ \frac{r}{2} + e \sin \varphi \right\}$$

$$3^{\circ} \quad \sum M_{AO} = 0 \Rightarrow (B+C)r = G \frac{r}{2} + V \left\{ \frac{r}{2} - e \cos \varphi \right\}$$

La condition que les quatre points d'appuis restent dans un plan s'écrit :

$$(y_c - y_0) - (y_a - y_b) = (y_0 - y_b) - (y_0 - y_a)$$

après simplification on obtient

$$y_c - y_0 = y_b - y_a \quad (a)$$

La proportionnalité évoquée au paragraphe précédent s'écrit

$$\left. \begin{array}{l} y_a = A \cdot L \\ y_b = B \cdot L \\ y_c = C \cdot L \\ y_0 = D \cdot L \end{array} \right\} (b)$$

$L$ : Coefficient de proportionnalité  
( distance / force )

Les égalités (a) et (b) donnent la quatrième équation manquante :

$$4^{\circ} \quad C \cdot L - D \cdot L = B \cdot L - A \cdot L \Rightarrow C - D = B - A$$

La résolution du système d'équations  $1^{\circ}, 2^{\circ}, 3^{\circ}, 4^{\circ}$  donne :

$$A = \frac{G+V}{4} + \frac{V \cdot e}{2 \cdot L \cdot r} \left\{ r \cdot \sin \varphi + L \cdot \cos \varphi \right\}$$

$$B = \frac{G+V}{4} + \frac{V \cdot e}{2 \cdot L \cdot r} \left\{ r \cdot \sin \varphi - L \cdot \cos \varphi \right\}$$

$$C = \frac{G+V}{4} - \frac{V \cdot e}{2 \cdot L \cdot r} \left\{ r \cdot \sin \varphi + L \cdot \cos \varphi \right\}$$

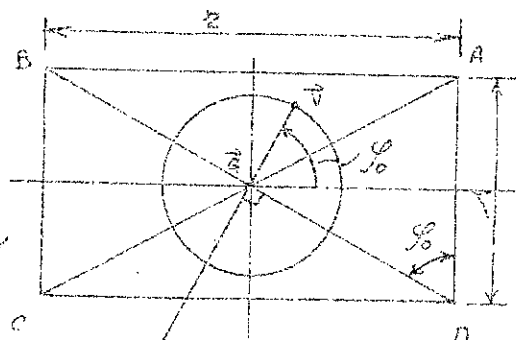
$$D = \frac{G+V}{4} - \frac{V \cdot e}{2 \cdot L \cdot r} \left\{ r \cdot \sin \varphi - L \cdot \cos \varphi \right\}$$

La réaction maximale :

$$\frac{dA}{d\varphi} = 0 \Rightarrow \frac{V \cdot e}{2 \cdot s \cdot z} \left\{ z \cos \varphi - s \cdot \sin \varphi \right\} = 0$$

d'où  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{z}{s}$ , posons  $\varphi_0 = \operatorname{Arctg} \frac{z}{s}$

Cet angle  $\varphi_0$  correspond à la position où le bras de levier  $e$  de la force  $\vec{V}$  est normal à la diagonale  $DB$ .



D'autre part on sait que :

flèche. fig: 4

$$\sin \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \varphi}}} ; \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}}$$

dans notre cas  $\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{z}{s} \Rightarrow \sin \varphi_0 = \frac{z}{\sqrt{z^2 + s^2}}$

$$\cos \varphi_0 = \frac{s}{\sqrt{z^2 + s^2}}$$

d'où la réaction maximale  $A_{\max}$  :

$$A_{\max} = \frac{G+V}{4} + \frac{V \cdot e}{2 \cdot z \cdot s} \cdot \sqrt{z^2 + s^2}$$

Remarque : B, C, D ont la même valeur maximale avec d'autre position. Mais toujours quand le bras  $e$  de  $\vec{V}$  est normale à la diagonale  $AC$  ou  $BD$ .

Calcul de  $A_{max}$  :

$$G = 1200 \text{ kN}$$

$$V = 1403 \text{ kN}$$

$$e = 1,41 \text{ m}$$

$$s = 8 \text{ m}$$

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

$$A_{max} = \frac{1200 + 1403}{4} + \frac{1403 \cdot 1,41}{2 \cdot 8 \cdot 11} \cdot \sqrt{11^2 + 8^2}$$
$$= 803,63 \approx 804 \text{ kN}$$

$$A_{max} = 804 \text{ kN}$$

### I.2.2 Reactions d'appuis du portique reposant

Sur 3 points :

Comme un cas le plus défavorable on considère le portique reposant sur 3 points d'appuis. Cette considération suppose que le portique et la voie soit très rigides et l'exécution très mauvaise pour qu'une réaction s'annule.

Dans ce cas le système est statiquement déterminé.

En supposant une réaction nulle (soit  $\vec{z} = \vec{0}$ ) on a le système d'équations :

$$1^\circ \quad A + B + D = 0$$

$$2^\circ \quad \sum M_{AD} = 0 \Rightarrow B \cdot z = \frac{G \cdot z}{2} + V \left( \frac{z}{2} - e \cos(\varphi) \right)$$

$$3^\circ \quad \sum M_{AB} = 0 \Rightarrow D \cdot s = \frac{G \cdot s}{2} + V \left( \frac{s}{2} - e \sin(\varphi) \right)$$

La résolution de ce système donne :

$$A = \frac{V \cdot e}{s \cdot z} \left\{ z \sin(\varphi) + s \cos(\varphi) \right\}$$

$$B = \frac{G+V}{2} - \frac{V \cdot e}{2} \cos(\varphi)$$

$$D = \frac{G+V}{2} - \frac{V \cdot e}{2} \sin(\varphi)$$

La réaction maximale est :

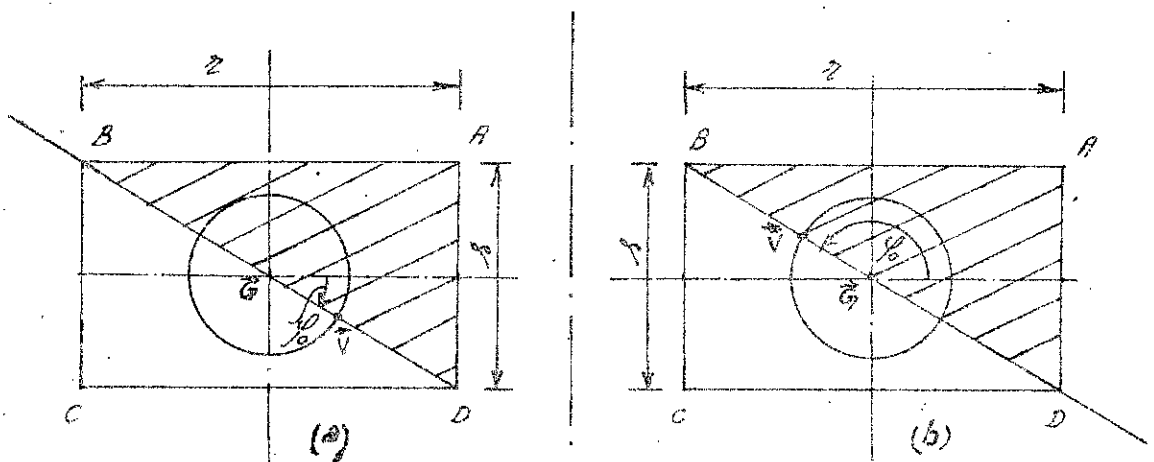
$$R_{\max} = \frac{G+V}{2} + \frac{V \cdot e}{2} \cdot \frac{2}{\sqrt{2^2 + b^2}}$$

$$= \frac{G+V}{2} + \frac{V \cdot e}{\sqrt{2^2 + b^2}}$$

c'est à dire quand le bras de levier  $e$  se situe sur la diagonale  $BD$  :

$$R_{\max} = B \quad \text{avec} \quad \cos(\varphi) = \cos(\varphi_0) = -\frac{2}{\sqrt{2^2 + b^2}}$$

$$R_{\max} = D \quad \text{avec} \quad \sin(\varphi) = \sin(\varphi_0) = -\frac{b}{\sqrt{2^2 + b^2}}$$



$$R_{\max} = D,$$

$$\sin(\varphi_0) = -\frac{b}{\sqrt{2^2 + b^2}}$$

$$\vec{c} = \vec{0}$$

$$R_{\max} = B$$

$$\cos(\varphi_0) = -\frac{2}{\sqrt{2^2 + b^2}}$$

$$c = 0$$

fig: 5

Dans tous les cas on a la même valeur de  $R_{max}$ :

$$G = 1200 \text{ kN}$$

$$V = 1403 \text{ kN}$$

$$e = 1,41 \text{ m}$$

$$r = 8 \text{ m}$$

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

$$R_{max} = \frac{G+V}{2} + \frac{Ve}{\sqrt{r^2+11^2}}$$

$$= \frac{1200+1403}{2} + \frac{1403 \cdot 1,41}{\sqrt{11^2+8^2}}$$

$$= 1446,94$$

$$\approx 1447 \text{ kN}$$

$$R_{max} = 1447 \text{ kN}$$

Conclusion :

avec les considérations précédentes (I.2.1 et I.2.2) on se retrouve avec 2 valeurs de la charge maximale sur un galet  $P_{gI}$  et  $P_{gII}$ .

Chaque point d'appui repose sur un système de balanciers qui assure une distribution uniforme entre les 6 galets

ainsi on a :

$$A_{max} = 804 \text{ kN}$$

$$R_{max} = 1447 \text{ kN}$$

$$P_{gI} = \frac{A_{max}}{6} = \frac{804}{6} = 133,94 \approx 134 \text{ kN}$$

$$P_{gII} = \frac{R_{max}}{6} = \frac{1447}{6} = 241,166 \text{ kN} \\ \approx 241 \text{ kN}$$

$$P_{gI} = 134 \text{ kN}$$

$$P_{gII} = 241 \text{ kN}$$



## II.1. Évaluation de la charge verticale sur un galet due à la pression du vent :

Pour déterminer la charge due à la pression due au vent il est nécessaire de connaître les surfaces de la grue exposées au vent ainsi que la position de leur centre de gravité.

### II.1.2. Procédure de calcul

La résultante des forces qui s'exercent sur une surface de part le vent s'applique au centre de gravité de celle-ci. Pour cela on est amené à déterminer pour chaque surface (exposée au vent) le centre de gravité. Isolément chaque surface est rapportée à un repère qui lui est propre, le centre de gravité est alors déterminé par rapport à ce dernier.

Ainsi localisé on le repère par rapport au système d'axe :  $(0, T, z, W)$  auquel la grue est rapportée (voir figures: 6 et 7)

Les localisations des centres de gravité sont faites pour les vues de gauche et de droite de la grue, avec la subdivision : Partie tournante et partie non tournante.

Tous les résultats finaux sont regroupés dans le tableau (II.a.)

La flèche est considérée dans sa position la plus haute car elle confère à la grue la position la plus

defavorable pour le calcul du galet et offre une grande surface au vent suivant la vue de gauche.

Tableau II a

Vue	Coordonnées du centre de gravité			Surface (m <sup>2</sup> )	Partie de la grue considérée
	W (m)	Z (m)	T (m)		
gauche	0	-	5,7	$S_{15} = 67$	Partie non tournante
droite	-	0	6,27	$S_{14} = 51$	
gauche	0	-	27,08	$S_{29} = 47,58$	Partie tournante
droite	-	1,66	23,85	$S_{2d} = 43,95$	

## II. 2. Evaluation des forces:

L'expression de la force due au vent est:

$$F = S \cdot q \cdot c \quad \text{ou} \quad c : \text{Coefficient aerodynamique}$$

$q$  : pression dynamique : N/m<sup>2</sup>

$S$  : projection de la surface suivant la direction du vent

Les valeurs recommandées pour notre problème:

$$c = 1,4$$

$$q = 80 \text{ N/m}^2 \quad \text{Pour un vent moyen}$$

$$q = 250 \text{ N/m}^2 \quad \text{Pour un vent limite}$$

## II.2.1. Partie non tournante :

• Force sur la vue de gauche :

$$F_{1g} = S_{1g} \cdot q \cdot e$$

$$S_{1g} = 67 \text{ m}^2 \quad \text{Pour } q = 80 \text{ N/m}^2 \rightarrow F_{1g80} = 67 \cdot 80 \cdot 1,4 = 7504 \text{ N}$$
$$= 7,504 \text{ kN}$$

$$q = 80 \text{ N/m}^2$$

$$\text{ou}$$

$$q = 250 \text{ N/m}^2 \quad \text{Pour } q = 250 \text{ N/m}^2 \rightarrow F_{1g250} = 67 \cdot 250 \cdot 1,4 = 23450 \text{ N}$$
$$= 23,450 \text{ kN}$$

$$e = 1,4$$

• Force sur la vue de droite

$$F_{1d} = S_{1d} \cdot q \cdot e$$

$$S_{1d} = 51 \text{ m}^2$$

$$F_{1d80} = 51 \cdot 80 \cdot 1,4 = 5712 \text{ N}$$
$$= 5,712 \text{ kN}$$

$$F_{1d250} = 51 \cdot 250 \cdot 1,4 = 17850 \text{ N}$$
$$= 17,850 \text{ kN}$$

## II.2.2. Partie tournante :

• Force sur la vue de gauche :

$$S_{2g} = 47,58 \text{ m}^2$$

$$F_{2g80} = 47,58 \cdot 80 \cdot 1,4 = 5330 \text{ N}$$
$$= 5,33 \text{ kN}$$

$$F_{2g250} = 47,58 \cdot 250 \cdot 1,4 = 16650 \text{ N}$$
$$= 16,65 \text{ kN}$$

• Force sur la vue de droite :

$$S_{2d} = 43,95 \text{ m}^2$$

$$F_{2d80} = 43,95 \cdot 80 \cdot 1,4 = 4940 \text{ N} = 4,94 \text{ kN}$$

$$F_{2d250} = 43,95 \cdot 250 \cdot 1,4 = 15380 \text{ N} = 15,38 \text{ kN}$$

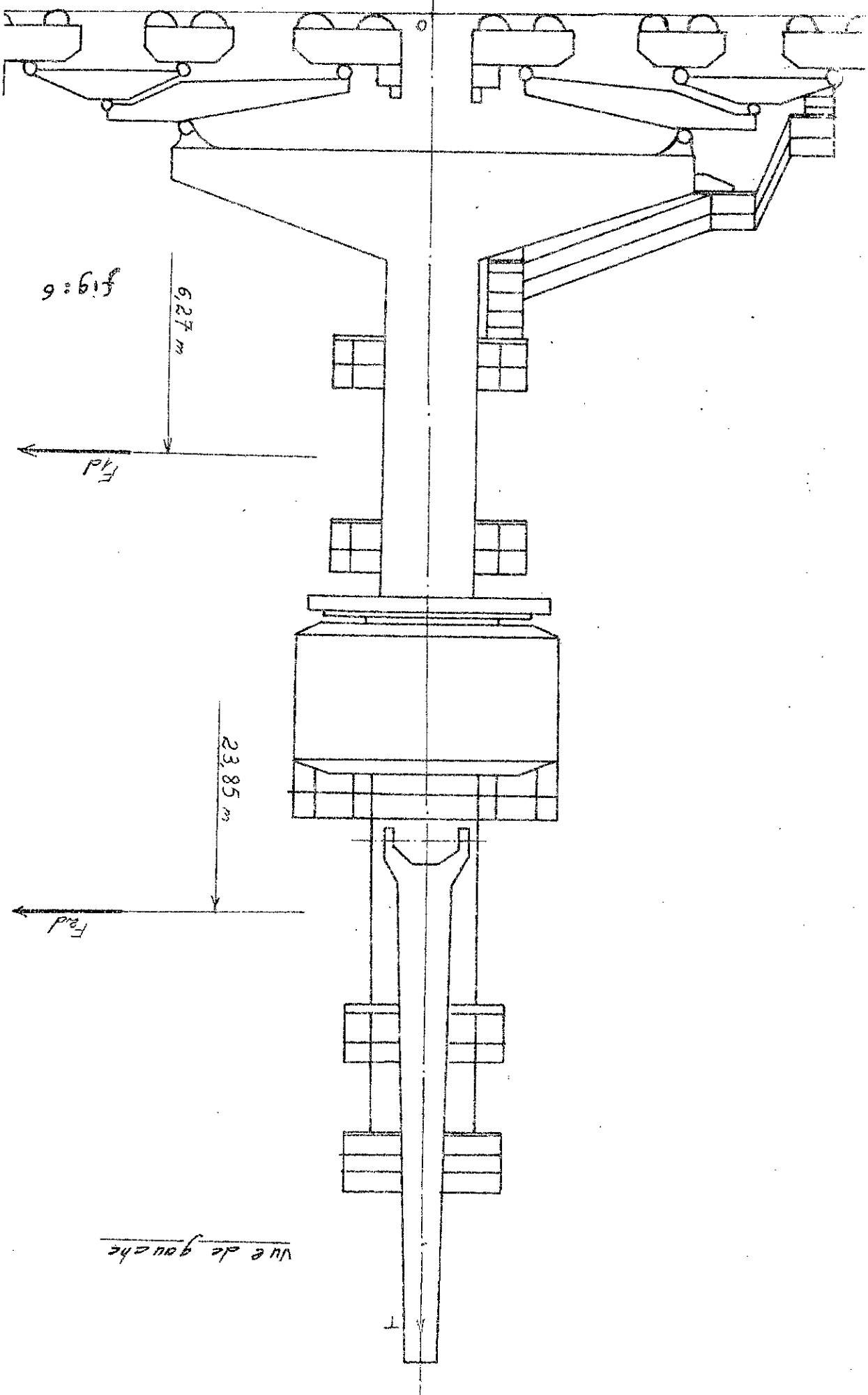


fig: 6

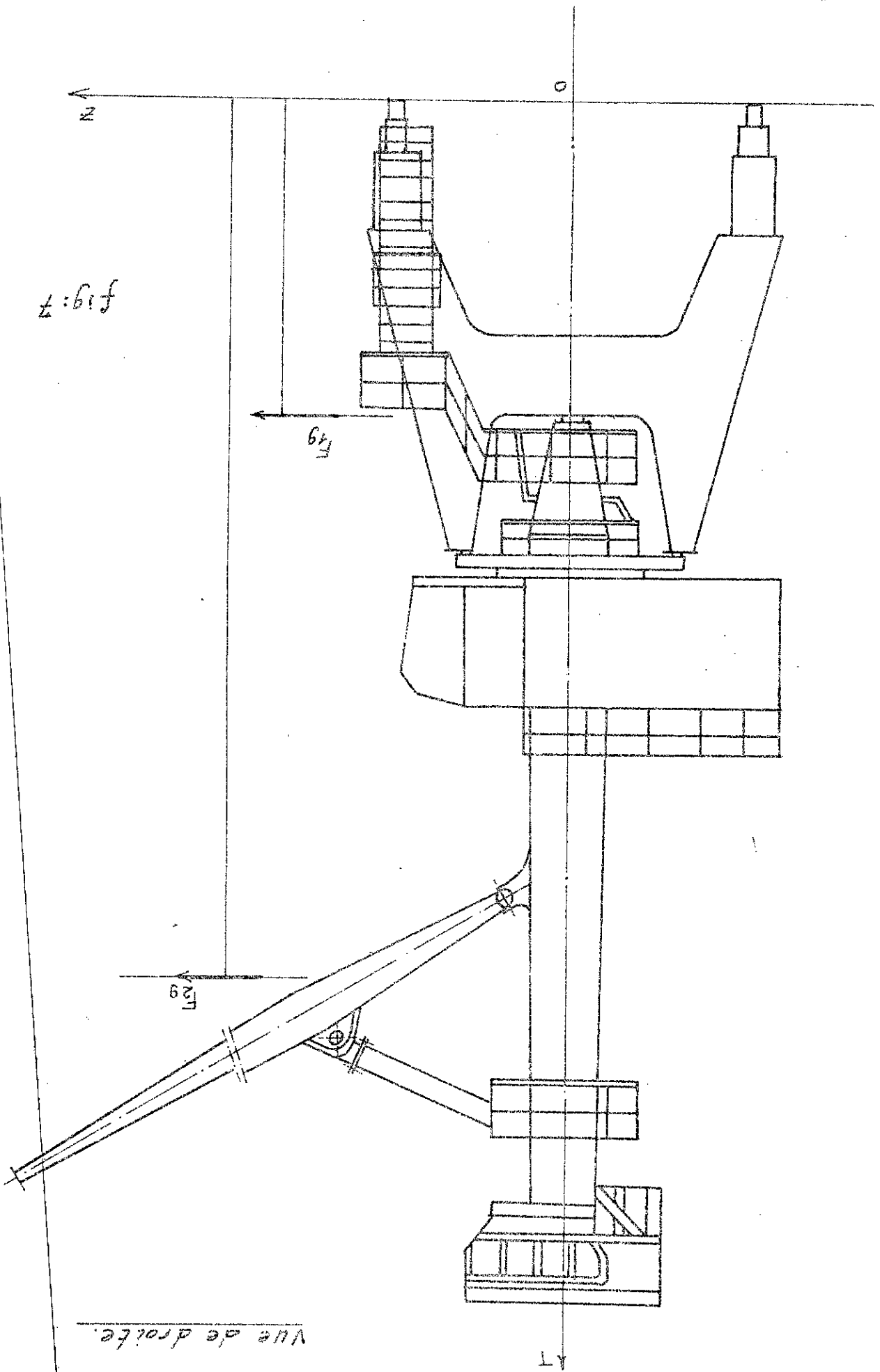
6,27 m

Fid

23,85 m

Fad

vue de gauche



## II.3 Calcul de la composante verticale sur les galats due à la pression du vent:

Pour ce calcul on doit tenir compte des considérations prises dans: I.2.1, I.2.2 et II.1

