

28/83

»O«

UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
« HOUARI BOUMÉDIENNE »

»O«

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

المكنة

PROJET DE FIN D'ÉTUDES  
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
»O«  
BIBLIOTHÈQUE

SUJET

TREUIL A BENNE PRENEUSE  
D'UNE GRUE PORTUAIRE

Proposé et suivi par :  
M. A. GREFKOWICZ

Étudié par :  
M. Mohammed HAMMOUDA

PROMOTION JUIN 1983



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

—»O«—

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE  
« HOUARI BOUMEDIENNE »

—»O«—

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

**Département de Génie Mécanique**

PROJET DE FIN D'ETUDES

—»O«—

**SUJET**

**TREUIL A BENNE PRENEUSE  
D'UNE GRUE PORTUAIRE**

Proposé et suivi par :

**M. A. GREFKOWICZ**

Etudié par :

**M. Mohammed HAMMOUDA**

PROMOTION JUIN 1983

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

وَعَلَى اللّٰهِ عَیْدُنَا مَعْدٌ وَعَلَى آلِهِ

( سیدنا نیک لا علم لنا الا ما علمتنا انک أنت العظیم الحکیم )

سورة البقرة

( ..... رَبِّی زِدْنِی عِلْمًا )

سورة طه

( کَسَلٌ مِنْ سَبْرِ عَلَى الدَّرَبِ وَسَبْرٌ )

سورة ص

" J'ai creusé toute ma vie, sillon après sillon . Un jour je  
me suis retourné : tout le champ était labouré ."

(A. Chanson)

#### DEDICATIONS

A mes parents

A mes frères et soeurs

A mes amis

Je dédie ce modeste travail .

M. H A M M O U D A

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

Je tiens à exprimer mes remerciements les plus sincères à M. (    ). (    ) REFKOWICZ pour son aide à la réalisation de ce projet . Qu'il trouve ici l'expression de ma reconnaissance pour l'attention qu'il m'a accordée , pour ces précieux conseils qu'il m'a prodigués .

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

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

I .	INTRODUCTION	
.	1 Fiche technique de la grue .....	4
.	2 Description de la grue .....	4
II .	CLASSIFICATION ET DESCRIPTION DES TREUILS	
	A BENNE PRENEUSE	
.	1 Type de bennes .....	6
.	2 Fonctionnement d'une benne à deux câbles .....	7
.	3 Type de treuils à benne à deux câbles .....	10
III .	ETUDE DU TREUIL A DEUX MOTEURS AVEC DIFFERENTIEL	
	MECANIQUE	
.	1 Etude du fonctionnement .....	13
.	2 Elements à considerer pour le dimensionnement du treuil ....	15
.	3 Solutions constructives du treuil .....	16
.	4 Disposition adoptée pour notre treuil .....	18
IV .	CALCUL ET CHOIX DES ELEMENTS DU TREUIL	
.	1 Choix de la benne .....	19
.	2 Calcul de l'effort de traction sur les câbles .....	20
.	3 Calcul des câbles .....	20
.	4 Dimensionnement des tambours .....	21
.	5 Fixation des câbles .....	25
.	6 Calcul et choix des moteurs .....	26
.	7 Calcul des accouplements .....	27
.	8 Calcul des freins .....	30

V .	CALCUL CINEMATIQUE DE LA TRANSMISSION	
.	I Determination des rapports de transmission .....	31
.	2 Etude cinématique d'un train epicycloïdal simple .....	32
.	3 Repartition des rapports de transmissions.....	39
.	4 Egalisation des vitesses des deux tambours .....	40
VI .	ETUDE DYNAMIQUE DE LA TRANSMISSION	
.	I Etude du train epicycloïdal .....	42
VII .	CALCUL DE RESISTANCE DES DENTURES	
.	I Aperçu sur le calcul de dentures .....	46
.	2 Rappel de la methode "ISO - Henriot" .....	46
.	3 Simplification de la methode générale .....	49
.	4 Methode de calcul à suivre pour notre reducteur .....	49
.	5 Programmation du calcul de denture .....	50
.	6 Calcul des dentures de notre reducteur .....	63
	ANNEXE .....	67
	BIBLIOGRAPHIE .....	68

NOTATION : la notation / x / renvoie le lecteur à l'ouvrage cité  
en bibliographie .

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

Le treuil à benne preneuse que nous nous proposons d'étudier est placé sur une grue portuaire destinée au chargement et au déchargement des bateaux .

La benne sera étudiée pour la manutention du charbon .

Le treuil aura pour fonctions , la préhension et le levage .

Le treuil que nous analyserons est du type à deux moteurs avec différentiel mécanique qui présente certains avantages parmi lesquels , celui d'augmenter le nombre de cycles de manutention grâce à la possibilité de combiner certaines phases d'un cycle de travail .

Notre travail consiste à dimensionner et à choisir les éléments nécessaires au fonctionnement du treuil , à étudier le réducteur dont le calcul de dentures sera fait suivant un programme conçu pour une calculatrice évoluée .



I . 1 Fiche technique de la grue :

- . Capacité de levage . . . . . 8 tones.
- . Vitesse de levage . . . . . 63 m / min .
- . Hauteur de levage . . . . . 28 m .
- . Vitesse d'orientation . . . . . 1 tr / min .
- . Vitesse de translation . . . . . 20 m / min .
- . Vitesse de relevage de la flèche . . . . . 50 m / min .
- . Masse propre de la grue . . . . . 250 tones .

I . 2 Description de la grue :

Notre grue est mobile et se déplace sur rails . Elle est dotée d'un mécanisme de relevage de la flèche compensé de type à fléchette , elle est pourvue des mécanismes suivants :

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

I.2.1 Ossature :

L'ossature de la grue est composée par un portique qui supporte la partie tournante. Ce portique se déplace sur rails et offre un encombrement qui permet le passage d'un wagon pour faciliter l'opération de manutention .

I.2.2 Mécanisme de levage :

Ce mécanisme assure l'ouverture et la fermeture de la benne grâce à un moteur et le levage et la descente par un autre moteur . Ces opérations peuvent être combinées grâce au différentiel mécanique .

L'étude de ce mécanisme se fera d'une manière approfondie le long des chapitres suivants .

### I.2.2 Mecanisme de translation :

La grue se deplace sur deux rails grâce à plusieurs trains de galets sa construction est appuyée en quatre points formant un système statiquement indéterminé . En chaque point on a prévu un système de balanciers qui assure une distribution uniforme de la charge sur six galets regroupés en trois chariots dont deux sont munis d'un mecanisme moteur et muni d'un pince rail .

Au total on compte 24 galets dont 16 sont moteurs et 4 pinoes rail qui servent à fixer la grue lorsqu'elle est hors service et à resister aux forts vents .

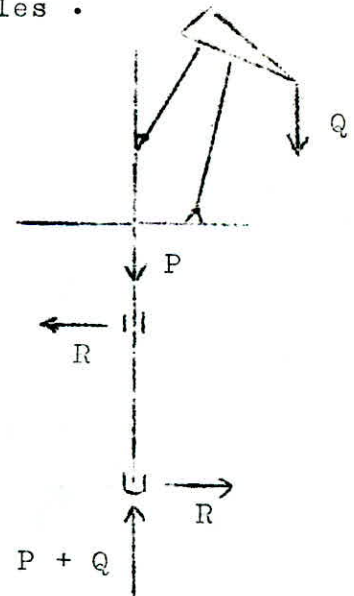
### I.2.3 Mecanisme d'orientation :

Ce meacnisme assure le mouvement de rotation de la grue et lui permet d'atteindre tout point se trouvant à l'interieur d'une couronne circulaire delimotée par la portée de la flèche dans ses deux positions extremes .

La partie tournante s'appuie sur deux paliers :

- le palier superieur supportant des charges radiales .
- le palier inferieur supportant des charges radiales et axiales très importantes notamment le poids de la partie tournante  $P$  ainsi que la charge  $Q$  .

Ce mecanisme comprend une serie de 8 galets fixés à la partie tournante et qui roulent sur un rail circulaire fixé au portique . Il comprend aussi un moteur, un frein , un reducteur , et deux étages d'engrenages .



### I.2.4 Mecanisme de relevage de la flèche :

Le mecanisme de relevage de la flèche permet la variation de la portée grâce au changement de l'inclinaison qu'il assure à la flèche .

Le changement d'inclinaison est obtenu par une vis .

Le poids propre de la flèche est équilibré par un contre poids placé sur un bras articulé avec l'ensemble des éléments de la flèche .

## II . CLASSIFICATION ET DESCRIPTION DES TREUILS

### A BENNE PRENEUSE

Pour le transbordement des matières en vrac on utilise de préférence des bennes preneuses . Ces bennes penetrent dans le tas de matière et se remplissent pour être ensuite vidées à l'endroit de dépôt .

#### II . 1 Types de bennes :

Il existe de nombreux types de bennes , suivant la nature des matériaux à manutentionner :

a ) bennes à coquilles pour matières en granulé (charbon , blé , minerais , ... ) .

b ) bennes à grappins pour matières difficilement prehensibles ( blocs de pierres , bois en rondins , ferrailles , ... ) .

L'ouverture et la fermeture des bennes preneuses sont obtenues par différents moyens et c'est ainsi qu'on peut les classer comme ci-après :

1°) benne à deux câbles ou à deux paires de câbles qui nécessite un treuil à deux tambours ( ce type sera développé dans les prochains paragraphes ) .

2°) benne à un câble :

Elle est dépourvue du câble de retenue , présente l'avantage d'être utilisable avec n'importe quel treuil à crochet . Cependant son ouverture exige un mécanisme spécial de sorte que sa construction devienne relativement plus compliquée . Son débit est inférieur par rapport aux bennes à deux câbles . Elle n'est recommandée que pour des utilisations exceptionnelles et comme appoint aux appareils travaillant normalement avec crochet .

3°) benne électrique :

Elle présente les mêmes caractéristiques que la benne à un câble sauf que leur ouverture et fermeture est obtenue par un moteur électrique agencé à la benne , qui actionne les coquilles par l'intermédiaire d'une transmission hydraulique ou mécanique .

## II . 2 Fonctionnement d'une benne à deux câbles ;

On prend le cas d'une benne à coquilles ( fig. II.1 qui fait ressortir le fonctionnement de celle-ci lors des phases de manutention )

Les coquilles (1) qui sont articulées sur la traverse inférieure (2) et sont reliées à la traverse supérieure (3) par des tirants (4) . La benne fonctionne avec deux câbles ou deux paires de câbles, le ou les câbles de retenue ou d'ouverture (R) sont fixés sur la traverse supérieure , le câble de levage ou de fermeture (F) agissant sur la traverse inférieure à l'aide d'un mouflage .

On distingue les phases de manutention suivantes :

### a ) descente:

la benne étant ouverte se pose sur le tas, le câble de fermeture (F) étant mou , la benne ouverte est alors suspendue uniquement au câble de retenue .

### b ) fermeture et remplissage :

en tirant sur le câble de fermeture on rapproche la traverse inférieure de la traverse supérieure , il importe alors de donner au câble de retenue (R) du mou pour que la benne puisse s'enfoncer de tous son propre poids dans le tas .