### II.3.1. Grue reposant sur 4 points d'appuis:

La flèche est dans la position  $\varphi_0$  (voir page 13 et 14), avec le vent soufflant en face (pour  $q = 250 \text{ N/m}^2$ ) afin que l'appuis A ait une charge maximale

#### II.3.1.1. Partie non tournante:

• Force suivant la vue de gauche.

La surface exposée au vent est:

$$S_{1g} \sin(\varphi_0) \quad \text{d'où la force: } S_{1g} \cdot q \cdot \rho \cdot \sin(\varphi_0) = F_{1g} \sin(\varphi_0)$$

$$F_{1g} = 23,45 \text{ kN}$$

$$\sin \varphi_0 = \frac{z}{\sqrt{z^2 + b^2}}$$

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

$$b = 8 \text{ m}$$

$$F_{1g} \sin(\varphi_0) = 23,45 \cdot \frac{11}{\sqrt{11^2 + 8^2}} = 18,948 \text{ kN}$$

• Force suivant la vue de droite:

La surface exposée au vent est:

$$S_{1d} \cos(\varphi_0) \quad \text{d'où la force: } S_{1d} \cdot q \cdot \rho \cdot \cos(\varphi_0) = F_{1d} \cos(\varphi_0)$$

$$F_{1d} = 17,85 \text{ kN}$$

$$\cos \varphi_0 = \frac{b}{\sqrt{z^2 + b^2}}$$

$$F_{1d} \cos(\varphi_0) = 17,85 \cdot \frac{8}{\sqrt{11^2 + 8^2}} = 10,499 \text{ kN}$$

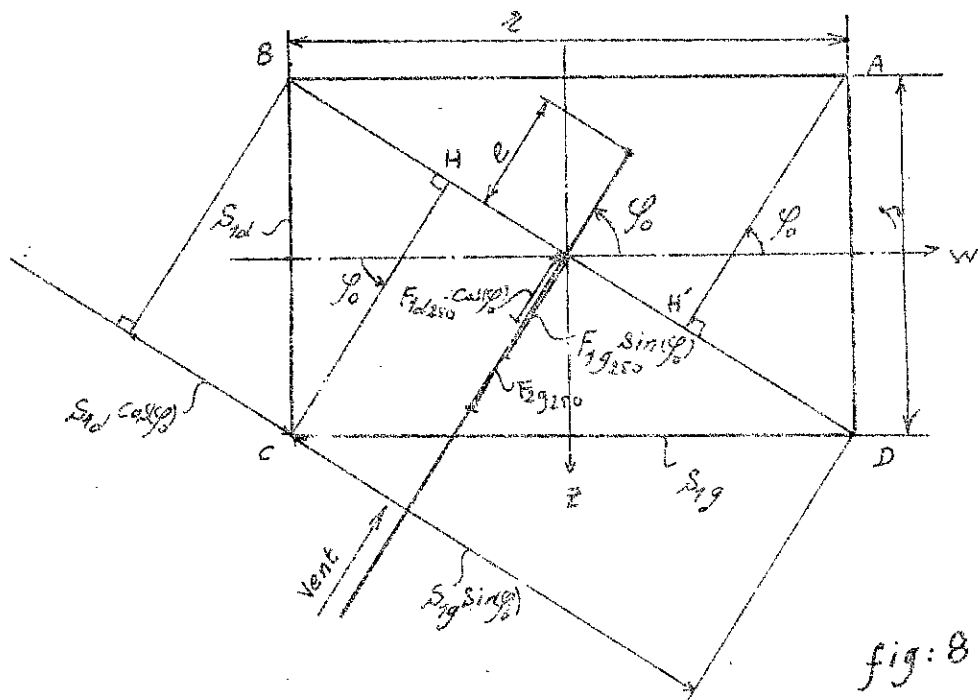
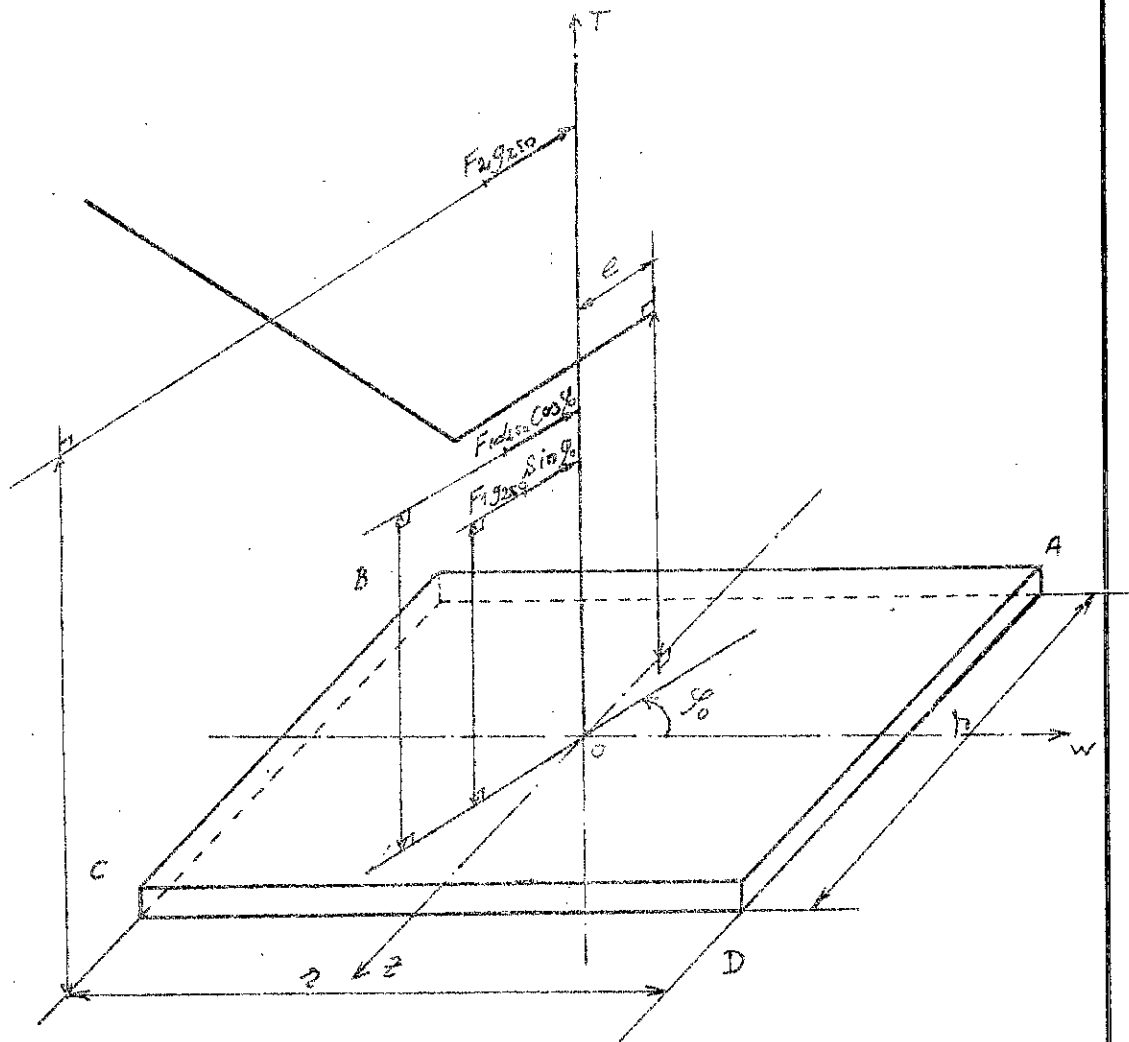


fig: 8

### II.3.12. Partie tournante :

• Force suivant la vue de gauche

La vue de gauche est exposée au vent, la surface est:

$S_{29}$  d'où la force qui y s'exerce :

$$F_{29250} = 16,65 \text{ kN}$$

### II.3.13. Points d'application et directions de ces forces :

On suppose que ces forces s'exercent sur l'axe de rotation de la partie tournante (ou  $\vec{O}\vec{T}$ ), suivant des directions horizontales indiquées sur la figure de la page (23) et aux hauteurs mentionnées dans le tableau (II-2-).

ainsi on possède tous les éléments nécessaires à la détermination des réactions verticales aux appuis: A', B', C', D'.

Les conditions d'équilibre donnent

$$1^\circ \sum M_{/80} = 0 \Rightarrow F_{29250} \cdot 27,08 + F_{1250} \cdot \cos(\varphi) \cdot 6,27 + F_{350} \cdot \sin(\varphi) \cdot 5,7 + C'(\vec{C}\vec{H}) - A'(\vec{A}\vec{H}) = 0$$

2° Vue la symétrie  $A' = -C'$

$$\text{d'où } A' = \frac{F_{29250} \cdot 27,08 + F_{1250} \cdot \cos(\varphi) \cdot 6,27 + F_{350} \cdot \sin(\varphi) \cdot 5,7}{2 \cdot (\vec{A}\vec{H})}$$

$$\vec{A}\vec{H} = l \cdot \cos\left(\frac{\pi}{5} - \varphi\right) = l \cdot \sin \varphi = 8 \cdot \frac{11}{\sqrt{11^2 + 8^2}} = 6,469 \text{ m}$$

$$F_{29250} = 16,65 \text{ kN}$$

$$F_{1250} \cdot \cos \varphi = 10,499 \text{ kN}$$

$$F_{350} \cdot \sin \varphi = 18,948 \text{ kN}$$

$$l = 8 \text{ m}$$

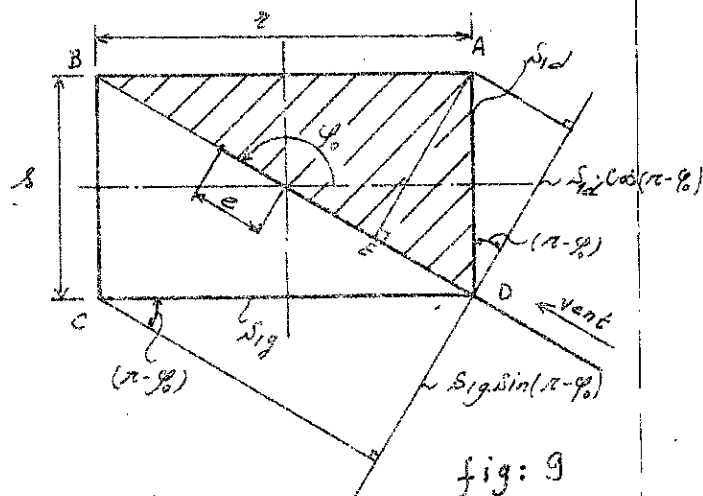
$$\sin \varphi = \frac{11}{\sqrt{11^2 + 8^2}}$$

$$A' = \frac{16,65 \cdot 27,08 + 10,499 \cdot 6,27 + 18,948 \cdot 5,7}{2 \cdot 6,469} = 48,278 \text{ kN}$$



### II.3.2 Grue reposant sur 3 points d'appuis:

la flèche est dans la position  $\varphi_0$  (voir page 14 et 15)



#### 2.2.1 Partie non tournante:

Force suivant la vue de gauche:

La surface exposée au vent est:

$$S_{1g} \sin(\pi - \varphi_0) = S_{1g} \sin(\varphi_0), \text{ d'où la force: } S_{1g} \cdot q \cdot c \sin(\varphi_0) = F_{1g} \sin(\varphi_0)$$

$$F_{1g250} = 23,45 \text{ kN}$$

$$\sin(\varphi_0) = \frac{h}{\sqrt{z^2 + h^2}} = \frac{8}{\sqrt{11^2 + 8^2}} = 0,5882$$

$$F_{1g} \cdot \sin(\varphi_0) = 23,45 \cdot 0,5882 = 13,79 \text{ kN}$$

Force suivant la vue de la droite:

La surface qui fait face au vent est:

$$S_{1d} \cos(\varphi_0) \text{ d'où la force: } S_{1d} \cdot q \cdot c \cdot \cos(\varphi_0) = F_{1d} \cdot \cos(\varphi_0)$$

$$F_{1d250} = 17,85 \text{ kN}$$

$$\cos(\varphi_0) = \frac{z}{\sqrt{z^2 + h^2}} = \frac{11}{\sqrt{11^2 + 8^2}} = 0,8087$$

$$F_{1d} \cdot \cos(\varphi_0) = 17,85 \cdot 0,8087 = 14,44 \text{ kN}$$

## 2.2.2 Partie tournante :

La surface qui fait au vent est :

$$S_{29,250} \text{ d'où la force : } F_{29,250} = 16,65 \text{ kN}$$

## 2.2.3 Points d'application, de ces forces, et leur direction :

Voir pages (23 et 24) et le tableau II.2.

Calculons maintenant la réaction au point B; ( $C^z = 0$ )

$$1: A'' + B'' + D'' = 0$$

$A'', B'', D''$  réactions aux points d'appuis

$$2: \sum M_{/BC} = 0 \Rightarrow$$

$$A''z + D''z + \left\{ F_{29,250} \cdot 27,08 + F_{1d,250} \cdot \cos(\varphi_0) \cdot 6,27 + F_{19,250} \cdot \sin(\varphi_0) \cdot 5,7 \right\} \times \cos(\varphi_0) = 0$$

$$A'' + D'' = \frac{\left\{ F_{29,250} \cdot 27,08 + F_{1d,250} \cdot \cos(\varphi_0) \cdot 6,27 + F_{19,250} \cdot \sin(\varphi_0) \cdot 5,7 \right\} \cdot \cos(\varphi_0)}{2}$$

L'équation 1° donne:  $B'' = -(A'' + D'')$

$$F_{29,250} = 16,65 \text{ kN}$$

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

$$b = 8 \text{ m}$$

$$\cos(\varphi_0) = \frac{z}{\sqrt{z^2 + b^2}}$$

$$F_{1d,250} \cdot \cos(\varphi_0) = 14,44 \text{ kN}$$

$$F_{19,250} \cdot \sin(\varphi_0) = 13,79 \text{ kN}$$

$$B'' = \frac{16,65 \cdot 27,08 + 14,44 \cdot 6,27 + 13,79 \cdot 5,7}{\sqrt{11^2 + 8^2}} = 45,585 \text{ kN}$$

## Conclusion:

De la même manière que pour la détermination de la charge verticale sur un galet due aux poids propres; on se retrouve avec deux valeurs de la charge verticale due au vent sur un galet. Notons la  $P'_g$

Grue sur 4 points :

$$A' = 48,278 \text{ kN}$$

Grue sur 3 points

$$B'' = 45,585 \text{ kN}$$

$$P'_{gI} = \frac{A'}{6} = \frac{48,278}{6} = 8,046 \text{ kN} \approx 8 \text{ kN}$$

$$P'_{gII} = \frac{B''}{6} = \frac{45,585}{6} = 7,5975 \text{ kN} \approx 7,6 \text{ kN}$$

En définitive

chaque galet est soumis à :

$$P_{gI} = 134 \text{ kN}$$

$$P_{gI} + P'_{gI} = 134 + 8 = 142 \text{ kN}$$

$$P_{gII} = 241 \text{ kN}$$

$$P_{gII} + P'_{gII} = 241 + 7,6 = 248,6 \text{ kN}$$

### III. Calcul du diamètre du galet:

Comme rail, on choisit un profil utilisé par les chemins de fer du type lourd à surface de roulement bombée.

La largeur de la tête de ce rail est 74,3 mm.

Pour ce cas (contact ponctuel) on détermine le diamètre du galet selon la formule:

$$D = 2 \sqrt{P \left( \frac{6000}{\sigma_{\max}} \right)^3}$$

D: diamètre du galet en cm

P: charge verticale sur le galet en daN

$\sigma_{\max}$ : pression admissible de contact donnée en fonction du matériau du galet et du cos de contact (ponctuel ou linéaire)

Pour un acier moulé: 0,52 ÷ 0,60% C, 0,40 ÷ 0,90 Mn;

0,20 ÷ 0,45% Si dont la charge à la rupture minimum:

$R_{\min} = 60 \text{ daN/mm}^2$ , et la limite élastique  $R_e = 35 \text{ daN/mm}^2$

Cela correspond approximativement à la nuance:

E 30-57 H.