### c ) levage :

après la fermeture complète des coquilles le câble de fermeture et celui de retenue sont enroulé avec une vitesse égale . La charge est alors répartie sur les câbles d'une manière statiquement indéterminée( suivant les commandes du machiniste ) .

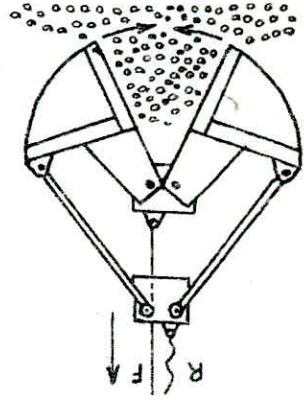
### d ) ouverture et vidange :

pour ouvrir la benne on lâche le câble de fermeture de sorte que la traverse inférieure de la benne descend et ecarte les coquilles .

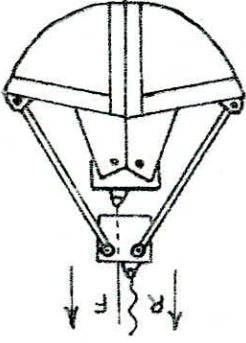
Il faut remarquer que certaines phases peuvent être combinées entre elles , c'est le cas des treuils à benne avec deux moteurs , ce qui présente un avantage car on réduirait le temps d'un cycle de levage d'ou un rendement d'utilisation augmenté .

fonctionnement d'une benne à deux câbles —

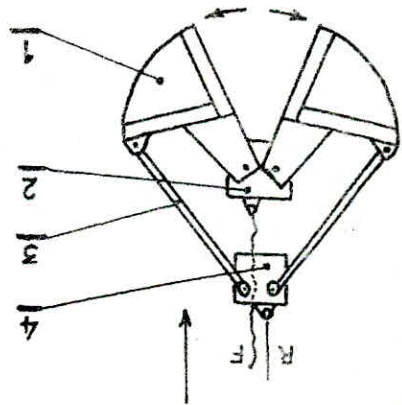
b - fermeture et remplissage.



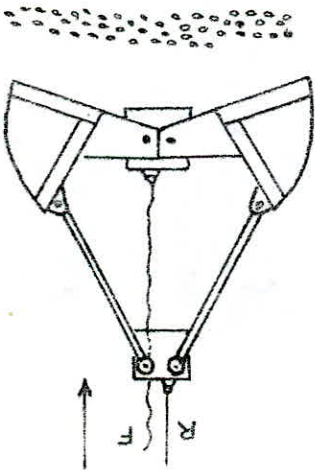
c - levage.



d - ouverture et vidange.



a - descente.



Le bon remplissage de la benne est obtenue par une bonne penetration de celle-ci dans le tas de matiere sous l'effet de son propre poids , qui peut atteindre 50 % de la force de levage et qui est par consequent un poids mort .

La force de traction du cable de ~~fer~~ fermeture est demultipliee par l'intermediare d'une moufle , disposee entre les deux traverses , assurant la force necessaire de fermeture pour vaincre la resistance de piochage .

Pour pouvoir executer les differentes phases du cycle de travail de la benne il est necessaire que les cables de fermeture et de retenue ainsi que leur tambour respectif fassent des mouvements bien determines .

Nous presentons les differents mouvements sous la forme d'un tableau :

Mouvement de la benne preneuse	Mouvement du tambour de fermeture	Mouvement du tambour de retenue
fermeture de la benne	rotation dans le sens du levage cable charge	arrêt cable mou
levage ou descente de la benne fermee	rotation dans le sens voulu cable mou ou charge suivant le type du treuil	rotation dans le sens voulu
ouverture de la benne	rotation dans le sens de la descente cable se decharge	arrêt cable supportant le poids de la benne vide en fin du mvt.
descente ou levage de la benne ouverte	rotation dans le sens voulu cable mou ou partiellement charge	cable charge

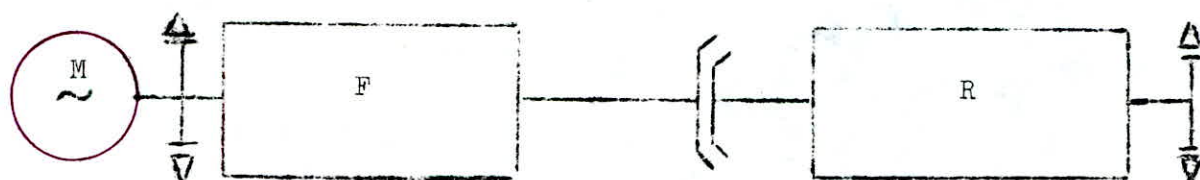
## II . 3 Types de treuil à benne ( à deux câbles )

Disposant des deux tambours et connaissant leur mouvement il importe de leur adjoindre les autres organes ( moteurs, freins, .... ) afin de constituer le treuil .

On rencontre trois types de treuil fondamentaux :

### 1°) Treuil à moteur unique et à embrayage :

Le moteur est accouplé en permanence avec le tambour de fermeture qui est bloqué par le frein principal . Le tambour de retenue est rendu solidaire ou indépendant du tambour de fermeture par un embrayage .



Un frein bloque le tambour de retenue quand il est débrayé .

Un verouillage est indispensable pour interdire le débrayage tant que le frein de retenue n'est pas serré .

### 2°) Treuil à deux moteurs sans embrayage :

Ces treuils comportent deux moteurs distincts pour la commande des deux tambours . Il est donc possible d'obtenir des mouvements relatifs des deux tambours par moyen purement électrique .

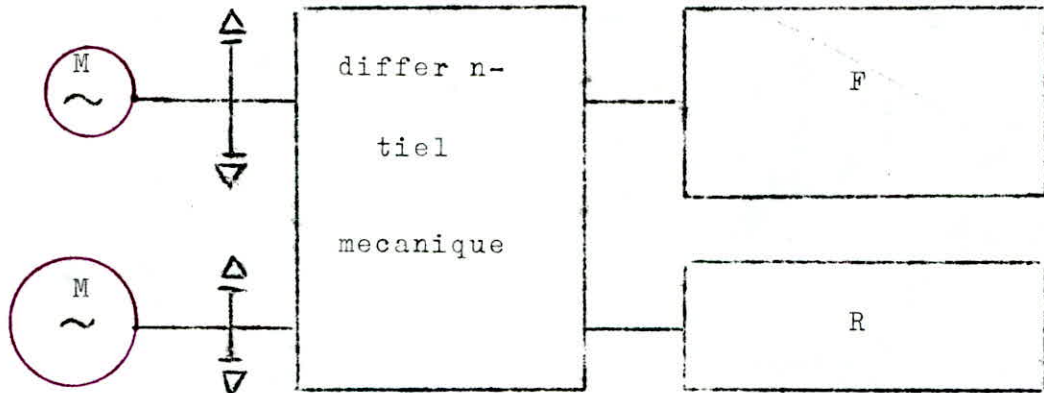


Ce type de treuil permet la repartition uniforme de la charge sur les deux câbles .

Il faut remarquer que ce type de treuil présente tous ses organes en double ce qui simplifie relativement sa maintenance .

3° ) Treuil à différentiel mécanique :

Ce type de treuil comporte deux moteurs , l'un correspondant à la pleine puissance du treuil qui sert à monter ou descendre la benne l'autre ayant une puissance de 50 à 60 % de celle du moteur de levage : c'est le moteur de fermeture qui sert à ouvrir ou fermer la



benne ( voir prochain chapitre pour une étude détaillée ) .

Etude comparative des différents types de treuil :

facteurs de comparaison	tr. à 1 mot.	tr. à 2 mot	tr. à dif. mec.
- sécurité de service	- (*)	+	+
- pièces d'usure	- (**)	+	+
- débit et nombre de cycles	-	+	++
- prix à l'installation	+	-	-
- simplicité et clarté de la commande	-	+	+
- distribution de la charge entre les deux câbles	-	+	+/-
- fermeture de la benne pendant la descente	+	-	+

(\*) exige un système de verouillage . (\*\*) presence d'embrayage .



Conclusion :

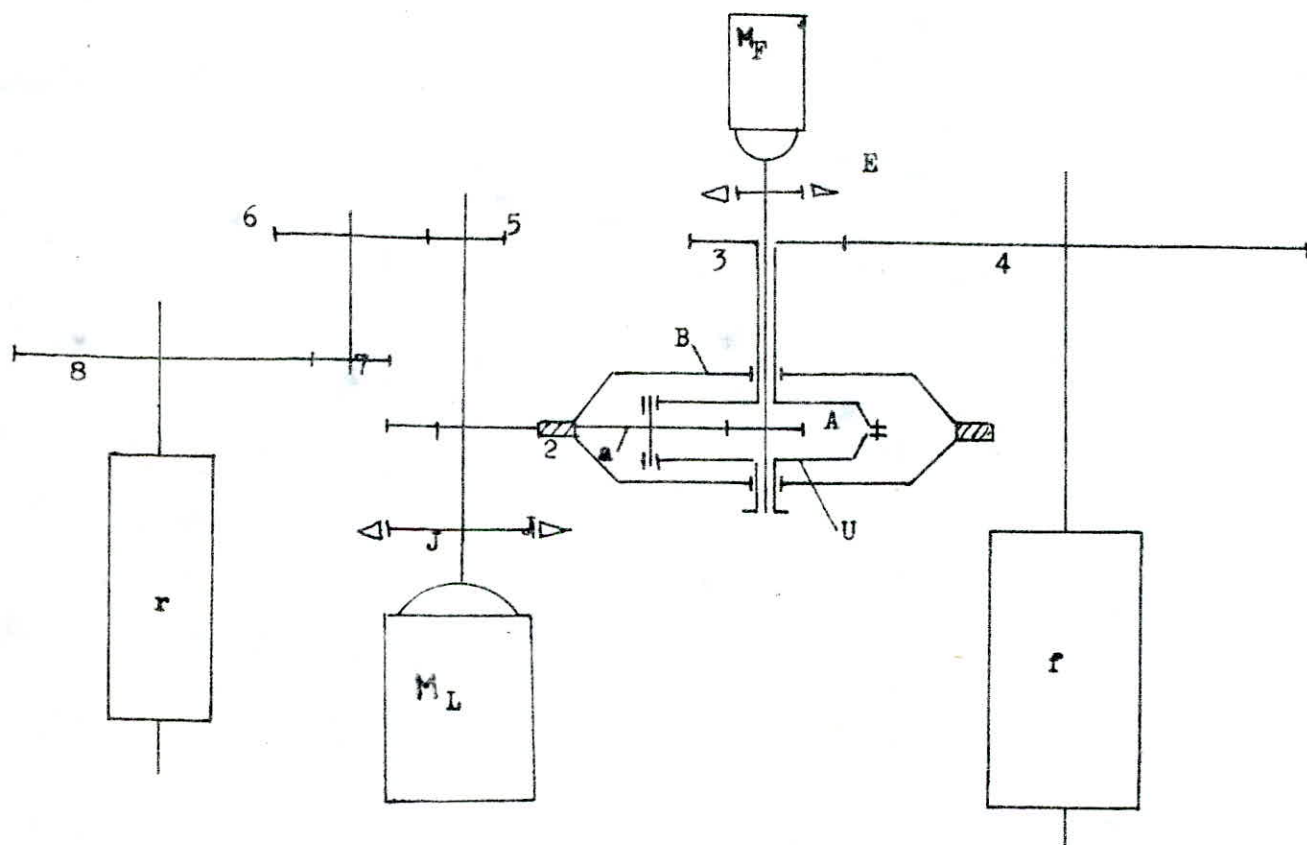
- \* Les treuils à un moteur s'emploient pour les petites forces et un n. nombre de cycle peu élevé .
- \* Les treuils à deux moteurs s'emploient par contre pour un service intenssif , un grand debit de transbordement , pour des forces élevées .