Le galet choisi est fait de cet acier; de plus la surface de roulement (du galet) doit être thermiquement traitée (trempé et revenu) afin d'obtenir une superficielle HB 300 ÷ 350 daN/mm<sup>2</sup>.  
La valeur recommandée de  $\sigma_{\max}$  pour notre cas

est:  $\sigma_{\max} = 11000 \text{ à } 17000 \text{ daN/cm}^2$

On suppose une valeur moyenne  $\sigma_{\max} = 14000 \text{ daN/cm}^2$

Le diamètre pour la charge  $P_{\frac{1}{2}} + P'_{\frac{1}{2}} = 144 \text{ kN}$  est:

$$D = 2 \sqrt{14400 \left( \frac{6000}{14000} \right)^3} = 66,8 \text{ cm}$$

et pour la charge  $P_{qE} + P_{qE}'' = 248,5 \text{ kN}$  ;

$$D = 2 \cdot \sqrt{24860 \left( \frac{6000}{14000} \right)^3} = 88,5 \text{ cm}$$

On adopte un galet de diamètre 800 mm  
Ce diamètre assure un service sans usure rapide  
pour les charges maximales, déterminées avec la  
supposition de 4 points d'appuis, mais d'autre part  
ce galet résiste aussi à la charge la plus défavorable  
(3 points d'appuis).

## C Calcul de la résistance au roulement

Pour ce calcul on considère que la voie est bien horizontale et rectiligne.

### 1-1- Résistance au roulement :

La résistance au roulement est donnée par :

$$W = W_j + F_{1d} + F_{2d} \quad \text{où } W_j = \text{résistance de base au roulement.}$$

$$= (1 + \psi)(q + v) \cdot \frac{2 \cdot f + \mu \cdot d}{D}$$

$\psi$  : Coefficient de majoration tenant compte des pertes additionnelles et aléatoires.

$f$  : Coefficient de friction en rotation (= galet-rail)

$\mu$  : Coefficient de friction dans les paliers des galets.

$d$  : diamètre du tourillon (= diamètre intérieur de la bague intérieur du roulement)

$$\begin{aligned} \psi &= 2,2 \\ f &= 0,05 \text{ cm} \\ \mu &= 0,01 \\ d &= 16 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$F_{1d_{250}} = 17,85 \text{ kN} \quad \bullet \quad W_j = (1 + 2,2) \cdot (1200 + 1403) \cdot \frac{2 \cdot 0,05 + 0,01 \cdot 16}{80} = 27,07 \text{ kN}$$

$$F_{2d_{250}} = 15,38 \text{ kN}$$

$$F_{1d_{80}} = 5,712 \text{ kN} \quad \bullet \quad W_{250} = 27,07 + 17,85 + 15,38 = 60,37 \text{ kN}$$

$$F_{2d_{80}} = 4,94 \text{ kN} \quad \bullet \quad W_{80} = 27,07 + 5,712 + 4,94 = 37,72 \text{ kN}$$

$$G_r = 1200 \text{ kN} \quad \bullet \quad W_0 = 27,07 + 0 + 0 = 27,07 \text{ kN} \quad (q = 0 \text{ N/m}^2)$$

$$V = 1403 \text{ kN}$$

$$D = 80 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} W_{250} &= 60,37 \text{ kN} \\ W_{80} &= 37,72 \text{ kN} \\ W_0 &= 27,07 \text{ kN} \end{aligned}$$

Le mecanisme de translation est utilisé en principe pour positionner la grue, toute fois il existe la possibilité de translater la grue avec la charge.

I-1. Puissance totale en mouvement uniforme:

$$N_u = \frac{W \cdot v}{\eta_c} \quad ; \quad \text{ou } v = \text{Vitesse de translation}$$

$\eta_c$  = rendement globale à

la translation (Voir chap: H)

$$v = \frac{20}{60} = \frac{1}{3} \text{ m/s}$$

$$\eta_c = 0,78$$

$$W = \frac{60,37}{250} \text{ kN}$$

$$N_{u,250} = \frac{60,37 \cdot \frac{1}{3}}{0,78} = 25,80 \text{ kW}$$

I-2. Calcul et choix du moteur:

Le nombre de moteurs utilisés est de 8, la puissance par moteur est alors:

$$\frac{N_{u,250}}{8} = \frac{25,80}{8} = 3,23 \text{ kW}$$

Le moteur choisi est:

Nomination S'ZUDE 482 (polonoise)

puissance:  $N_{mot} = 3 \text{ kW}$

Vitesse de rotation  $n = 650 \text{ tr/min}$

Vitesse synchrone  $n_s = 750 \text{ tr/min}$

Rendement  $\eta_{mot} = 0,705$

Couple max/couple nominal =  $\bar{m} = 2,2$

Moment d'inertie du rotor =  $I_{rot} = 0,045 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$

I-3. Vérification au patinage lors du démarrage:



Pour cette vérification on suppose :

- Les moteurs fournissent leur couple maximum
- Tous les galets moteurs ont la même résistance au roulement.

### I.3.1. Calcul du couple résistante $M_u$ , et calcul du couple nominal du moteur $M_{nom}$ .

•  $M_u = \frac{W \cdot D}{2 \cdot i_m \cdot \eta_c}$  ;  $i_m =$  rapport de réduction de la vitesse de rotation.

$i_m = \frac{n}{n_g}$  ,  $n_g$  : Vitesse de rotation du galet

$\eta_c = 0,78$

$D = 800 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$v = \frac{2}{3} \text{ m/s}$

$n = 650 \text{ tr/min}$

$W_{250} = 60,37 \text{ kN}$

$W_{80} = 37,72 \text{ kN}$

$W_0 = 27,07 \text{ kN}$

$n_g = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{2/3}{\pi \cdot 0,8} = 7,96 \approx 8$

$n_g = 8 \text{ tr/min}$

$i_m = \frac{650}{8} = 81,25$

$M_{u_{250}} = \frac{60,37 \cdot 800 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3}{2 \cdot 81,25 \cdot 0,78} = 381,04 \approx 381 \text{ N.m}$

$M_{u_{80}} = \frac{37,72 \cdot 800 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3}{2 \cdot 81,25 \cdot 0,78} = 231,04 \approx 231 \text{ N.m}$

$M_{u_0} = \frac{27,07 \cdot 800 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3}{2 \cdot 81,25 \cdot 0,78} = 170,88 \approx 171 \text{ N.m}$

• Couple nominal :  $M_{nom} = \frac{N_{mot}}{\frac{2 \cdot n \cdot 2}{60}} = \frac{3 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot 2 \cdot 650}{60}} = 44,07 \approx 44 \text{ Nm}$

### I.3.2. Calcul du moment d'inertie total équivalent $I_z$ ramené à l'arbre du moteur :

$I_z = k \cdot s (I_{acc} + I_{rot}) + \frac{\sum m \cdot D^2}{4 \cdot i_m^2 \cdot \eta_c}$

k = nombre de moteur

$$k = 8$$

S = Coefficient de majoration

$$S = 1,3$$

$I_{acc}$  = Moment d'inertie d'accouplement

$$I_{acc} = 0,025 \text{ m}^4 \cdot \text{kg}$$

$\Sigma m$  = masse totale de la structure

$$I_{rot} = 0,045 \text{ m}^4 \cdot \text{kg}$$

$$\Sigma m = 260,3 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$D = 800 \cdot 10^3 \text{ m}$$

$$r_m = 81,25$$

$$\eta = 0,78$$

$$I_z = 8 \cdot 1,3 (0,025 + 0,045) + \frac{260,3 \cdot 10^3 \cdot (800 \cdot 10^3)^2}{4 \cdot (81,25)^2 \cdot 0,78}$$

$$= 0,73 + 8,09 = 8,82 \text{ m}^4 \cdot \text{kg}$$

### I.3.3. Calcul de l'accélération maximale :

$$a_{max} = \frac{D(kM_{max} - M_0)}{2 \cdot r_m \cdot I_z}$$

$$M_{hors} = 44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\bar{m} = 2,2$$

$$M_0 = 171 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{90} = 231 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{150} = 381 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{max} = \bar{m} \cdot M_{nom} = 2,2 \cdot 44 = 96,80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{max} = 96,80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$a_{max0} = \frac{800 \cdot 10^3 (8 \cdot 96,8 - 171)}{2 \cdot 81,25 \cdot 8,82} = 0,34 \text{ m/s}^2$$

$$a_{max90} = \frac{800 \cdot 10^3 (8 \cdot 96,8 - 231)}{2 \cdot 81,25 \cdot 8,82} = 0,30 \text{ m/s}^2$$

$$a_{max150} = \frac{800 \cdot 10^3 (8 \cdot 96,8 - 381)}{2 \cdot 81,25 \cdot 8,82} = 0,22 \text{ m/s}^2$$

La condition de non patinage est :

$$f_0 = \frac{W + \Sigma m \cdot a_{max} - \frac{16}{24} (1+4) \Sigma m g \cdot \mu \cdot \frac{d}{D}}{\frac{16}{24} \Sigma m g}$$

$\frac{16}{24}$  : nombre de galets moteurs / nombre de galets total

$$W_0 = 27,07 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$W_8 = 37,72 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$W_{250} = 60,37 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$a_{\max} = 0,34 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\max 80} = 0,30 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\max 250} = 0,22 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma = 2,2$$

$$\Sigma m = 260,3 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\mu = 0,01$$

$$d = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$D = 800 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\frac{16}{24} (1+\gamma) \Sigma m g \mu \frac{d}{D} = \frac{16}{24} (1+2,2) \cdot 260,3 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot \frac{160 \cdot 10^{-3}}{800 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 11,11 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\mu_0 = \frac{W + 260,3 \cdot 10^3 a_{\max} - 11,11 \cdot 10^3}{\frac{16}{24} \cdot 260,3 \cdot 10^3}$$

$$\mu_0 = \frac{W + 260,3 \cdot 10^3 a_{\max} - 11,11 \cdot 10^3}{1735 \cdot 10^3}$$

$$\mu_0 = \frac{27,07 \cdot 10^3 + 260,3 \cdot 10^3 \cdot 0,34 - 11,11 \cdot 10^3}{1735 \cdot 10^3} = 0,06$$

$$\mu_0 = \frac{37,72 \cdot 10^3 + 260,3 \cdot 10^3 \cdot 0,30 - 11,11 \cdot 10^3}{1735 \cdot 10^3} = 0,06$$

$$\mu_0 = \frac{60,37 \cdot 10^3 + 260,3 \cdot 10^3 \cdot 0,22 - 11,11 \cdot 10^3}{1735 \cdot 10^3} = 0,06$$

Le coefficient d'adhérence  $\mu_0$  demandé entre le galet et un rail humide est inférieur à 0,12. Ainsi pour notre cas, et dans toutes les conditions ( $q=0$ ,  $q=80$ ,  $q=250 \text{ N/m}^2$ ) le patinage n'est pas à craindre.

#### III- Calcul des accélérations moyennes

$$a_{\text{moy}} = \frac{D(M_{\text{moy}} - M_u)}{2 \cdot l_m \cdot I_z}$$

$$M_{\text{moy}} = 0,65 M_{\text{max}}$$

$$= 0,65 \cdot 96,80$$

$$= 62,92 \text{ N.m}$$

$$M_{u0} = 171 \text{ N.m}$$

$$M_{u80} = 231 \text{ N.m}$$

$$M_{u250} = 381 \text{ N.m}$$

$$D = 800 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l_m = 81,25$$

$$I_z = 882 \text{ kg.m}^2$$

$$k = 0$$

$$a_{\text{moy}0} = \frac{800 \cdot 10^{-3} (8,62,92 - 171)}{2 \cdot 81,25 \cdot 882} = 0,19 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{moy}80} = \frac{800 \cdot 10^{-3} (8,62,92 - 231)}{2 \cdot 81,25 \cdot 882} = 0,15 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{moy}250} = \frac{800 \cdot 10^{-3} (8,62,92 - 381)}{2 \cdot 81,25 \cdot 882} = 0,07 \text{ m/s}^2$$

## I.5. Calcul des temps de démarrage correspondants aux accélérations moyennes.

$$t_d = \frac{v}{a_{\text{moy}}}$$

$$a_{\text{moy}0} = 0,19 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{moy}80} = 0,15 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{moy}150} = 0,07 \text{ m/s}^2$$

$$v = \frac{1}{3} \text{ m/s}$$

$$t_{d0} = \frac{1/3}{0,19} = 1,75 \text{ s}$$

$$t_{d80} = \frac{1/3}{0,15} = 2,22 \text{ s}$$

$$t_{d150} = \frac{1/3}{0,07} = 4,76 \text{ s}$$

### Conclusion :

Le moteur choisi a une puissance supérieure à celle demandée par un régime normal ; cela afin de palier :

- aux irrégularités de la distribution de la résistance au roulement
- à l'échauffement (du moteur) si le service est intense.

et enfin de permettre le démarrage contre un vent limité ( $q = 250 \text{ N/m}^2$ ) en cas de tempête.

## E Dimensionnement du reducteur

### I.1. Répartition du rapport de réduction : $i_m$

Le rapport de réduction  $i_m$  est reparti entre le reducteur et les engrenages extérieurs.

Le reducteur a un rapport de réduction  $i_r = 21$

Les engrenages extérieurs ont un rapport  $i_e = \frac{81,25}{21} = 3,87$

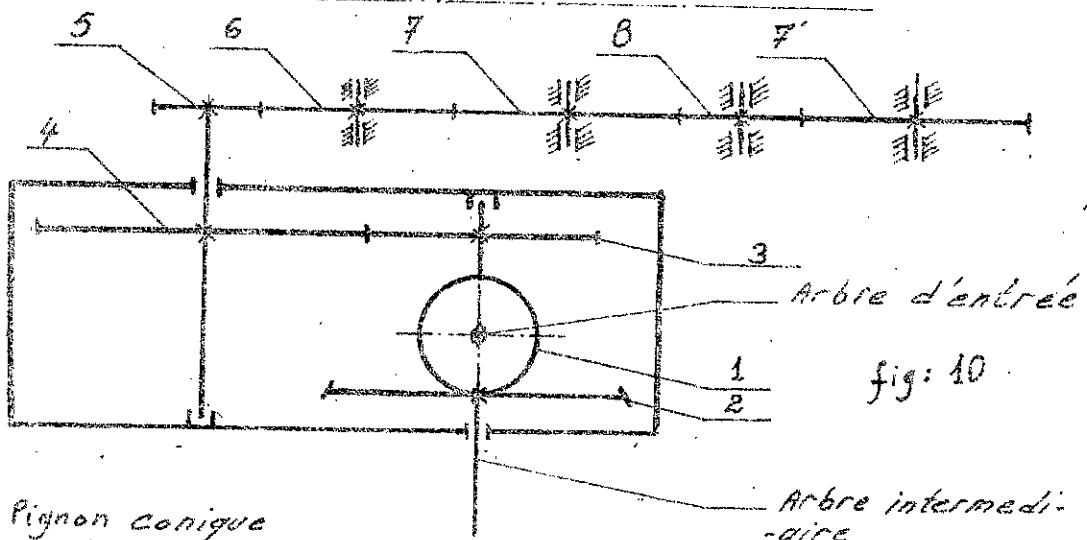
### II.1. Reducteur :

Le reducteur se compose de 2 étages ; l'un conique à denture droite de rapport  $i_I = 3,1$  et l'autre cylindrique à denture hélicoïdale de rapport  $i_{II} = 6,7$ .

L'étage conique par où entre le mouvement a une disposition qui donne au moteur une position verticale.

L'arbre intermédiaire est sortant afin de permettre l'installation du tambour du frein.

Chaîne cinématique de la transmission



- |                                   |                          |
|-----------------------------------|--------------------------|
| 1: Pignon conique                 | 6: Roue intermédiaire    |
| 2: Roue conique                   | 7, 7': Couronnes dentées |
| 3: Pignon de l'étage cylindrique  | liée aux galets.         |
| 4: Roue de l'étage cylindrique    | 8: Pignon inter-galets   |
| 5: Pignon lié à l'arbre de sortie |                          |

II.1.1. Caractéristiques géométriques et cinématiques  
des engrenages :

II.1.1.1 Etage conique :

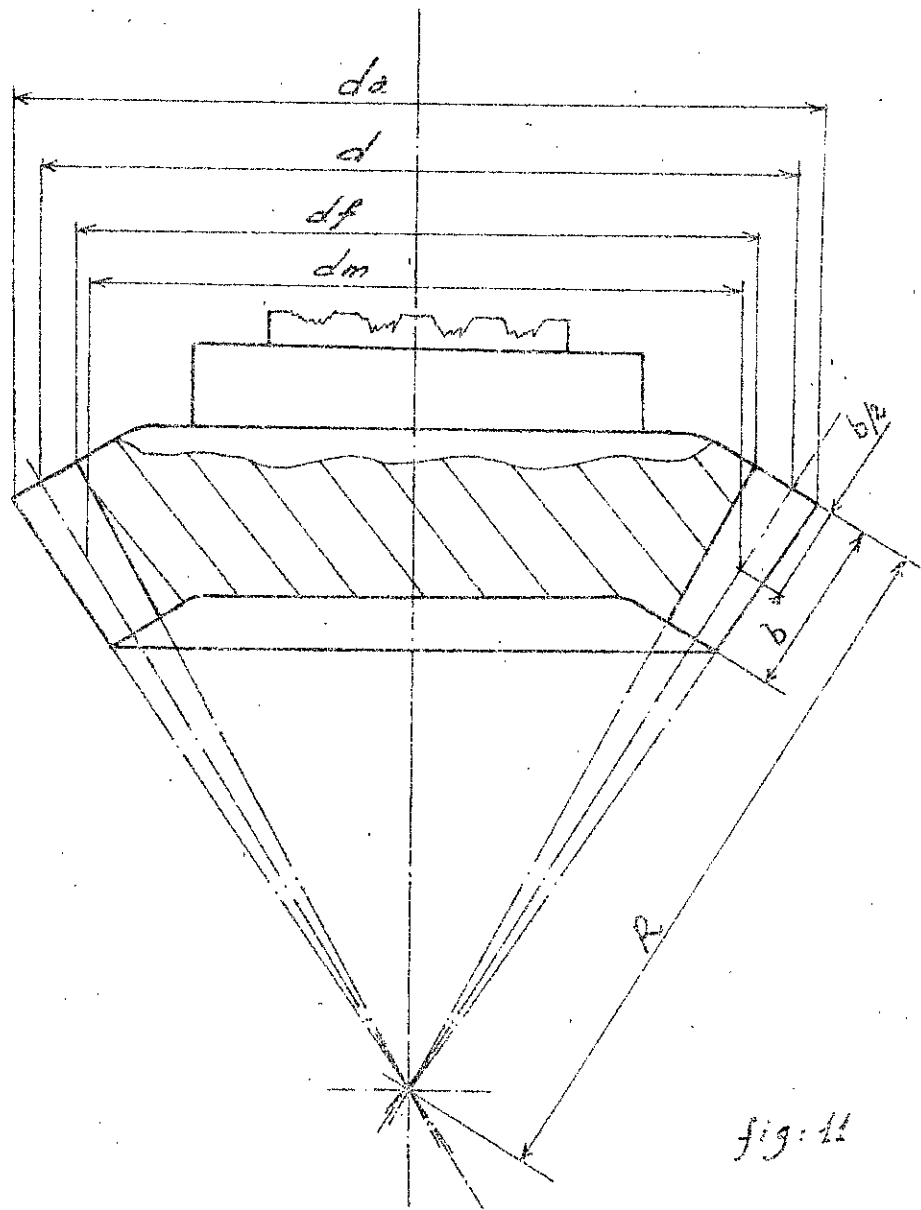


fig: 11

Symbole	Dénomination	Calcul
$m$	module	$m = 4 \text{ mm}$
$P$	Pas	$P = \pi m = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm}$
$Z$	nombre de dents	$Z_1 = 18$ $Z_2 = 56$
$d$	diamètre primitif	$d_1 = Z_1 \cdot m = 18 \cdot 4 = 72 \text{ mm}$ $d_2 = Z_2 \cdot m = 56 \cdot 4 = 224 \text{ mm}$
$\delta$	Angle primitif	$\delta_1 = \text{Arctg}\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = \text{Arctg}\left(\frac{18}{56}\right)$ $= 17,8189^\circ$ $\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90^\circ - 17,8189^\circ$ $= 72,1811^\circ$
$h_a$	Saillie	$h_a = m = 4 \text{ mm}$
$h_f$	creux	$h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$
$h$	hauteur de la dent	$h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$
$d_a$	diamètre de tête	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot \cos(\delta_1)$ $= 72 + 2 \cdot 4 \cdot \cos(17,8189^\circ)$ $= 79,6 \text{ mm}$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot \cos(\delta_2)$ $= 224 + 2 \cdot 4 \cdot \cos(72,1811^\circ)$ $= 226,4 \text{ mm}$
$d_f$	diamètre de pied	$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m \cdot \cos(\delta_1)$ $= 72 - 2,5 \cdot 4 \cdot \cos(17,8189^\circ)$ $= 62,46 \text{ mm}$ $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m \cdot \cos(\delta_2)$ $= 224 - 2,5 \cdot 4 \cdot \cos(72,1811^\circ)$ $= 220,94 \text{ mm}$
$\theta_f$	angle de creux	$\theta_f = \text{Arctg}\left\{\frac{2,5 \sin(\delta_1)}{Z_1}\right\}$ $= \text{Arctg}\left\{\frac{2,5 \sin(17,8189^\circ)}{18}\right\}$ $= 2,4337^\circ$

$\theta_a$	angle de saillie	$\theta_a = \text{Arctg} \left\{ \frac{2 \cdot \sin(\delta_1)}{z_1} \right\}$ $= \text{Arctg} \left\{ \frac{2 \cdot \sin(17,8189)}{18} \right\}$ $= 1,9474^\circ$
$\delta_a$	angle de tête	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 17,8189 + 1,9474^\circ$ $= 20,2006^\circ$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 72,1811 + 1,9474^\circ$ $= 74,1285^\circ$
$\delta_f$	angle de pied	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 17,8189 - 2,4337^\circ$ $= 15,3852^\circ$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 72,1811 - 2,4337^\circ$ $= 69,7474^\circ$
$\alpha$	angle de pression	$\alpha = 20^\circ$
$R$	generatrice primitive	$R = \frac{d_1}{2 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{72}{2 \cdot \sin(17,8189)}$ $= 117,644 \text{ mm}$
$Z_v$	nombre de dent virtuel	$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{18}{\cos(17,8189)}$ $= 19$ $Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{56}{\cos(74,1281)}$ $= 183$
$\gamma$	Saillie reduite	$\gamma_1 = \frac{h_{a1}}{m} = 1$ $\gamma_2 = \frac{h_{a2}}{m} = 1$
$E_d$	rapport de Con duite	

$$E_d = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left\{ \sqrt{\left( \frac{Z_{v1} \sin(\alpha)}{2} \right)^2 + \gamma_1^2} + Z_{v1} + \sqrt{\left( \frac{Z_{v2} \sin(\alpha)}{2} \right)^2 + \gamma_2^2} + Z_{v2} - \frac{Z_{v1} + Z_{v2} \cdot \sin(\alpha)}{2} \right\} = 4,686$$



$b$	largeur de la denture	$\frac{R}{4} \leq b \leq \frac{R}{3}$ $\frac{117,644}{4} = 29,411 \text{ mm}$ $\frac{117,644}{3} = 39,215 \text{ mm}$ $b_2 = 34 \text{ mm}$
$d_m$	diametre moyen	$d_{m1} = (2R - b) \sin(\delta_1)$ $= (2 \cdot 117,644 - 34) \sin(17,8189)$ $\approx 61,6 \text{ mm} \approx 62 \text{ mm}$ $d_{m2} = (2R - b) \sin(\delta_2)$ $= (2 \cdot 117,644 - 34) \sin(72,1811)$ $= 191,6 \approx 192 \text{ mm}$
$i_2$	rapport de reduction	$i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{18} = 3,1$ $n_1 = 650 \text{ tr/min}$
$n_2$	vitesses de rotation	$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{650}{3,1} = 210 \text{ tr/min}$
$v_m$	vitesses periferique sur le diametre moyen $d_{m1}$ ou $d_{m2}$	$v_{m1} = \frac{2\pi n_1 \cdot d_{m1}}{60}$ $= \frac{2\pi \cdot 650 \cdot 62 \cdot 10^{-3}}{60}$ $= 2,1 \text{ m/s}$ $v_{m1} = v_{m2}$
$v$	vitesses periferique sur le diametre primitive $d_1$ ou $d_2$	$v_1 = v_2 = \frac{2\pi n_1 \cdot d_1}{60}$ $= \frac{2\pi \cdot 650 \cdot 72 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2} = 2,45 \text{ m/s}$

II.3.1.2 Etage cylindrique à denture helicoidale

Symbole	Dénomination	Calcul
$m_n$	modul reel	$m_n = 5 \text{ mm}$
$\beta$	angle d'helice	$\beta_n = 15,7405^\circ$
$p_n$	pas reel	$p_n = m_n \cdot \pi = 5 \cdot \pi = 15,708 \text{ mm}$
$p_t$	pas apparent	$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta_n} = \frac{15,708}{\cos(15,708)} = 16,32 \text{ mm}$

$m_t$	module apparent	$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = \frac{5}{\cos(15,7405)} = 5,195$ mm
$Z$	nombre de dents	$Z_3 = 20$
$Z_4$	nombre de dents virtuel	$Z_4 = 134$
$Z_v$	nombre de dents virtuel	$Z_{v3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3(15,7405)} = 22$
		$Z_{v4} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{134}{\cos^3(15,7405)} = 150$
$d$	diametre primitif	$d_3 = Z_3 m_t = 20 \cdot 5,195 = 103,906$ mm
		$d_4 = Z_4 m_t = 134 \cdot 5,195 = 696,104$ mm
$h_a$	saillie	$h_a = m_n = 5$ mm
$h_f$	creux	$h_f = 1,25 m_n = 1,25 \cdot 5 = 6,25$ mm
$h$	hauteur de la dent	$h = h_a + h_f = 5 + 6,25 = 11,25$ mm
$d_a$	diametre de tete	$d_{a3} = d_3 + 2h_a = 104 + 2 \cdot 5 = 114$ mm
		$d_{a4} = d_4 + 2h_a = 696,104 + 2 \cdot 5 = 706,104$ mm
$d_f$	diametre de pied	$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 104 - 2 \cdot 6,25 = 91,506$ mm
		$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 696,104 - 2 \cdot 6,25 = 683,604$ mm
$b$	largeur de la denture	$b_{II} = 80$ mm
$\alpha_n$	angle de pression reel	$\alpha_n = 20^\circ$
$\alpha_t$	angle de pression apparent	$\alpha_t = \text{Arctg} \left\{ \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right\}$ $= \text{Arctg} \left\{ \frac{\tan 20^\circ}{\cos(15,7405)} \right\}$ $= 20,7142^\circ$

$E_d$	rapport de conduite (Voir l'ouvrage G. Henriot pages: 119 à 123)	$E_{dII} = 1,620$
$E_p$	rapport de recon- -nement	$E_p = \frac{6 \cdot \lg \beta_{II}}{\pi \cdot m_2} = \frac{80 \cdot \lg(15,7405^\circ)}{\pi \cdot 5,195}$ $= 1,382$
$a$	entraxe	$a = \frac{d_4 + d_3}{2} = \frac{696,104 + 403,896}{2}$ $= 400 \text{ mm}$
$i$	rapport de redu- -ction	$i = \frac{z_4}{z_3} = \frac{134}{20} = 6,7$
$n$	Vitesse de rotation	$n_3 = n_2 = 210 \text{ tr/min}$ $n_4 = \frac{n_2}{i} = \frac{210}{6,7} = 31,34 \text{ tr/min}$
$v$	Vitesse periferique sur le diametre periferique	$v_3 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_3}{60} \cdot \frac{d_3}{2}$ $= \frac{2 \cdot \pi \cdot 210}{60} \cdot \frac{404}{2} \cdot 10^{-3} = 414 \text{ m/s}$
$y$	saillie reduite	$y_3 = y_4 = \frac{h_a}{m} = 1$ $\beta_3 = \text{Arctg} \left\{ \frac{1}{y} \cdot \beta_{II} \cdot \cos(\alpha_e) \right\}$
$\beta_b$	angle d'inclinaison de base.	$= \text{Arctg} \left\{ \frac{1}{y} (15,7405) \cdot \cos(20,7142^\circ) \right\}$ $= 14,7589^\circ$

### II. A. A. 3 Etages extérieurs (denture droite):

Symbole	Dénomination	Calcul
$m$	module	$m = 10 \text{ mm}$
$Z$	nombre de dents	$Z_5 = 18$ $Z_6 = 80$ $Z_7 = z_4 = 70$ $Z_8 = 30$
$P$	Pas	$P = \pi m = 31,416 \text{ mm}$

$d$	diamètre primitif	$d_5 = z_5 \cdot m = 18 \cdot 10 = 180 \text{ mm}$ $d_6 = z_6 \cdot m = 80 \cdot 10 = 800 \text{ mm}$ $d_7 = d_7' = z_7 \cdot m = 70 \cdot 10 = 700 \text{ mm}$ $d_8 = z_8 \cdot m = 30 \cdot 10 = 300 \text{ mm}$
$h_a$	saillie	$h_a = m = 10 \text{ mm}$
$h_f$	creux	$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ mm}$
$h$	hauteur de la dent	$h = h_a + h_f = 10 + 12,5 = 22,5$
$d_a$	diamètre de tête	$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot h_a = 180 + 2 \cdot 10 = 200 \text{ mm}$ $d_{a6} = d_6 + 2 \cdot h_a = 800 + 2 \cdot 10 = 820 \text{ mm}$ $d_{a7} = d_{a7'} = d_7 + 2 \cdot h_a = 700 + 2 \cdot 10 = 720 \text{ mm}$ $d_{a8} = d_8 + 2 \cdot h_a = 300 + 2 \cdot 10 = 320 \text{ mm}$
$d_f$	diamètre de pied	$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot h_f = 180 - 2 \cdot 12,5 = 155 \text{ mm}$ $d_{f6} = d_6 - 2 \cdot h_f = 800 - 2 \cdot 12,5 = 775 \text{ mm}$ $d_{f7} = d_7 - 2 \cdot h_f = 700 - 2 \cdot 12,5 = 675 \text{ mm}$
$b$	longueur de la denture	$b = 100 \text{ mm}$
$\alpha$	angle de pression	$\alpha = 20^\circ$
$a$	entraxe	$a_{56} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{180 + 800}{2} = 490 \text{ mm}$ $a_{67} = \frac{d_6 + d_7}{2} = \frac{800 + 700}{2} = 750 \text{ mm}$ $a_{78} = \frac{d_7 + d_8}{2} = \frac{700 + 300}{2} = 500 \text{ mm}$
	(Voir figure page II-4)	

i	rapport de reduction	$i_{III} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{80}{18} = 4,44$ $i_{IV} = \frac{z_7}{z_6} = \frac{70}{80} = 0,88$ $i_{VII} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{30}{70} = 0,43$
n	vitesse de rotation	$n_5 = n_4 = 31,34 \text{ tr/min}$ $n_6 = \frac{n_5}{i_{III}} = \frac{31,34}{4,44} = 7,06 \text{ tr/min}$ $n_7 = n_7' = \frac{n_6}{i_{IV}} = \frac{7,06}{0,88} = 8 \text{ tr/min}$ $n_8 = \frac{n_7}{i_{VII}} = \frac{8,02}{0,43} = 18,65 \text{ tr/min}$

### III - 1 - Calcul des dentures à la pression superficielle:

La méthode de calcul suivie est celle que propose Monsieur G. Henriot dans son ouvrage "Traité théorique et pratique des engrenages".

L'effort admissible à la pression que la dent du pignon (ou de la roue) peut supporter en toute sécurité est donnée par l'expression:

$$F_{Ht\text{ adm}} = \left\{ \sigma_{H\text{Lim}} \left( \frac{1}{2} \right) \right\}^2 \cdot d_f \cdot \left\{ \frac{Z_v \cdot Z_N(1) \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_W}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta} \right\}^2 \cdot \frac{b}{k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_v \cdot k_B} \cdot \frac{1}{k_R} \cdot \left\{ \frac{R-b}{R} \right\} \cdot \left\{ \frac{1}{L+1} \right\}$$

Cette formule contient des paramètres qu'il faut déterminer selon les conditions d'utilisation des engrenages. Explicitons chaque facteur et son utilité.

- $\sigma_{H\text{Lim}}$  = résistance à la pression superficielle, du matériau utilisé.
- $d_f$  : diamètre primitif du pignon de l'étage considéré
- $Z_v$  : rendent compte de l'effet de la vitesse tangentielle sur la formation du film d'huile, nécessaire à la diminution des frottements.

$$Z_v = C_{2v} + \frac{2(4,0 - C_{2v})}{\sqrt{0,8 + 32/v}} ; C_{2v} = 0,85 + 0,08(\sigma_{H\text{Lim}} - 850)/356$$

$$\text{avec } C_{2v} = 0,95 \quad \text{si } \sigma_{H\text{Lim}} \leq 850 \text{ N/mm}^2$$

$$C_{2v} = 0,93 \quad \text{si } \sigma_{H\text{Lim}} \geq 1200 \text{ N/mm}^2$$

- $Z_N$  : facteur de durée; tient compte de: - Matériau, du traitement thermique, et du nombre de cycles  $N_c$

\* 1: indice du pignon de l'étage considéré

2: " de la roue " " " "

de mise en charge des dents.

$$Z_M = \left( \frac{a}{N_L} \right)^b, \quad N_L = 60. n \cdot H \text{ (cycles)}$$

$n$  = Vitesse de rotation de l'engrenage  
(tr/min)

$H$  = durée de vie du mécanisme en heures. on adopte  $H = 40.000$  heures.

$$a = \text{coefficient} = 2 \cdot 10^6 - 10^9$$

$$b = \text{''} = 0,0318 - 0,0750$$

Pour notre cas:

$$H = 10^4 \text{ heures.}$$

$$a = 10^8$$

$$b = 0,0570$$

$Z_L$  = facteur de viscosité, tient compte de l'huile utilisée pour le graissage des dents.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{(1,0 + 80/V_{50})^2}; \quad C_{ZL} = 0,83 + 0,08 \left( \frac{V_{50}}{100} - 50 \right)^{1,5}$$

$$\text{avec } C_{ZL} = 0,83 \text{ si } \sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2$$

$$C_{ZL} = 0,91 \text{ si } \sigma_{Hlim} \geq 1200 \text{ N/mm}^2$$

$V_{50}$  = viscosité absolue cinématique de l'huile à 50°C en centistokes ( $1 \text{ cst} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$ )

$Z_P$  = facteur de rugosité des flancs de la dent, il influe sur la formation du film d'huile.

$$Z_P = 0,80 - 1,10$$

$Z_H$  = facteur de rapport de dureté entre les dents de pignon et de la roue.

$$Z_H = 1,2 - \frac{(H_{Broue} - 130)}{1700}, \text{ si } H_{Broue} \geq 400 \text{ N/mm}^2$$

on adopte  $Z_H = 1$

$Z_E$  = facteur d'élasticité =  $\left\{ 0,175 E \right\}^{1/2}$  (pour les aciers)  
 $E$ : module d'élasticité

$$Z_H = \left\{ 2 \cos(\beta_b) / (\sin(\alpha_L) \cdot \cos(\alpha_L)) \right\}^{1/2}$$

•  $Z_E$  = facteur de conduite =  $\sqrt{(4 - \epsilon_\alpha) / 3}$  pour une denture droite.

si la denture est hélicoïdale :

$$\epsilon_\beta < 1 \quad ; \quad Z_E = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \epsilon_\beta / \epsilon_\alpha}$$

$$\epsilon_\beta \geq 1 \quad ; \quad Z_E = \sqrt{1 / \epsilon_\alpha}$$

•  $Z_\beta$  = facteur d'inclinaison =  $\sqrt{\cos(\beta)}$

•  $K_{H\alpha}$  = facteur de distribution, de charge, transversale.

•  $K_{H\beta}$  = " " " " longitudinale

•  $k_v$  = facteur dynamique tient compte des charges internes dues aux vibrations. Il est fonction de  $\frac{V \cdot Z}{100}$ , de la qualité ISO et de  $\epsilon_\beta$

•  $K_A$  = facteur d'application, dépend du type des machines entraînée et menante.

•  $K_F$  = facteur de fiabilité

### III.2 - Calcul des dentures à la rupture :

L'effort tangentiel, à la rupture, admissible est donné par :

$$\frac{F}{F_{\text{adm}}(2)} = \frac{\{\sigma_{\text{Flim}} \cdot Y_{ST}\}^{(1)} \cdot (Y_{NT})^{(2)} \cdot Y_{SrelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{(Y_{Fa} \cdot Y_{So})^{(1)} \cdot \left(\frac{Y_\epsilon \cdot Y_\beta}{\cos(\beta_m)}\right) \cdot K_A \cdot k_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \cdot b \cdot m_t \cdot \left(\frac{R-b}{R}\right)$$

•  $\sigma_{\text{Flim}}$  = limite d'endurance.

•  $Y_{ST}$  = facteur de concentration de charge.

•  $Y_{NT}$  = facteur de durée à la rupture

•  $Y_{SrelT}$  = facteur de sensibilité à l'entaille.



- $Y_{relT}$  = facteur de rugosité relatif du pied de la dent.
- $Y_x$  = facteur de dimension.
- $Y_{Fa}$  = facteur de forme.
- $Y_{Sa}$  = facteur de concentration des contraintes au pied de la dent.
- $Y_e$  = facteur de conduite.  

$$Y_e = 0,25 + (0,75/E_d)$$
- $Y_\beta$  = facteur d'inclinaison.  

$$Y_\beta = 1 - 0,25 E_\beta$$
- $k_{Fa}$  = facteur de répartition transversale des charges.
- $k_{F\beta}$  = facteur de répartition longitudinale des charges  
 ( pratiquement on prend:  $k_{Fa} \cdot k_{F\beta} \approx k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}$  )

Une fois évaluées; les forces  $F_{Hlim}$  et  $F_{Tadm}$  doivent vérifier les conditions limites:

$$F_{Hadm} > F_t \quad \text{et} \quad F_{Tadm} > F_t \quad F_t: \text{effort tangentiel.}$$

elle réact. sur la d.