On préfère le treuil à différentiel mécanique pour son débit bien supérieur , son contrôle parfait lors des mouvements de la benne , à la simplicité et la clarté de commande et du fonctionnement .

\* \* \* \* \*

### III . ETUDE DU TREUIL A DEUX MOTEURS AVEC DIFFERENTIEL MECANIQUE

#### III.1 Etude du fonctionnement :



La disposition générale du mécanisme se présente comme ci-dessus. Il existe d'autres variantes que nous analyserons après avoir étudié le fonctionnement du treuil .

Le moteur de levage ( $M_L$ ) commande d'une part le tambour de retenue par les trains d'engrenages 5 et 7, d'autre part le tambour de fermeture par la couronne B du planétaire et par le train 3 .

Si le moteur de fermeture  $M_F$  est alors arrêté ( frein E serré ) les pignons satellites ( a ) du porte satellite ( U ) qui est solidaire du pignon du train 3 engrennent avec la roue solaire immobile ( A ) sous l'impulsion de la couronne dentée. Le moteur de levage travaillant seul, les deux tambours tournent ensemble à la même vitesse peripherique à condition que les rapports aient été choisis convenablement . La benne est alors montée ou descendue sans qu'il puisse y avoir un mouvement relatif des câbles , independamment de la repartition de la charge sur les deux câbles ( voir repartition de la charge ) . Il n'est plus possible , alors , que la benne fermée s'ouvre d'une façon inopinée ou que la benne ouverte ne se ferme .

Si le moteur de levage est arrêté ( frein J serré ) , le tambour de retenue ( R ) se trouve également immobilisé . Le moteur de fermeture  $M_F$  relié au pignon solaire ( A ) de l'engrenage planetaire commande seulement le tambour de fermeture à l'aide du porte satellite ( U ) dont les pignons ( a ) roulent autour de la couronne dentée ( B ) immobile .

En resumé on dira que la marche du moteur de levage  $M_L$  se traduit par un levage ou une descente de la benne sans en modifier l'etat d'ouverture et que la marche du moteur de fermeture  $M_F$  provoque l'ouverture ou la fermeture : d'ou simplicité et sécurité des manoeuvres .

Mais il ne faut pas oublier l'important avantage de ce genre de treui qui reside en la possibilité de superposer les différents mouvements de sorte que la benne s'ouvre ou se ferme pendant la montée ou la descente ( en actionnant dans le sens adequat les deux moteurs ) . Cet avantage interesse le transbordement sur les quais pour faire passer une écoutille de navire assez petite à une benne fermée et de la rouvrir aussitôt après sans interruption du mouvement de descente , ou encore pour une prise qui peut être effectuée à un certain niveau à l'aide des câbles de retenue ce qui est souvent desirable pour menager les fonds des câles ou des wagons .

\* Possibilité de la repartition de la charge sur les deux câbles :

Si l'on ne coupe pas le moteur de fermeture à la fin de la fermeture la benne est soulevée par les câbles de fermeture , les cables de retenue prenant du mou , et si l'on passe ensuite au moteur de levage la benne est montée avec repartition de la charge sur les câbles .

Il est possible d'obtenir une repartition plus uniforme de la charge sur les câbles si l'on regle le frein de fermeture ( E ) de sorte qu'il commence à patiner lorsqu'il est sollicité environ par la moitié de la charge totale . Après la mise au repos du moteur de fermeture , le frein de fermeture patine alors jusqu'à ce que les câbles de retenue soient tendus et supportent la partie restante de la charge .

III.2 Elements à considerer pour le dimensionnement du treuil :

\* Pendant la prise ou la fermeture de la benne , tout le poids de la benne est supporté par le câble de fermeture .

\* Pendant le levage , la repartition de la charge est hyperstatique .

\* Lors de l'ouverture de la benne en <sup>un</sup> temps très court la totalité du poids de la benne, chargée, peut solliciter les câbles de retenue , mais l'ouverture et le deversement de son contenu tendent à diminuer très rapidement cette charge pour ne laisser en fin de compte que le poids de la benne vide en fin d'ouverture .

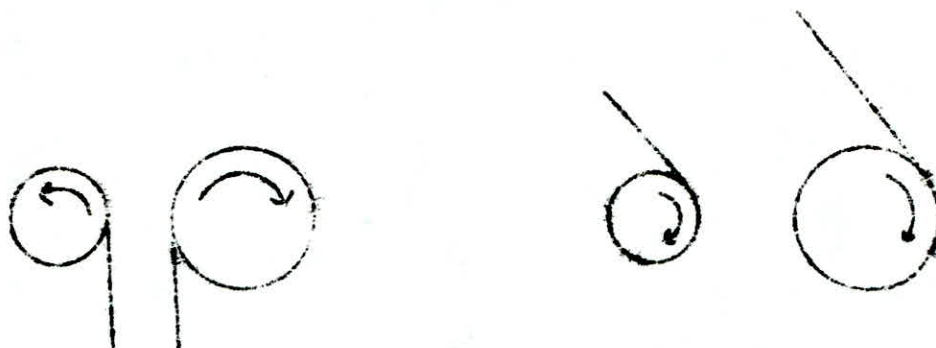
D'après ces considerations on dimensionne :

- le câble de fermeture et les pièces mecaniques correspondantes pour toute la charge .