Sans toutes fois utiliser le matériau en dessous de ces possibilités (économie) ce-ci est exprimé par le taux d'utilisation défini par  $F_t/F_{Hlim}$ . Cette comparaison est faite par rapport à  $F_{Hlim}$  car la pratique a montré que la résistance à la rupture est l'argument vérifié, une fois la dent possède une résistance à la pression superficielle.

Les différents facteurs cités auparavant sont donnés dans des tableaux en fonction de leurs variables ainsi que les formules ou les analyses nécessaires à leur détermination.

Remarque :

- Pour des engrenages à axes parallèles la génératrice primitive  $R$  est infinie ce qui donne pour  $\frac{R-b}{R} = \frac{1-b/R}{R/R} = \frac{1-b/R}{1}$
- Le calcul des dentures ne concerne que les engrenages du réducteur.

Facteur	Variables nécessaires à la détermination du facteur	Calcul	Valeur numériques			
			1*	2	3	4
$\sigma_{Hlim}$	L'acier du pignon 1 et de la roue 2 est: Z120 M12 L'acier du pignon 3 et de la roue 4 est: XC42	I = étage conique II = étage cylindrique $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 700 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_{Hlim3} = \sigma_{Hlim4} = 500 \text{ N/mm}^2$	1	2	3	4
$Z_H$	$v_2 = 2,45 \text{ m/s}$ , $C_{vH2} = 0,85$ $v_3 = 1,14 \text{ m/s}$ , $C_{vH3} = 0,85$	$Z_{H2} = C_{vH2} + \frac{2(10 - C_{vH2})}{\sqrt{0,8 + 32/v_2}} = 0,85 + \frac{2(10 - 0,85)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{2,45}}} = 0,93$ $Z_{H3} = 0,85 + \frac{2(10 - 0,85)}{\sqrt{0,8 + 32/1,14}} = 0,90$		0,93		0,90
$Z_N$	$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot H = 60 \cdot 350 \cdot 10000 = 3,9 \cdot 10^8 \text{ cycles}$ $N_2 = N_1 / i_2 = 3,9 \cdot 10^8 / 3,1 = 1,3 \cdot 10^8$ $N_3 = N_2$ $N_4 = N_1 / (i_1 \cdot i_2) = \frac{3,9 \cdot 10^8}{3,1 \cdot 6,7} = 2 \cdot 10^7$	$Z_{N1} = (10^9 / N_1)^{0,057} = \left(\frac{10^9}{3,9 \cdot 10^8}\right)^{0,057} = 1,06$ $Z_{N2} = (10^9 / 1,3 \cdot 10^8)^{0,057} = 1,12$ $Z_{N3} = Z_{N2}$ $Z_{N4} = (10^9 / 2 \cdot 10^7)^{0,057} = 1,25$		1,06	1,12	1,25
$Z_L$	$C_{LH} = C_{LH2} = 0,83$ $v_{50} = 60 \text{ cst}$	$Z_{L2} = Z_{LH} = C_{LH2} + \frac{v(10 - C_{LH})}{(1,2 + 60/v_{50})^2} = 0,83 + \frac{60(10 - 0,83)}{(1,2 + 60/60)^2} = 0,94$				0,94

$Z_A$				0,90
$Z_W$	$H_{B_{rowe2}} = 179$ $H_{B_{rowe3}} = 200$	$Z_{W2} = 12 - (H_{B_{rowe2}} - 130) / 1700$ $= 12 - (179 - 130) / 1700 = 4,17$ $Z_{W3} = 12 - (200 - 130) / 1700 = 4,16$		1,17 1,16
$Z_E$	$\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3 = \epsilon_4 = 2,1 \cdot 10^3$ $\text{dyn/mm}^2$	$Z_{E1} = Z_{E2} = \sqrt{9 \cdot 175 \cdot \epsilon_1} = \sqrt{9 \cdot 175 \cdot 2,1 \cdot 10^3}$ $= 61 \text{ (dyn/mm}^2)^{1/2}$		61
$Z_\beta$	$\beta_I = 0$ $\beta_{II} = 15,7405^\circ$	$Z_{\beta I} = \sqrt{\cos(\beta_I)} = \sqrt{\cos(0)} = 1$ $Z_{\beta II} = \sqrt{\cos(\beta_{II})} = \sqrt{\cos(15,7405^\circ)} = 0,98$		1 0,98
	$\alpha_{I1} = 20^\circ$ , $\alpha_{I2} = 20,7142^\circ$ $\beta_I = 0$ , $\beta_{II} = 14,7689^\circ$	$Z_{H1} = \sqrt{2 \cdot \cos(\beta_{I1})} / (\cos(\alpha_{I1}) \cdot \sin(\alpha_{I1}))$ $= \sqrt{2 \cdot \cos(0) / (\cos(20^\circ) \cdot \sin(20^\circ))} = 2,5$ $Z_{HII} = \sqrt{2 \cdot \cos(\beta_{II1})} / (\cos(\alpha_{II1}) \cdot \sin(\alpha_{II1}))$ $= \sqrt{2 \cdot \cos(14,7689^\circ) / (\cos(20,7142^\circ) \cdot \sin(20,7142^\circ))} = 2,4$		2,5 2,4
$Z_\epsilon$	$\epsilon_{\alpha I} = 1,688$ $\epsilon_{\alpha II} = 1,620$ $\epsilon_{\beta II} = 1,3816$	$Z_{\epsilon I} = \sqrt{(1 - \epsilon_{\alpha I})/3} = \sqrt{(1 - 1,688)/3} = 0,88$ $Z_{\epsilon II} = \sqrt{1/\epsilon_{\beta II}} = \sqrt{1/1,3816} = 0,7857$		0,88 0,7857

$\frac{b}{K_{HP} \cdot K_{H\alpha}}$	$b_I = 34 \text{ mm}; \frac{b_I}{d_1} = \frac{34}{72} = 0,47$ $d_1 = 72 \text{ mm}$ $b_{II} = 80 \text{ mm}; \frac{b_{II}}{d_3} = \frac{80}{104} = 0,77$ $d_3 = 104 \text{ mm}$	$\left\{ \frac{b_I}{K_{HP} \cdot K_{H\alpha} I} \right\} = 25$ $\left\{ \frac{b_{II}}{K_{HP} \cdot K_{H\alpha} II} \right\} = 50$	25	50
$k_v$	$v_1^I = 2,45 \text{ m/s}; z_1 = 24 = 18$ qualite' ISO 7 $v_3^I = 1,14 \text{ m/s}; z_3 = 20$	$\frac{v_1^I \cdot z_1}{100} = \frac{2,45 \cdot 18}{100} = 0,45 \Rightarrow k_{vI} = 1,01$ $\frac{v_3^I \cdot z_3}{100} = \frac{1,14 \cdot 20}{100} = 0,23 \Rightarrow k_{vII} = 1,01$	1,01	
$k_R$		$k_A = 1,75$	1,75	
$k_P$		$k_R = 1,10$	1,10	
$\frac{R-b}{R}$	$R_I = 117,644 \text{ mm}$ $R_{II} = \infty$ $b_I = 34 \text{ mm}$ $b_{II} = 80 \text{ mm}$	$\left\{ \frac{R_I - b_I}{R_I} \right\} = \frac{117,644 - 34}{117,644} = 0,71$ $\left\{ \frac{R_{II} - b_{II}}{R_{II}} \right\} = 1$	0,71	1
$\frac{r}{L+1}$	$r_I = 31, r_{II} = 6,7$	$\left\{ \frac{r_I}{r_I + 1} \right\} = \frac{31}{31+1} = 0,76$ $\left\{ \frac{r_{II}}{r_{II} + 1} \right\} = \frac{6,7}{6,7+1} = 0,87$	0,76	0,87

$F_{H_{total}}$		(Vaire page 46) Valeurs en N	1294	1445	4510	5618
$F_E$	$N_{mot} = 3 \cdot 10^3 \text{ W}$ , $U_1 = 2,45 \text{ m/s}$ $U_3 = 1,14 \text{ m/s}$	$F_{E1} = \frac{N_{mot}}{U_1} = \frac{3 \cdot 10^3}{2,45} = 1224 \text{ N}$ $F_{E2} = \frac{N_{mot}}{U_3} = \frac{3 \cdot 10^3}{1,14} = 2626 \text{ N}$	1224		2626	
$\frac{F_E}{F_{H_{total}}}$		$\frac{F_{E1}}{F_{H_{total1}}} = \frac{1224}{1294} = 96\%$ $\frac{F_{E2}}{F_{H_{total2}}} = \frac{1224}{1445} = 85\%$ $\frac{F_{E2}}{F_{H_{total3}}} = \frac{2626}{4510} = 58\%$ $\frac{F_{E2}}{F_{H_{total4}}} = \frac{2626}{5618} = 47\%$	96%	85%	58%	47%

	<p>Pignon etroite conique soit fait de l'acier: 2 120 M12</p> <p>Pour l'etage cylindrique l'acier utilise est: XC 42</p>	<p><math>\sigma_{Flim} = \sigma_{Flim0} = 27 \text{ daN/mm}^2</math> <math>\sigma_{Flim3} = \sigma_{Flim4} = 20 \text{ daN/mm}^2</math></p>	27	20
$\gamma_{ST}$			2,1	
$\gamma_{NT}$	<p><math>N_{L1} = 3,9 \cdot 10^8 \text{ cycles}</math> <math>N_{L2} = 1,3 \cdot 10^8 \text{ cycles}</math> <math>N_{L3} = N_{L2} \text{ cycles}</math> <math>N_{L4} = 2 \cdot 10^7 \text{ cycles}</math></p>	<p><math>\gamma_{NTI} = 1</math>, <math>\gamma_{NTII} = 1</math> car dans tous les cas <math>N_L &gt; 9 \cdot 10^6</math> (Voir l'ouvrage de M<sup>re</sup> G.H)</p>	1	
$\gamma_{SrelT}$			1	
$\gamma_{SrelT}$			1	
$\gamma_x$			1	

$Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}$	$Y_1 = 1, Z_{U1} = 19$ $Y_2 = 1, Z_{U2} = 56$ $\alpha = 20^\circ$ $Y_3 = 1, Z_{U3} = 22$ $Y_4 = 1, Z_{U4} = 150$ départ $x_I = x_{II} = 0$	$(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})_2 = 4,82$ $(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})_3 = 4,47$ $(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})_4 = 4,80$ $(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})_5 = 4,60$ (valeurs données par abaque)	4,82	4,47	4,80	4,60
$Y_E$	$E_{dI} = 1,688$ $E_{dII} = 1,620$	$Y_{EI} = 0,25 + (0,75/E_{dI}) = 0,25 + (0,75/1,688)$ $= 0,69$ $Y_{EII} = 0,25 + (0,75/1,620) = 0,71$	0,69		0,71	
$Y_\beta$	$E_{\beta I} = 0$ $E_{\beta II} = 1,3816$	$Y_{\beta I} = 1 - 0,25 E_{\beta I} = 1 - 0,25 \cdot 0 = 1$ $Y_{\beta II} = 1 - 0,25 \cdot 1,3816 = 0,65$	1		0,65	
$K_{Fa} \cdot K_{F\beta}$		$(K_{Fa} \cdot K_{F\beta})_I = (K_{Hd} \cdot K_{H\beta}) = 1,36$ $(K_{Fa} \cdot K_{F\beta})_II = (K_{Hd} \cdot K_{H\beta}) = 1,60$	1,36		1,60	
$m_E$		$m_{E_I} = m = 4 \text{ mm}, m_{E_{II}} = 5,195$	4			5,195



$\cos(\beta_m)$	$\beta_{mI} = 0$ $\beta_{mII} = 15,7405$	$\cos(\beta_{mI}) = \cos(0) = 1$ $\cos(15,7405) = 0,9625$	1	0,9625
$F_{\text{Bachm}}$		Werte in $N$	9632    10386	25833    26235

IV - 1. Étude dynamique du réducteur :

IV.1.1: Arbre d'entrée :

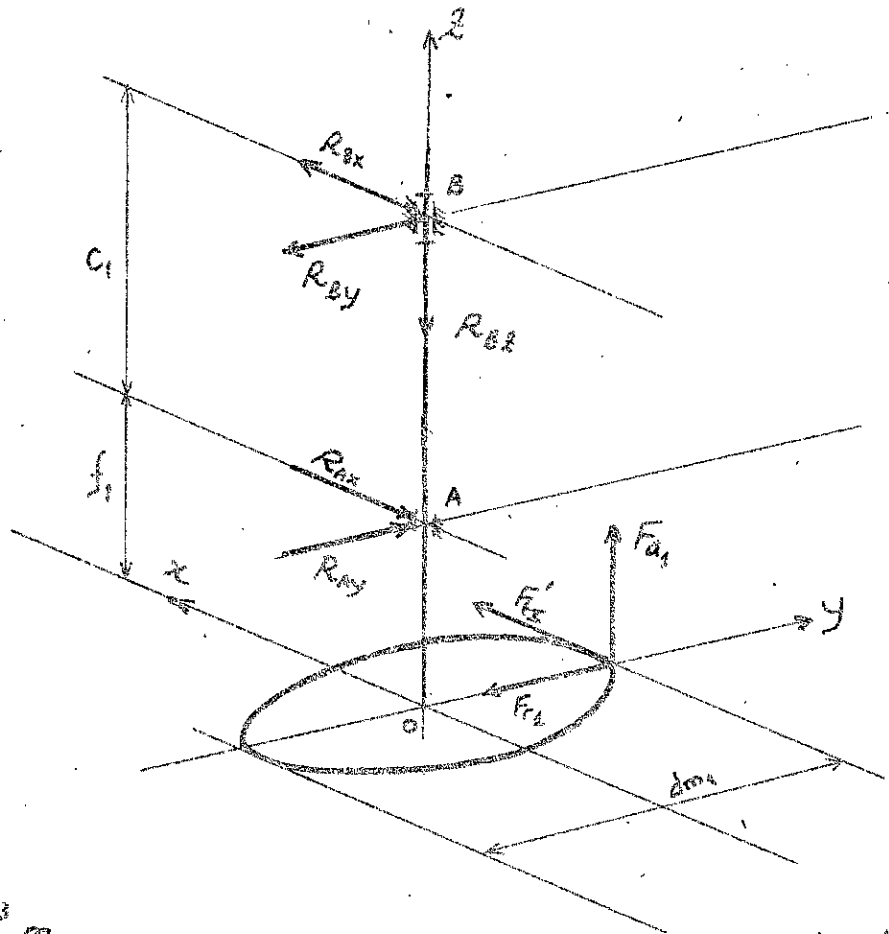


fig:12

$$f_1 = 72 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$C_1 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$dm_1 = 62 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$F_{t2}' = N / \eta_{m1} = 3000 \text{ kW} / 2,1 = 1422 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2}' \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1422 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin(17,8189^\circ) = 158 \text{ N.}$$

$$F_{a2} = F_{t2}' \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1422 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos(17,8189^\circ) = 493 \text{ N.}$$

• Considerons le plan (xoz)

- Calcul des réactions :

$$\begin{aligned} \cdot \sum F_x = 0 &\Rightarrow F'_{LZ} - R_{Ax} + R_{Bx} = 0 \Rightarrow R_{Bx} = R_{Ax} - F'_{LZ} \\ \cdot \sum M/A = 0 &\Rightarrow F'_{LZ} (f_1 + c_1) - R_{Ax} = 0 \Rightarrow R_{Ax} = F'_{LZ} \left(1 + \frac{f_1}{c_1}\right) \end{aligned}$$

$$\begin{array}{l|l} F'_{LZ} = 1422 \text{ N} & R_{Ax} = 1422 \cdot \left(1 + \frac{72 \cdot 10^{-3}}{180 \cdot 10^{-3}}\right) = 1991 \text{ N} \\ f_1 = 72 \cdot 10^{-3} \text{ m} & \\ c_1 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ m} & R_{Bx} = 1991 - 1422 = 569 \text{ N} \end{array}$$

- Moment fléchissant :  $M_{fx}$

$$\begin{aligned} \cdot \text{Au point O} & \quad M_{f_{Ox}} = 0 \\ \cdot \text{Au point A} & \quad M_{f_{Ax}} = -F'_{LZ} \cdot f_1 = 1422 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 102, \text{ N.m} \\ \cdot \text{Au point B} & \quad M_{f_{Bx}} = 0 \end{aligned}$$

- Moment de torsion :  $M_t$

$$\begin{array}{l|l} & M_t = F'_{LZ} \cdot \frac{d_{ml}}{2} \\ d_{ml} = 62 \cdot 10^{-3} \text{ m} & M_t = 1422 \cdot 62 \cdot 10^{-3} = 44 \text{ N.m} \end{array}$$

• Considerons le plan (yoz)

- Calcul des réactions :

$$\begin{aligned} \cdot \sum F_y = 0 &\Rightarrow R_{Ay} = F_{R2} + R_{By} \\ \cdot \sum F_z = 0 &\Rightarrow R_{Bz} = F_{A1} \\ \cdot \sum M/A = 0 &\Rightarrow R_{By} = \frac{F_{R2} \cdot f_1 - F_{A1} \cdot \frac{d_{ml}}{2}}{c_1} \end{aligned}$$

$$F_{R2} = 493 \text{ N} \quad R_{By} = \frac{493 \cdot 72 \cdot 10^{-3} - 158 \cdot 62/2 \cdot 10^{-3}}{180 \cdot 10^{-3}} = 170 \text{ N}$$

$$F_{A1} = 158 \text{ N} \quad R_{Ax} = 493 + 170 = 663 \text{ N}$$

- Moment fléchissant :  $M_{fy}$

$$\begin{aligned} \cdot \text{Au point O} & \quad M_{f_{Oy}} = F_{A1} \cdot \frac{d_{ml}}{2} = \frac{158 \cdot 62 \cdot 10^{-3}}{2} = 5 \text{ N.m} \\ \cdot \text{Au point A} & \quad M_{f_{Ay}} = F_{A1} \cdot \frac{d_{ml}}{2} - F_{R2} \cdot f_1 \\ & \quad = 5 - 493 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = -31 \text{ N.m} \end{aligned}$$