- le câble de retenue et les pièces mecaniques correspondantes pour 66 % de la charge . (suivant les recommandations de la F.E.M voir/IV/ )

### III.3 Solutions constructives du treuil

La bibliographie en notre possession , /VII/ et /VIII/ , nous offre quelques exemples de la disposition des différents éléments du treuil . C'est ainsi que certains montages sont spécifiques pour des chariots et qu'il n'est pas possible d'adapter pour un treuil d'une grue . Nous signalons la disposition des tambours et l'enroulement des câbles qui doivent être comme l'indique les schémas suivants :



pour chariots

pour grues

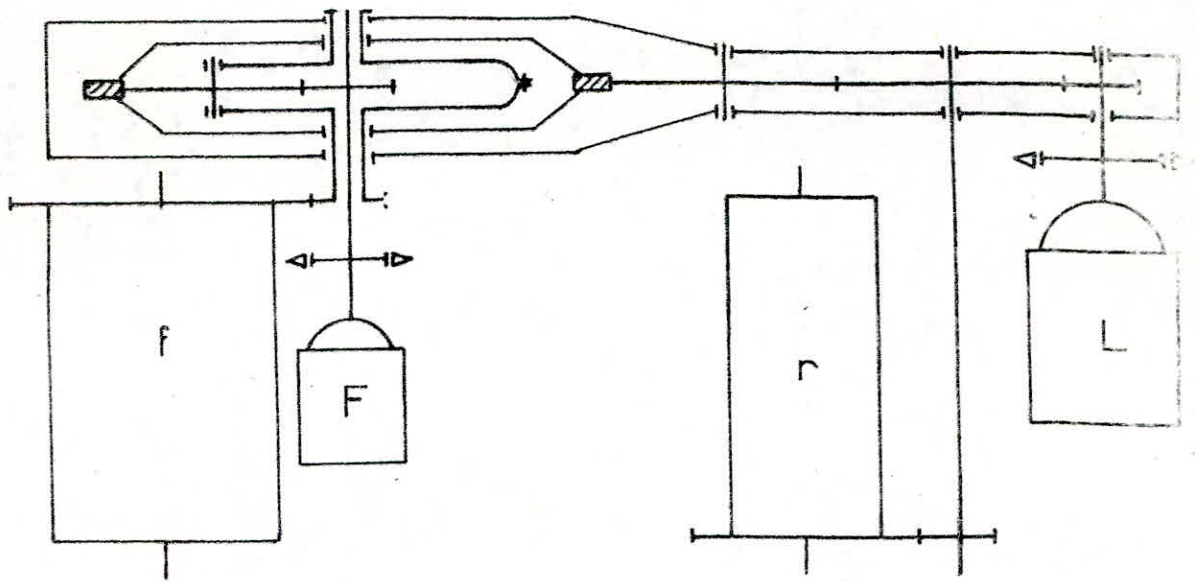
Les solutions rencontrées se différencient par le positionnement et l'encombrement de certains éléments du treuil .

Nous distinguons deux catégories d'exécution de la transmission :

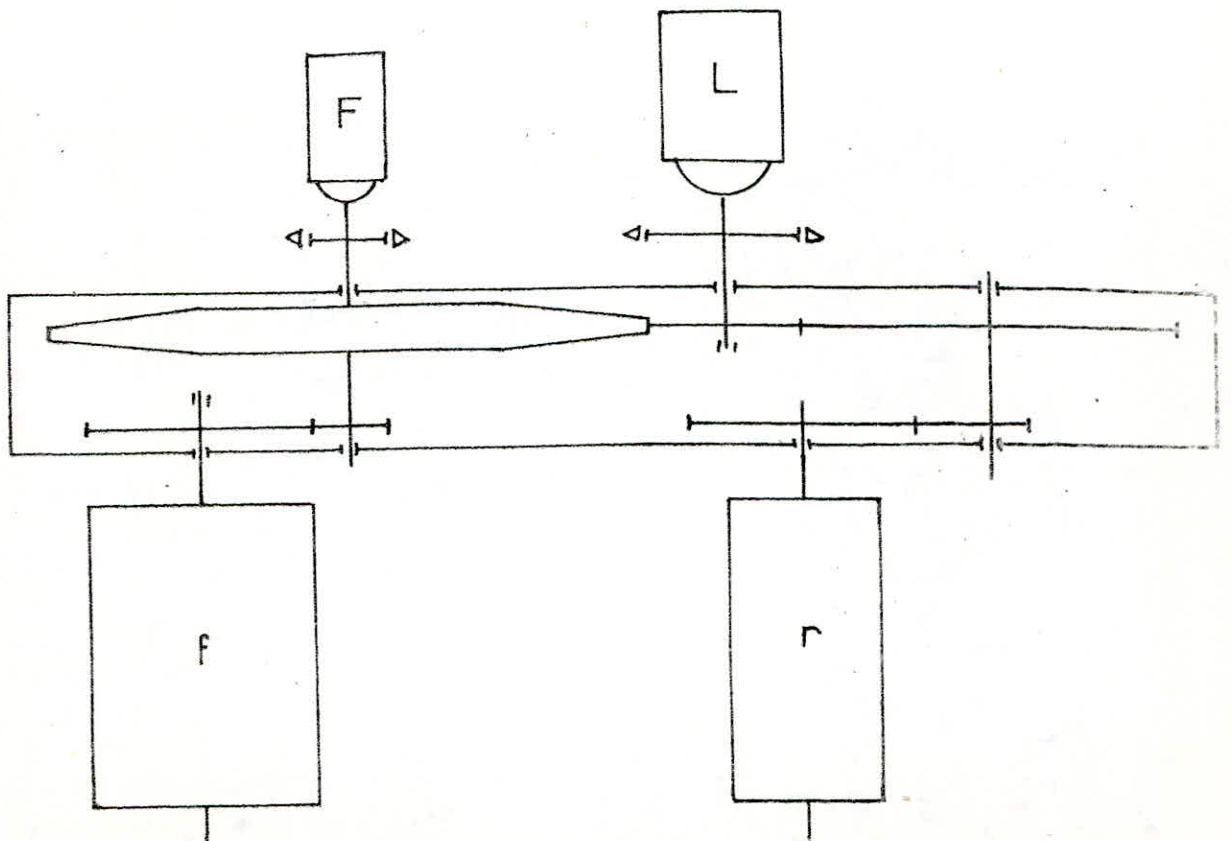
- a) Transmission possédant certains trains extérieurs ( non disposée entièrement sous carter ) .
- b) Transmission protégée et disposée sous carter .