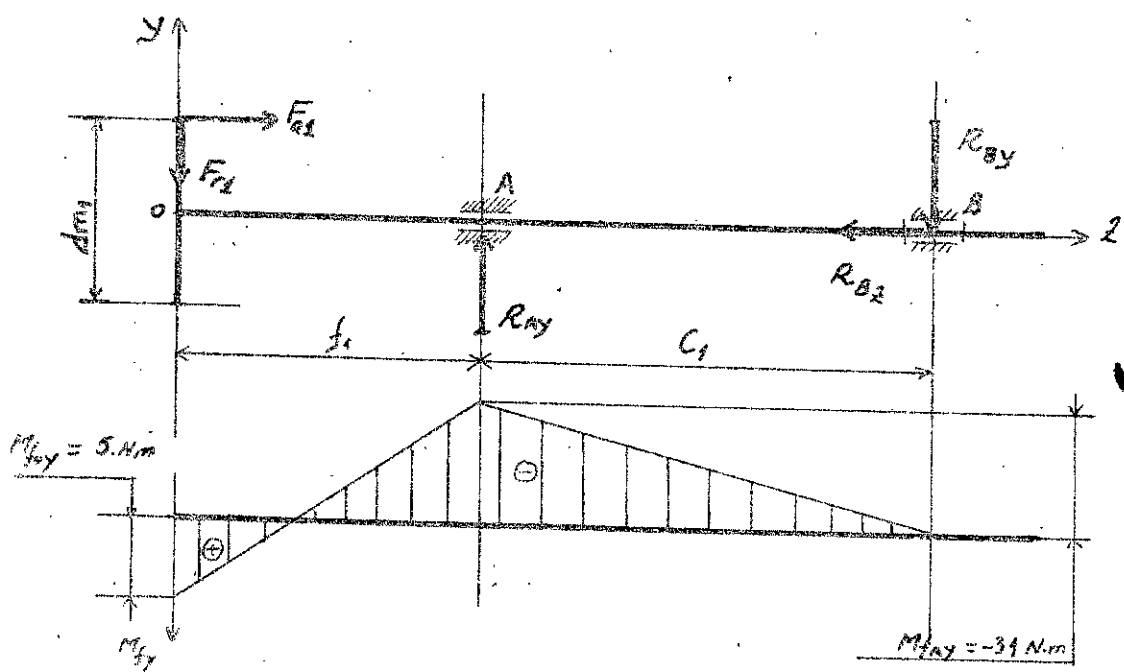
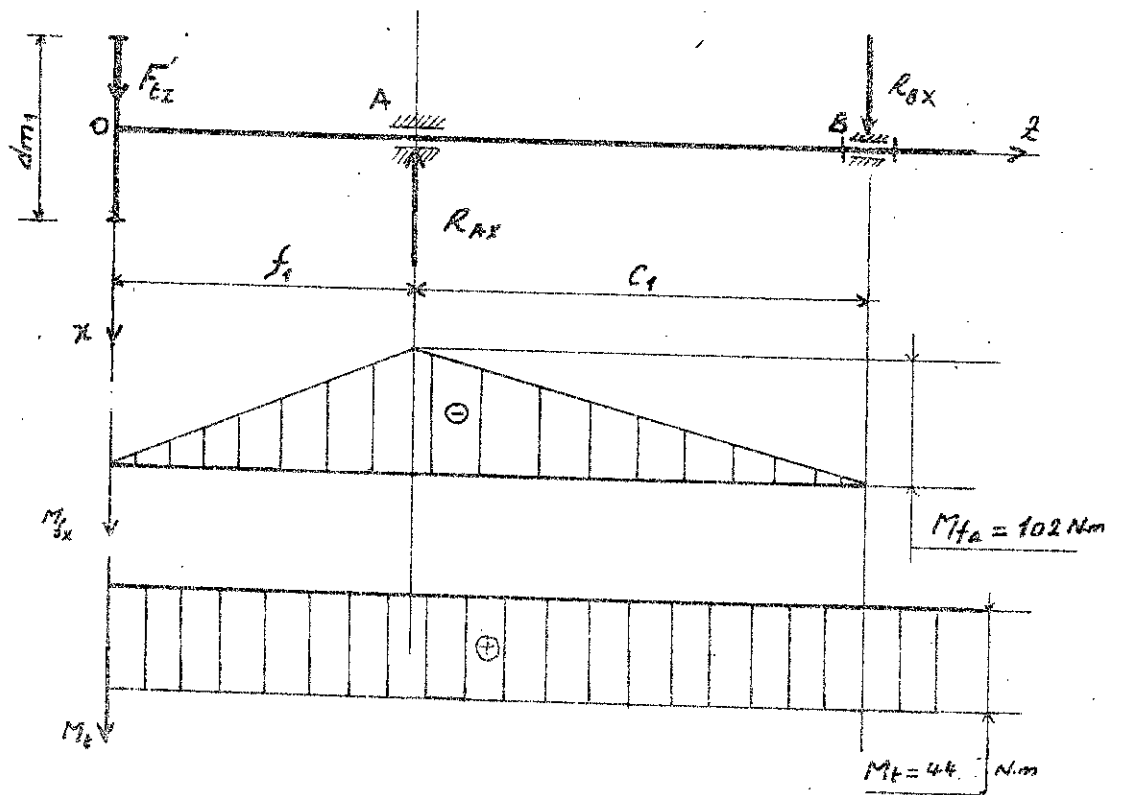


fig:13

Au point B 
$$M_{f_{BY}} = F_{02} \cdot \frac{d m_2}{2} + R_{AY} \cdot C_1 - F_{12} \cdot (f_1 + C_1) = 0$$

Calcul du diamètre de l'arbre:

Pour ce calcul on utilise la formule transformée (voir l'élément de machine - MIR - page 457)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{88 \cdot 10^{-3} R_T}} \quad ; \quad R_T = \text{charge de rupture minimale du matériau constituant l'arbre.}$$

$M_i$  : Moment idéal au niveau de la section considérée.

$$M_i = \sqrt{M_{f_x}^2 + M_{f_y}^2 + M_t^2}$$

on dimensionne notre arbre pour  $M_{i \max}$ :

$$M_{i \max} = \sqrt{M_{f_{AX}}^2 + M_{f_{AY}}^2 + M_t^2}$$

$$M_{f_{AY}} = -31 \text{ N.m}$$

$$M_{f_{AX}} = -102 \text{ N.m}$$

$$M_t = 44 \text{ N.m}$$

$$M_{i \max} = \sqrt{(-102)^2 + (-31)^2 + (44)^2} \approx 115 \text{ N.m}$$

L'arbre est fait du même acier que le pignon : Z 120 M 12  
dont la charge à la rupture est :  $R_T = 880 \text{ N/mm}^2$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{115 \cdot 10^3}{88 \cdot 10^{-3} \cdot 880}} = 24,58 \text{ mm}$$

Pour des raisons de construction on adopte :

$$d = 40 \text{ mm}$$

II-1-2) Arbre intermédiaire :

Plan (ZAZ)

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{AY} = -R_{BX} - F_{12} + F_{21}$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{BZ} = F_{02}$$

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow R_{BX} = \frac{F_{12} \cdot (f_2 + C_2) - F_{02} \cdot f_2 - F_{03} \cdot \frac{d_3}{2}}{(2f_2 + C_2)}$$

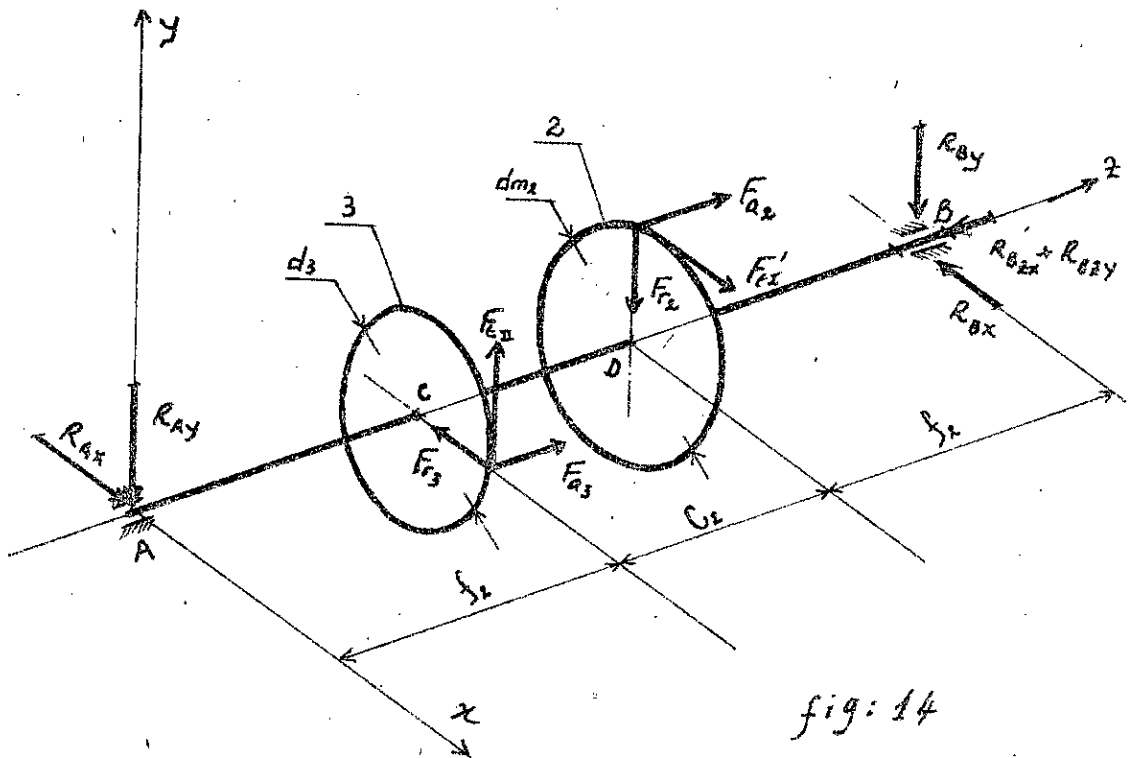


fig: 14

$$C_2 = 72 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$f_2 = 92 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$dm_2 = 192 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$d_3 = 104 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$F_{Q_2} = F_{r_1} = 493 \text{ N.}$$

$$F_{r_2} = F_{Q_1} = 158 \text{ N.}$$

$$F_{E_1'} = 1422 \text{ N.}$$

$$F_{E_2} = 2626 \text{ N}$$

$$F_{Q_3} = F_{E_2} \cdot \tan \beta_{E_2} = 2626 \cdot \tan(15,7405^\circ) = 740 \text{ N}$$

$$F_{r_3} = F_{E_2} \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta_{E_2} = 2626 \cdot \tan 20^\circ / \cos(15,7405^\circ) = 993 \text{ N.}$$

$$d_3 = 104 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_2 = 92 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$c_2 = 72 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$F_{E1} = 1422 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 740 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 993 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 493 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = \frac{1422(92+72) \cdot 10^{-3} - 993 \cdot 92 \cdot 10^{-3} - 740 \cdot \frac{104 \cdot 10^{-3}}{2}}{(2 \cdot 92 + 72) \cdot 10^{-3}}$$
$$= 404 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 404 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = -404 - 993 + 1422 = 25 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 740 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = 25 \text{ N}$$

- Moment fléchissant

• Au point A  $M_{fAx} = 0$

• Au point C

1) avant C  $\rightarrow M_{fCx} = R_{Ax} \cdot f_2 = 25 \cdot 92 \cdot 10^{-3}$   
 $= 2,3 \text{ N.m}$

2) après C  $\rightarrow M_{fCx} = R_{Ax} \cdot f_2 - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}$   
 $= 25 \cdot 92 \cdot 10^{-3} - \frac{740 \cdot 104 \cdot 10^{-3}}{2}$   
 $= -36,1 \approx -36 \text{ N.m}$

• Au point D:  $M_{fDx} = R_{Ax}(f_2 + c_2) + F_{r3} \cdot c_2 - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}$   
 $= 25 \cdot (92 + 72) \cdot 10^{-3} + 993 \cdot 72 \cdot 10^{-3} - 740 \cdot \frac{104 \cdot 10^{-3}}{2}$   
 $= 37 \text{ N.m}$

- Moment de torsion  $M_t$ :

$$M_t = F_{E1} \cdot \frac{L_{me}}{2} = 1422 \cdot \frac{192 \cdot 10^{-3}}{2} = 137 \text{ N.m}$$

• Plan (yAz)

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F_{Ez} - F_{r2} - R_{By}$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow R_{By} = F_{a2} = 493 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{/A} = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{2626(92 \cdot 10^{-3}) - 158 \cdot (92 + 72) \cdot 10^{-3} - 493 \cdot \frac{192 \cdot 10^{-3}}{2}}{(2 \cdot 92 + 72) \cdot 10^{-3}}$$

$$F_{r2} = 158 \text{ N}$$

$$= 662 \text{ N}$$

$$F_{Ez} = 2626 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 2626 - 158 - 662 = 1806 \text{ N}$$

- Moment fléchissant:

• Au point A:  $M_{fAy} = 0$

• Au point C:  $M_{fCy} = -R_{Ay} \cdot f_2 = -1806 \cdot 92 \cdot 10^{-3} = -166 \text{ N.m}$

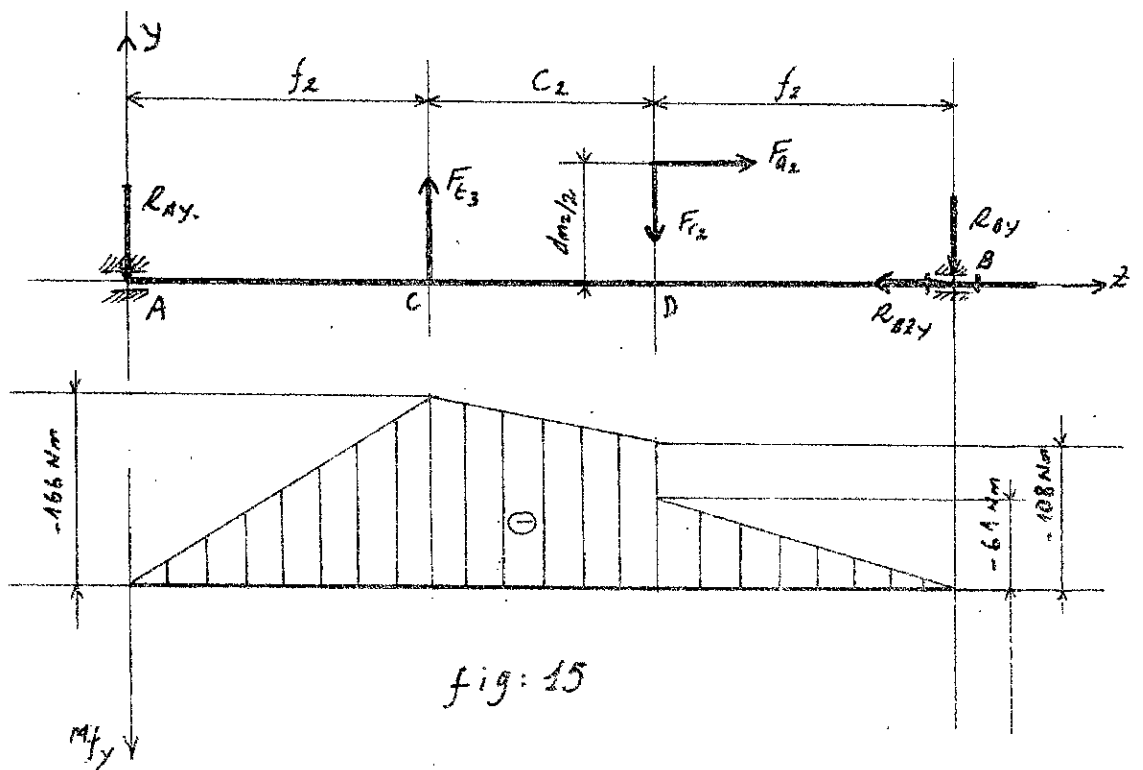
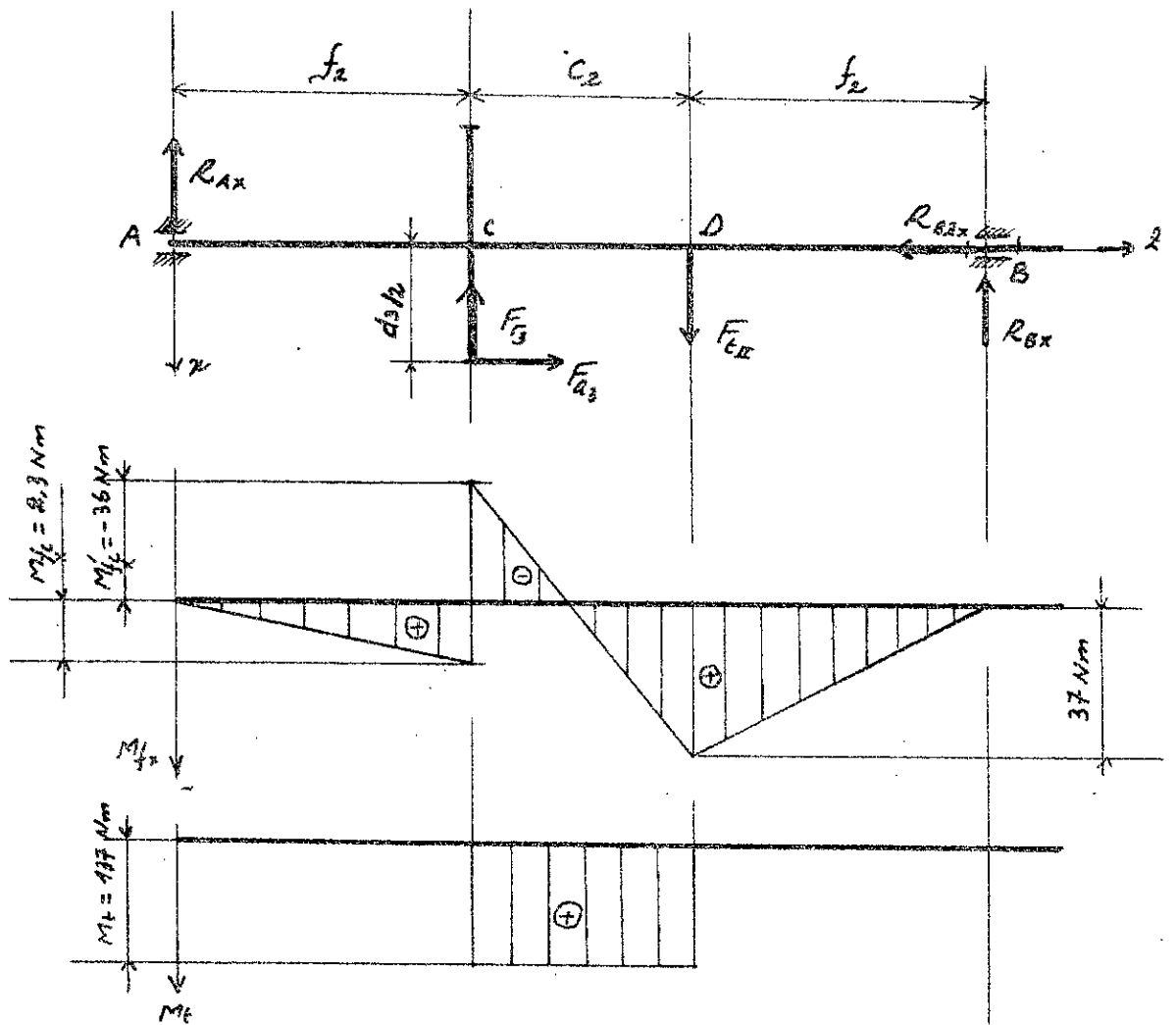


fig: 15



Au point D : a) avant D :  $M_{f_{0y}}^A = -R_{Ay}(f_2 + c_2) + F_{tII} \cdot c_2$   
 $= -1806(92 + 72) \cdot 10^{-3} + 2626 \cdot 72 \cdot 10^{-3}$   
 $= -108 \text{ N.m}$

b) apres D :  $M_{f_{0y}}^A = -R_{Ay}(f_2 + c_2) + F_{tII} \cdot c_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}$   
 $= M_{f_{0y}}^A + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}$   
 $= -108 + 493 \cdot \frac{192}{2} \cdot 10^{-3}$   
 $= -61 \text{ N.m}$

Calcul du diametre de l'arbre intermediaire au niveau de la section passant par "c" :

$$M_j = \sqrt{M_{fcx}^2 + M_{fcy}^2 + M_e^2}, \quad M_{fcx} = M_{fcx} - M_{fcx} =$$

$$\begin{aligned} M_{fcx} &= 2,3 \text{ N.m} \\ M_{fcy} &= -36 \text{ N.m} \\ F_{cy} &= -166 \text{ N.m} \\ F_t &= 137 \text{ N.m} \end{aligned}$$

$$M_j = \sqrt{(2,3 + 36)^2 + (166)^2 + (137)^2}$$

$$= 218,6 \approx 219 \text{ N.m}$$

L'acier utilise pour fabriquer l'arbre intermediaire est XC42 dont la resistance minimale a la rupture est :  $R_r = 630 \text{ N/mm}^2$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{219 \cdot 10^3}{8,8 \cdot 10^{-3} \cdot 630}} = 34 \text{ mm}$$

Le diametre adopte est :  $d = 60 \text{ mm}$

### Ex. 1.3 Arbre de sortie :

Plan (xoz)

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{Cx} = R_{Bx} + F_{r3} + F_{t5}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{Cz} = F_{a3}$$

$$\sum M/c = 0 \Rightarrow R_{Bx} = \frac{F_{t5} \cdot f_4 + F_{a3} \cdot \frac{d_4}{2} - F_{r3} \cdot c_3}{c_3 + f_3}$$

$$\begin{aligned} F_{t5} &= 10171 \text{ N} & F_{r3} &= 993 \text{ N} & f_3 &= 140 \cdot 10^{-3} \text{ m} & d_4 &= 696 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ F_{a3} &= 740 \text{ N} & f_4 &= 136 \cdot 10^{-3} \text{ m} & c_3 &= 96 \cdot 10^{-3} \text{ m} & & \end{aligned}$$

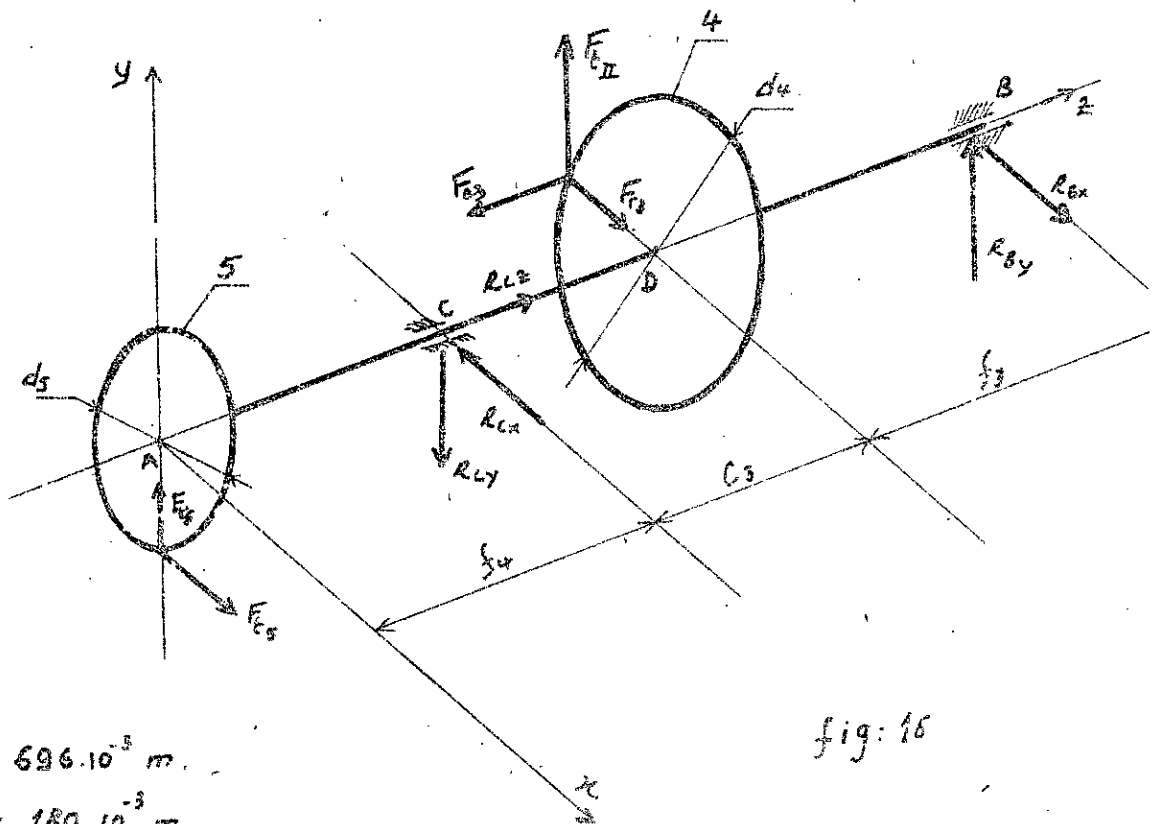


fig: 16

$$d_4 = 696 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$d_5 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$j_4 = 136 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$j_3 = 140 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$C_3 = 96 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$F_{c3} = 2626 \text{ N.}$$

$$F_{c3} = 993 \text{ N.}$$

$$F_{a3} = 740 \text{ N.}$$

$$F_{c3} = \frac{N}{2\pi \cdot n} \cdot \frac{d_5}{2} = \frac{3000}{\frac{2\pi \cdot 650 \cdot 180 \cdot 10^{-3}}{(3.1416) \cdot 60 \cdot 2}} = 10171 \text{ N}$$

$$F_{c3} = F_{c3} \cdot \tan \alpha$$

$$\alpha = 20 \Rightarrow F_{c3} = 10171 \cdot \tan 20^\circ = 3702 \text{ N.}$$

$$R_{Bx} = \frac{10171 \cdot 136 \cdot 10^{-3} + 740 \cdot \frac{696}{2} \cdot 10^{-3} - 993 \cdot 96 \cdot 10^{-3}}{(96 + 140) \cdot 10^{-3}}$$

$$= 6549 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 6549 + 993 + 10171 = 17713 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = 740 \text{ N}$$

- Moment flechissant :

. Au point A  $M_{fAx} = 0$

. Au point C  $M_{fCx} = -F_{E5} \cdot f_4 = -10171 \cdot 136 \cdot 10^{-3} = -1383 \text{ N.m}$

. Au point D a) avant D  $\rightarrow M'_{fDx} = -F_{E5} (f_4 + c_3) + R_{Cy} (c_3)$

$$M'_{fDx} = -10171 (136 + 96) \cdot 10^{-3} + 17713 \cdot 96 \cdot 10^{-3}$$

$$= -659 \text{ N.m}$$

b) apres D  $\rightarrow M''_{fDx} = -F_{E5} (f_4 + c_3) + R_{Cy} (c_3) - F_{G3} \frac{d_4}{2}$

$$M''_{fDx} = -659 - 740 \cdot \frac{696}{2} \cdot 10^{-3} = -917 \text{ N.m}$$

• Plan (yoz)

.  $\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{Cy} = F_{E5} + F_{E2} + R_{By}$

.  $\Sigma M/C = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F_{E5} \cdot f_4 - F_{E2} \cdot c_3}{(c_3 + f_3)}$

$$F_{E5} = 3702 \text{ N}$$

$$F_{E2} = 2626 \text{ N}$$

$$f_3 = 140 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f_4 = 136 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$c_3 = 96 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_{By} = \frac{3702 \cdot 136 \cdot 10^{-3} - 2626 \cdot 96 \cdot 10^{-3}}{(96 + 140) \cdot 10^{-3}} = 1065 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 3702 + 2626 + 1065 = 7393 \text{ N}$$

- Moment flechissant

. point A  $M_{fAy} = 0$

. Point C  $M_{fCy} = F_{E5} \cdot f_4 = 3702 \cdot 136 \cdot 10^{-3}$

. point D  $M_{fDy} = F_{E5} (f_4 + c_3) - R_{Cy} \cdot c_3 =$

$$= 3702 (136 + 96) \cdot 10^{-3} - 7393 \cdot 96 \cdot 10^{-3} = 149 \text{ N.m}$$

- Moment de torsion :

$$M_t = F_{E2} \cdot \frac{d_4}{2} = 2626 \cdot \frac{696}{2} \cdot 10^{-3} = 914 \text{ N.m}$$

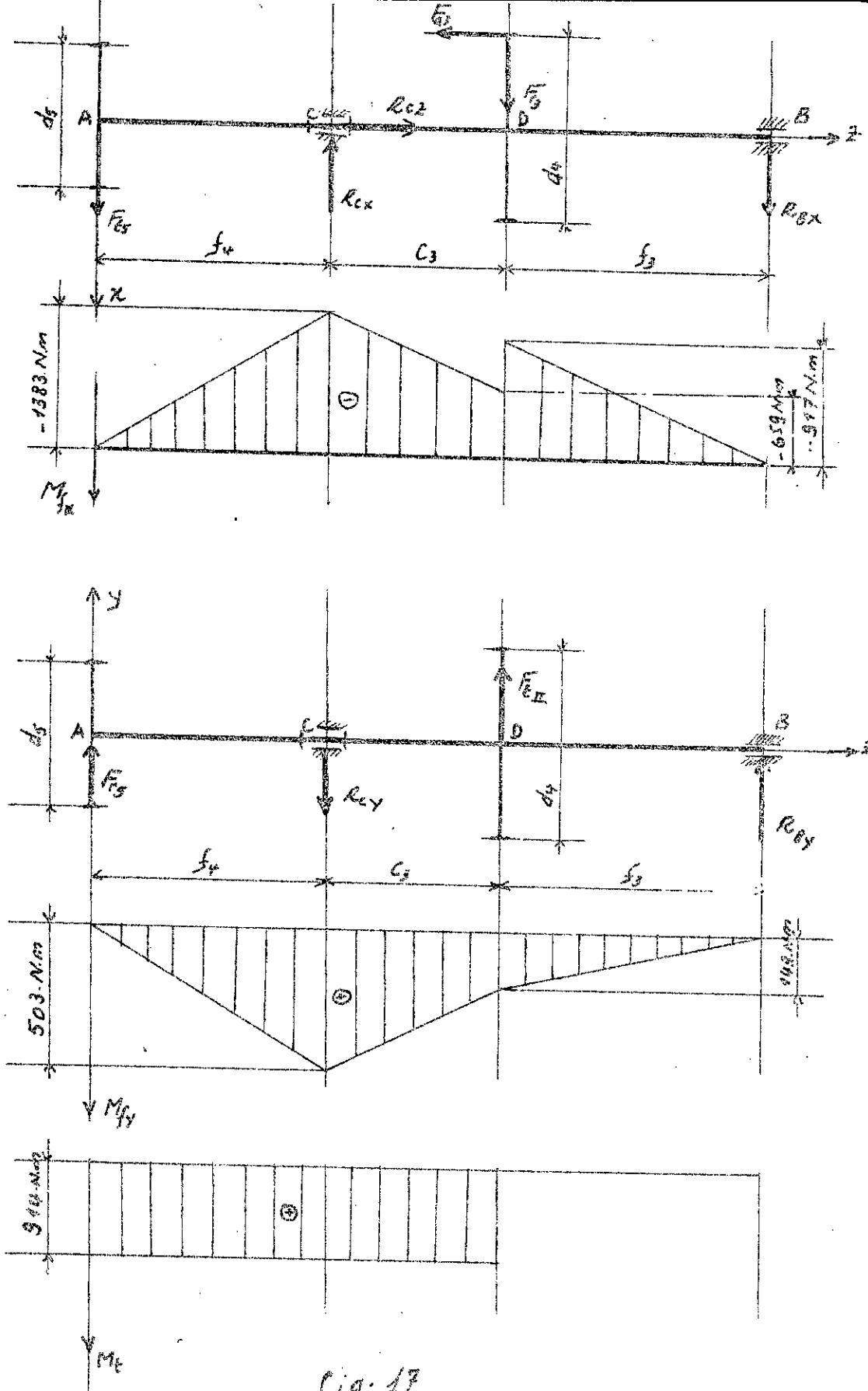


fig: 17

• Calcul du diamètre de l'arbre de sortie :

$$M_d = \sqrt{M_{fey}^2 + M_{fex}^2 + M_t^2}$$

$$M_{fey} = 503 \text{ N.m}$$

$$M_{fex} = -1383 \text{ N.m}$$

$$M_t = 914 \text{ N.m}$$

$$R_c = 630 \text{ N/mm}^2$$

$$M_d = \sqrt{(503)^2 + (1383)^2 + (914)^2} = 1732 \text{ N.m}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1732 \cdot 10^3}{8,8 \cdot 10^3 \cdot 630}} \approx 68 \text{ mm}$$

Le diamètre adopté est :

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

## V.3. Calcul des roulements supportants les arbres

### V.3.1. Calcul des charges radiales et axiales sur les paliers:

Arbre	Palier	Effort axial : $R_a$ (N)	Effort radial : $R_r$ (N)
Entrée	A	0	$R_r = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(1951)^2 + (563)^2} = 2030$ $\sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(563)^2 + (1951)^2} = 2030$
	B	158	
Inter-médiaire	A	0	$\sqrt{(25)^2 + (1806)^2} = 1806 \text{ N}$ $\sqrt{(404)^2 + (562)^2} = 776 \text{ N}$
	B	$R_{Bx} + R_{By} = 740 + 493$ $= 1233$	
Sortie	B	740	$\sqrt{(6548)^2 + (1065)^2} = 6635$ $\sqrt{(17713)^2 + (7393)^2} = 19194$
	C	740	

Les roulements choisis, lors de la conception du réducteur, ont les caractéristiques suivantes (dessin de réducteur)

Arbre	Palier	$C_0$ : charge statique de Base (N)	$C$ : charge dynamique de Base (N)	Nombre de Tours/min Max
Entrée	A	36500	49000	8000
	B	21600	31500	6000
Inter-médiaire	A	58500	76500	4000
	B	73000	86500	4000
Sortie	B	54000	64000	4000
	C	86500	102000	4000

### V.3.2. Calcul des charges dynamiques réelles:

La charge dynamique est donnée par :  $C' = P^2 \sqrt{\frac{K \cdot L}{7666}}$

$P = (X \cdot V \cdot R_r) + (Y \cdot R_a)$  : charge dynamique équivalente.

$X$  = facteur radial,  $Y$  = facteur de rotation; Pour tous  
 $Y$  = facteur axial les roulements qu'on a choisis  
 $H$  = nombre d'heures  $V = 1$

totale de fonctionnement. (Voir page 47).

$n$  = nombre de tours/min de l'arbre guidé.

(Voir: guide de dessinateur industriel - chevalier.)

Arbre	Palier	$R_a/C_0$	$R_a/R_T$	$X$	$Y$	$P = (X R_T) + (Y R_a)$	(N)
Entrée	A	0	0	1	0	$1.2098 + 0.0 = 2098$	
	B	$\frac{158}{21600} = 0,007$	$\frac{158}{594} = 0,266$	1	0	$1.594 + 0.158 = 594$	
Inter- -médiaire	A	0	0	1	0	$1.1806 + 0.0 = 1806$	
	B	$\frac{1233}{78000} = 0,02$	$\frac{1233}{776} = 1,59$	0,56	1	$0,56.776 + 1.1233 = 1666$	
Sortie	B	$\frac{740}{54000} = 0,01$	$\frac{740}{6635} = 0,11$	1	0	$1.6635 + 0.740 = 6635$	
	C	$\frac{740}{86500} = 0,008$	$\frac{740}{19194} = 0,04$	1	0	$1.19194 + 0.740 = 19194$	

Les valeurs des charges dynamiques réelles sont:

Arbre	Palier	$n$ (tr/min)	$C' = P \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot n}{76666}}$	Comparaison de C' etc
Entrée	A	650	$2098 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 650}{76666}} = 15328$	C' < C
	B		$594 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 650}{76666}} = 4340$	
	A	210	$1806 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 210}{76666}} = 9054$	
	B		$1668 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 210}{76666}} = 8360$	
	B	31	$6635 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 31}{76666}} = 17580$	
	C		$19194 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 31}{76666}} = 50856$	

Ainsi les roulements choisis peuvent convenir.

## F. Calcul du frein

On envisage l'installation de huit freins dont les tambours sont montés sur l'arbre intermédiaire (voir dessins)

### I. 1. Calcul du moment de freinage

le couple total de freinage est:

$$M_H = \left\{ \frac{V+G}{g} \cdot \frac{v}{t_h} + W_W - \frac{W_J}{1+\mu} \right\} \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{k_2 \cdot k_{III} \cdot k_{IV}} + \frac{I^*}{t_h} \left( \frac{n_2}{30} \right) \frac{1}{I}$$

$$V = 1403 \text{ kN}$$

$$G = 1200 \text{ kN}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$v = \frac{1}{3} \text{ m/s}$$

$$W_W = 33,23 \text{ kN}$$

$$\mu = 2,2$$

$$D = 800 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$k_2 \cdot k_{III} \cdot k_{IV} =$$

$$= 6,7 \cdot 4,44 \cdot 0,77$$

$$= 26,18$$

$$I^* = 88 (I_{ext} + I_{rot})$$

$$= 0,73 \text{ kg m}^2$$

$$n_2 = 210 \text{ tr/min}$$

$t_h$  = temps de freinage; on se fixe 6 s

$$k_2 = 3,1$$

$$k_{III} = 0,72$$

$k_{IV}$  (voir chap II)

$$M_H = \left\{ \frac{1403+1200}{10} \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{3} + 33,23 \cdot 10^3 - \frac{27,07}{1+2,2} \cdot 10^3 \right\} \cdot \frac{0,8 \cdot 0,7}{2 \cdot 26,18} + \frac{0,73}{6} \left( \frac{210}{30} \right)^2$$

$$= 430,95 + 25,76 = 456,71 \approx 457 \text{ Nm}$$

le couple par frein est alors:

$$\frac{M_H}{8} = \frac{457}{8} = 57,12 \text{ N.m}$$

le frein, normalisé, choisi est un frein polonais dont la dénomination est: ANr 002AHM; il fournit un couple de 63 N.m (nominal) (ce frein a un tambour de diamètre de 160 mm)



Ce frein possède l'avantage d'être étalonné au couple demandé de 57 Nm; en ajustant la tension du ressort

### I. 2. Vérification au glissement

Cette vérification s'effectue à la base des décélération maximale et moyenne.

$$a_{\max h} = \frac{16}{24} \cdot g \cdot \left\{ \mu_1 + \frac{2 \cdot f + \mu d}{D} \right\}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$\mu_1 = 0,12$$

$$f = 0,05 \text{ cm}$$

$$d = 16 \text{ cm}$$

$$D = 80 \text{ cm}$$

$$t_h = 6 \text{ s}$$

$$V = \frac{1}{3} \text{ m/s}$$

$$a_{\max h} = \frac{16}{24} \cdot 10 \cdot \left\{ 0,12 + \frac{2 \cdot 0,05 + 0,02 \cdot 16}{80} \right\}$$

$$= 0,812 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{moyh}} = \frac{V}{t_h} = \frac{1/3}{6} = 0,055 \text{ m/s}^2$$

$$\frac{16}{24} \cdot \frac{\text{galets moteur}}{\text{nombre total de galets}}$$

Comme  $a_{\max h} > a_{\text{moyh}}$ , le glissement lors du freinage n'existe pas.