( Voir exemples dans les pages suivantes )

a. transmission à trains extérieurs.



b. transmission entièrement protégée.



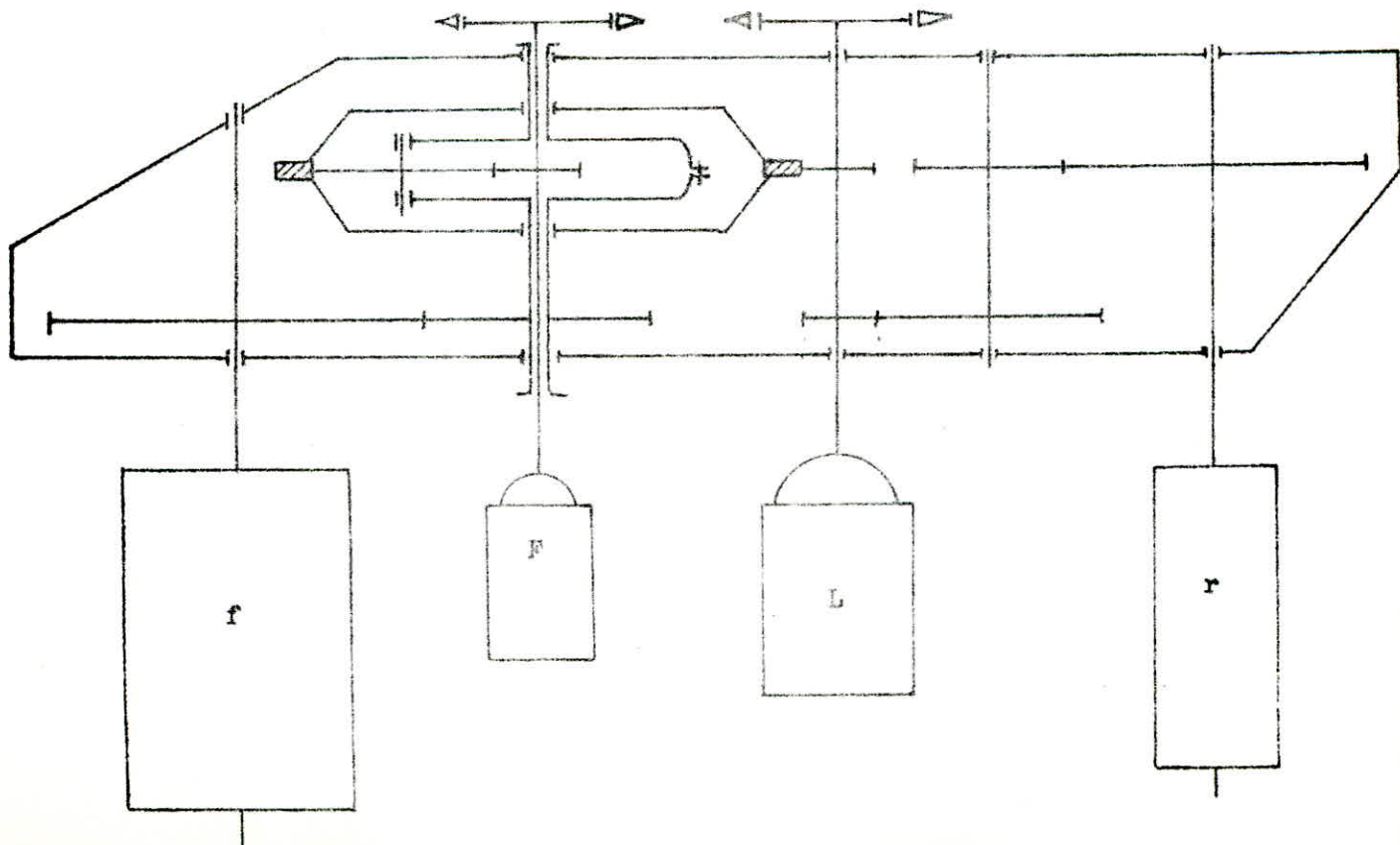
La solution (a) est intéressante quant à l'exécution du reducteur car il est relativement plus petit, mais rend le montage difficile et augmente le nombre d'éléments entrants dans l'assemblage ( paliers , arbres , accouplements , ... en plus ) .

La solution (b) présente l'avantage de protéger les dentures ce qui devient une nécessité en présence d'un milieu agressif ( particules abrasives , poussières , milieu oxydant ; atmosphère saline, ... ) .