## G Calcul d'axes

### I.1. Axe de la roue intermediaire (6)

#### I.1.1. Calcul des charges :

La roue est montée folle sur l'axe. (Voir dessin)

Composantes de la charge

$$F_x = -F_3 + F_5 \cos(30^\circ) + F_5 \sin(30^\circ)$$

$$F_y = F_2 + F_5 \sin(30^\circ) + F_5 \cos(30^\circ)$$

$$F_2 = 3702 \text{ N}$$

$$F_3 = 10171 \text{ N}$$

$$a = 88 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 492 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$F_x = -3702 + 10171 \cdot 0,866 + 10171 \cdot \frac{1}{2}$$

$$= 6957 \text{ N}$$

$$F_y = 10171 + 10171 \cdot \frac{1}{2} - 3702 \cdot 0,866$$

$$= 12051 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{12051^2 + 6957^2} \cdot \frac{1}{2}$$

$$= 13917 \text{ N}$$

• Les reactions sont :

$$R_B = F \cdot \frac{a}{a+b} = 13917 \cdot \frac{88 \cdot 10^{-3}}{(88+492) \cdot 10^{-3}} = 2364 \text{ N}$$

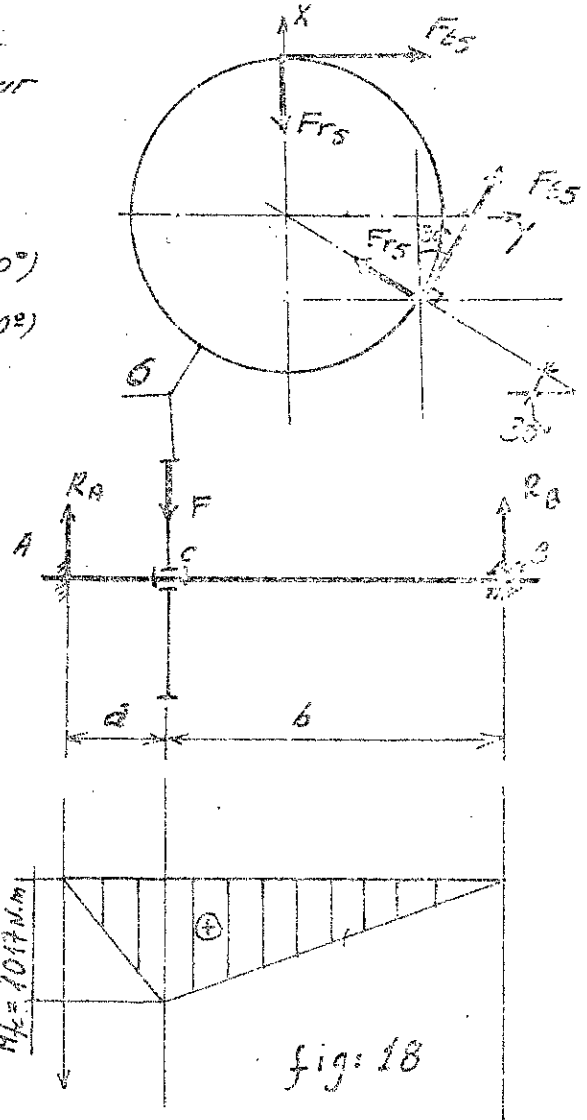
$$R_A = F \cdot \frac{b}{a+b} = 13917 \cdot \frac{492 \cdot 10^{-3}}{(88+492) \cdot 10^{-3}} = 11553 \text{ N}$$

• Moment flechissant au point c :

$$M_{fc} = R_A \cdot a = 11553 \cdot 88 \cdot 10^{-3} = 1017 \text{ N.m}$$

#### I.1.2. Calcul du diametre au niveau de "c" :

L'axe est fait de l'acier XC42 dont la



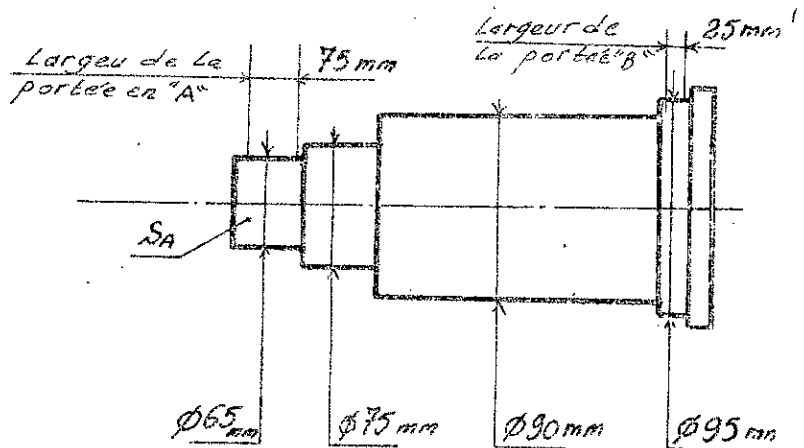
charge de rupture minimale est:  $R_r = 630 \text{ N/mm}^2$

d'où le diamètre; selon la formule de la page 64:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{fc}}{88 \cdot 10^{-3} \cdot R_r}} = \sqrt[3]{\frac{1017 \cdot 10^3}{88 \cdot 10^{-3} \cdot 630}} = 26,37 \text{ mm}$$

le diamètre adopté est:  $d = 75 \text{ mm}$

### I.A.3. Vérification à la pression au niveau des portées:



Portée A:

La section sollicitée est:

$$S_A = 75 \cdot 65 = 4875 \text{ mm}^2, \text{ la contrainte réelle est alors}$$

$$\sigma_{réelle} = \frac{R_A}{S_A} = \frac{11553}{4875} = 2,37 \text{ N/mm}^2$$

La pression admissible pour un contact sur acier est:

$\sigma_{adm} = 200 \text{ à } 250 \text{ N/mm}^2$ ; on conclue alors que la portée est vérifiée à la pression.

Portée B:

$$S_B = 25 \cdot 95 = 2375 \text{ mm}^2$$

$$R_B = 2364 \text{ N}$$

$$\Rightarrow \sigma_{réelle} = \frac{2364}{2375} = 1 < \sigma_{adm}$$

## I. 2. Axe du galet:

L'axe du galet est sollicité par la charge verticale, la résistance au roulement, force axiale et l'action de la roue intermédiaire et du pignon inter-galets.

L'action de la roue, du pignon et la résistance au roulement sont faible par rapport à la charge verticale. La force axiale qui est due aux inexactitudes d'exécution et perturbations aléatoire du mouvement peut atteindre des valeurs jusqu'à 15% de la charge verticale. Le calcul pratique consiste en la vérification des contraintes dues à la charge verticale. La vérification sera faite en supposant que la charge est transmise du galet à l'axe directement par les roulements (on néglige l'influence de la douille).

Avec ces suppositions la charge verticale se distribue symétriquement, et le schéma pour le calcul a la forme suivante:

Calcul des réactions:

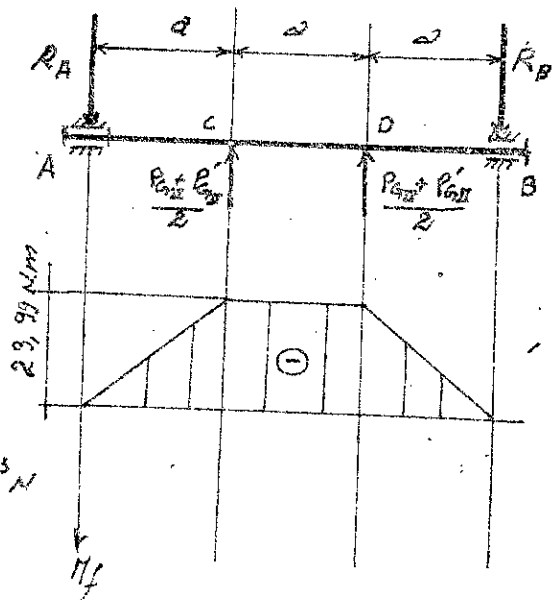
$$R_A = R_B = \frac{P_{GZ} + P_{GZ}'}{2}$$

$$a = 193 \text{ mm}$$

(Voir dessin)

$$P_{GZ} + P_{GZ}' = 248,6 \text{ kN}$$

$$R_A = \frac{248,6 \cdot 10^3}{2} = 124,3 \cdot 10^3 \text{ N}$$



Calcul du moment flechissant

$$M_f = R_A \cdot l_0 = 124,3 \cdot 10^3 \cdot 193 \cdot 10^{-3} \\ = 23,99 \text{ N.m}$$

Calcul de la contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{M_f}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{23,99 \cdot 10^3}{0,1(125)^3} = 0,122 \text{ N/mm}^2$$

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

La valeur de  $\sigma_f$  faible assure une construction robuste et une réserve vaste pour les influences négligées.

Verification de la pression aux points:

Les portées A et B ont la même surface soumise à la charge, de plus ces charges sont égales. D'où l'on fait la verification que pour l'une d'elle.

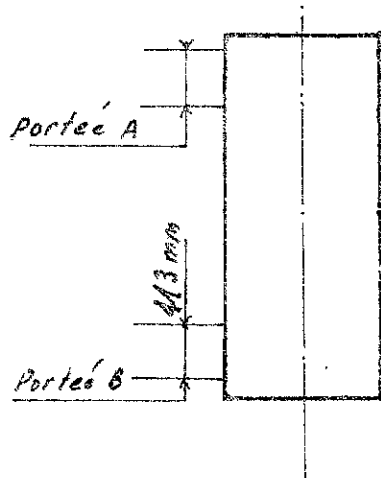
La surface sollicitée est:

$$S = 113 \cdot d = 113 \cdot 125 = 14125 \text{ mm}^2$$

La pression est alors:

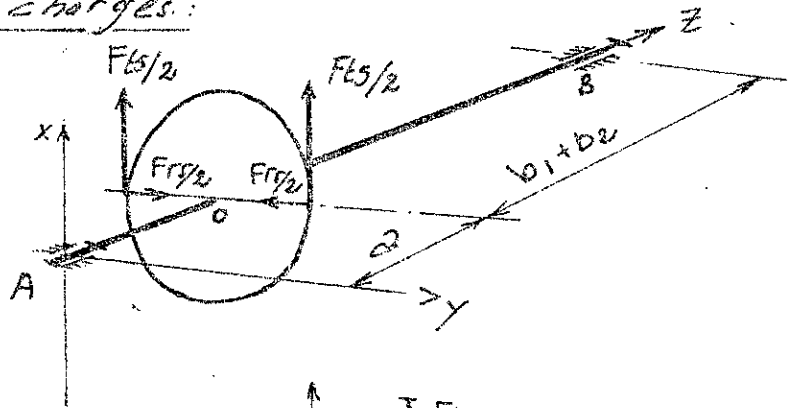
$$\sigma_{\text{reelle}} = \frac{R_A}{S} = \frac{124,3 \cdot 10^3}{14125} = 10 \text{ N/mm}^2$$

cette valeur est inférieure à celle de la contrainte admissible. Ainsi les portées sont vérifiées.



### 1.3. axe du pignon entre-galets:

#### 1.3.1. Calcul des charges:



Plan (xAY)

- Reactions:

$$\sum M/A = 0 \Rightarrow R_{Bx} = \frac{F_{t5} \cdot a}{(b_1 + b_2 + a)}$$

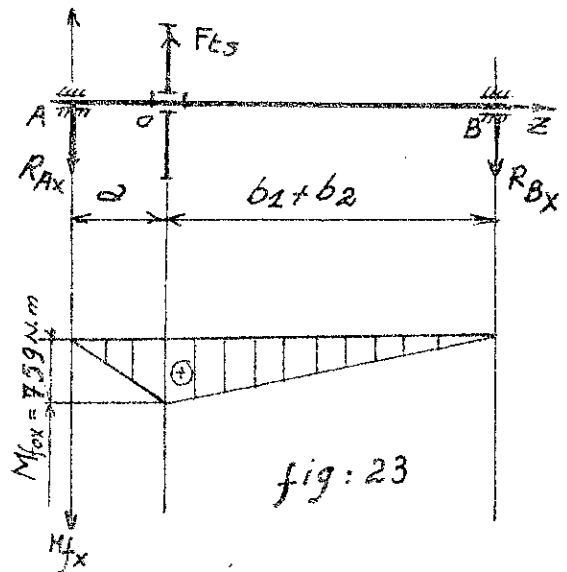
$$\sum M/B = 0 \Rightarrow R_{Ax} = \frac{F_{t5} \cdot (b_1 + b_2)}{(a + b_1 + b_2)}$$

$$F_{t5} = 10171 \text{ N}$$

$$a = 88 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b_2 = 202 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b_1 = 290 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$



$$R_{Bx} = \frac{10171 \cdot 88 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{(290 + 202 + 88) \cdot 10^{-3}} = 1543 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = \frac{10171 \cdot (290 + 202) \cdot 10^{-3}}{(290 + 202 + 88) \cdot 10^{-3}} = 8628 \text{ N}$$

Moment de flexion au niveau de "o"

$$M_{fox} = R_{Ax} \cdot a = 8628 \cdot 88 \cdot 10^{-3} = 759 \text{ N.m}$$

#### 1.3.2. Calcul du diamètre:

L'axe est fait de l'acier X042:

$$R_r = 630 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{759 \cdot 10^3}{8,8 \cdot 10^{-3} \cdot 630}} = 52 \text{ mm}$$

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

### I.3.3 Calcul et vérification de la pression admissible au niveau des portées.

#### • Portée "A"

- Surface sollicitée:

$$S_A = 70 \cdot 63 = 4410 \text{ mm}^2$$

- force exercée sur  $S_A$ :

$$R_A = 8628 \text{ N}$$

d'où la pression réelle:

$$\sigma_{\text{réelle}} = \frac{R_A}{S_A} = \frac{8628}{4410} = 0,82 \text{ N/mm}^2$$

et:

$$\sigma_{\text{adm}} = 200 \text{ à } 250 \text{ N/mm}^2$$

d'où  $\sigma_{\text{réelle}} < \sigma_{\text{adm}}$

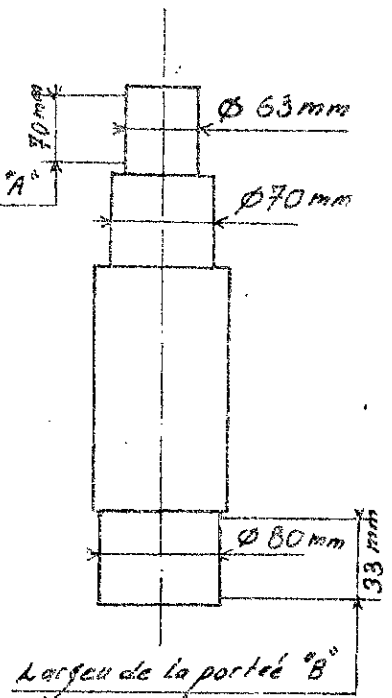


fig: 24

#### • Portée "B"

- Surface sollicitée:

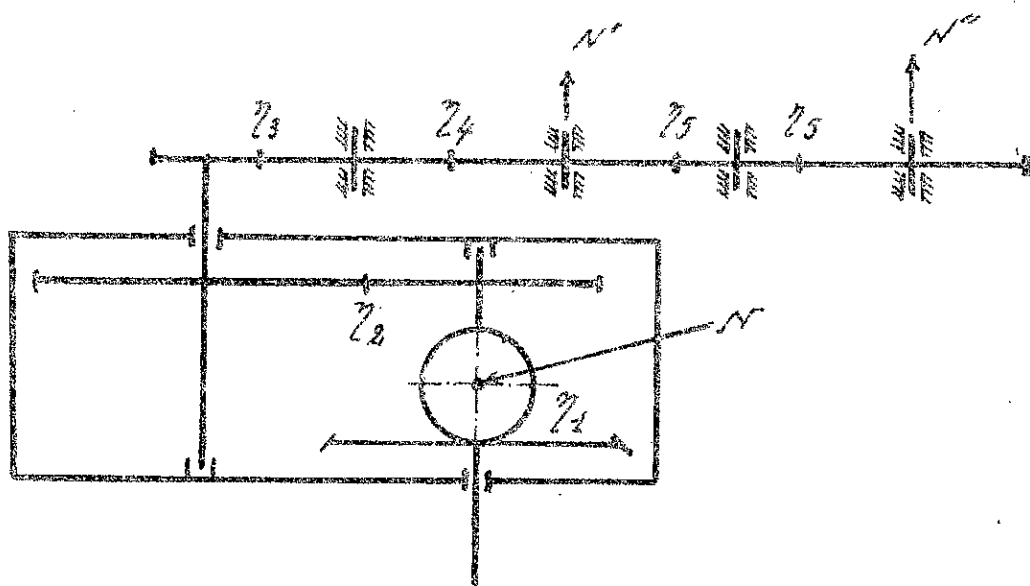
$$S_B = 33 \cdot 80 = 2640 \text{ mm}^2$$

- force exercée sur  $S_B$ :

$$R_B = 1543 \text{ N}$$

La pression réelle:  $\sigma_{\text{réelle}} = \frac{1543}{2640} = 0,58 < \sigma_{\text{adm}}$

# H Calcul des rendements



- $\eta$  = rendement de l'étage Conique
- $\eta_{10}$  = rendement de l'étage cylindrique
- $\eta$  = rendement de l'engrenage 5,6
- $\eta$  = rendement de l'engrenage 6,7
- $\eta$  = rendement de l'engrenage 7,8; (et éventuellement 7,8)

Mécanisme entraîné par le moteur

$N$ : puissance reçue par les galets

On suppose la distribution uniforme de la puissance sur chaque galet; soit  $\frac{N}{2}$  sur chacun

$N' = \frac{N}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4}$  : puissance fournie pour alimenter le premier galet

$N'' = \frac{N}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$  : puissance fournie pour alimenter le deuxième galet

le rendement du mécanisme est alors:

$$\eta = \frac{N}{N' + N''} = \frac{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}{1 + \eta_5}$$



On suppose le rendement des étages du réducteur

$\eta_1 = \eta_2 = 0,97$  et le rendement des étages extérieurs

$\eta_3 = \eta_4 = \eta_5 = 0,94$

$$\eta_c = \frac{2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,94^2}{1 + 0,94^2} = 0,78$$

le rendement pendant le freinage est supposé :

$$\eta_h = 0,72$$

## I Conclusion

Les éléments principaux du mécanisme de translation qu'on a dimensionnés dans cette étude sont:

- le moteur (électrique)
- le réducteur
- galet
- frein
- les axes.