### III.4 Disposition adoptée pour notre treuil :

Etant en présence d'une grue portuaire , d'ou atmosphère saline, sur laquelle sera fixé notre treuil , il nous a semblé plus juste d'opter pour une transmission protégée ( solution b ) .

Au cours de l'analyse faite , nous avons tenu compte des encombrements des éléments du treuil et de la possibilité de partager équitablement les rapports de transmissions entre les différents trains du reducteur pour aboutir enfin à la disposition suivante .



#### IV . CALCUL ET CHOIX DES ELEMENTS DU TREUIL

##### IV.1 Dimensionnement de la benne

La benne utilisée pour le transbordement du charbon est du type à coquille .

Le charbon possède une densité de 1,4 à 1,7 tonnes / m<sup>3</sup>.

La benne a un poids à vide de l'ordre de la moitié de la charge totale .

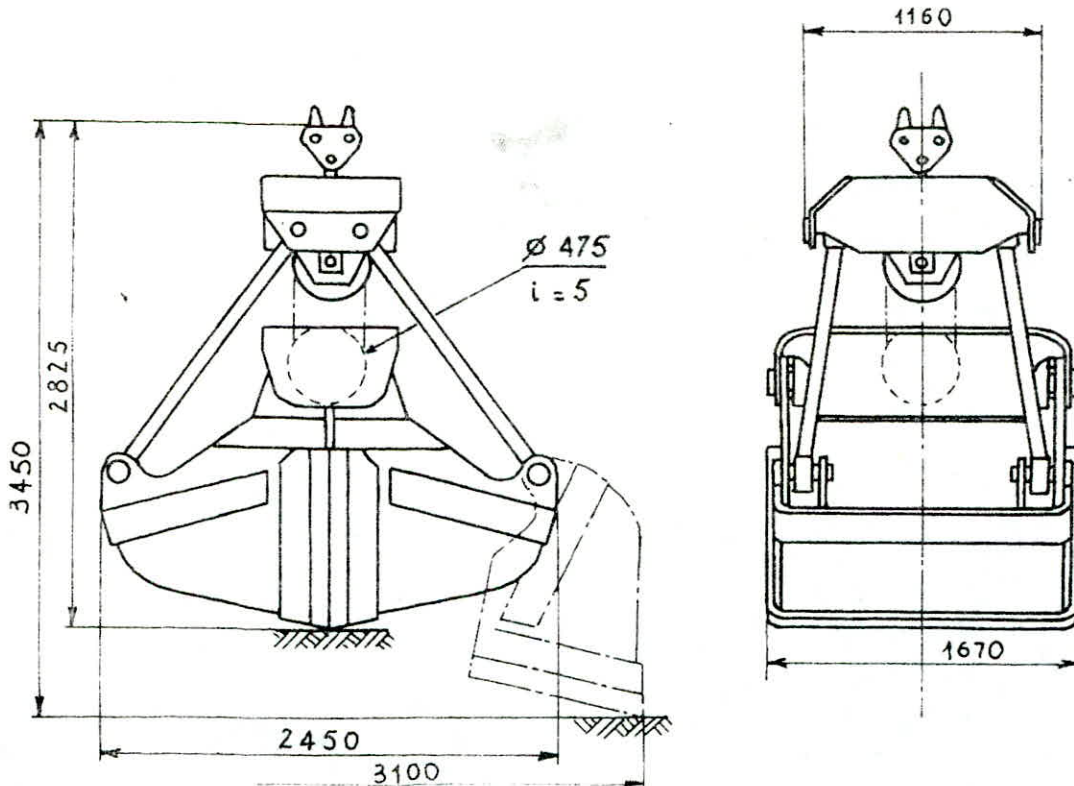
Le volume sera :

$$V = \frac{Q / 2}{d} = \frac{4}{1,7 \text{ à } 1,4}$$

$$V = 2,35 \text{ à } 2,85 \text{ m}^3$$

Après avoir consulté la norme polonaise PN 66 / M - 84 810 des bennes preneuses à deux coquilles et à deux câbles , nous avons pu choisir une compatible avec nos exigences : de masse à vide de 4 000 Kg et de volume de 2,5 m<sup>3</sup> .

Ses dimensions sont données sur le dessin ci-dessous .





#### IV.2 Calcul de l'effort de traction des câbles

##### IV.2.1 L'effort de traction sur le câble de fermeture

La force de levage  $Q$  est produite par  $n$  câbles .

$$Q = M \cdot g = 8\,000 \cdot 9,8 = 78\,400 \text{ N}$$

$$n = 2$$

$$\text{d'ou } T_f = \frac{Q}{n} = \frac{78\,400}{2} = 39\,200 \text{ N}$$

##### IV.2.2 L'effort de traction sur le câble de retenue

La F.E.M recommande de calculer ce câble pour un effort de traction égale à 66 % de l'effort sollicitant le câble de fermeture .

$$\text{d'ou } T_r = 0,66 \cdot T_f = 0,66 \cdot 39\,200 = 25\,872 \text{ N}$$

#### IV.3 Calcul des câbles

On recommande un coefficient de sécurité au moins égale à 5 .

d'ou une charge de rupture effectivedu câble

$$T_c \geq 5 \cdot T_{\text{sollicitation}}$$

##### IV.3.1 Calcul du câble de fermeture

$$T_c \geq 5 \cdot T_f \quad T_f = 39\,200 \text{ N}$$

$$T_c \geq 5 \cdot 39\,200 = 196\,000 \text{ N}$$

On choisit alors un câble de type Warrington-Seale sous la designation : W-S 6x36 + R -Z/s-n-II-g- 180 , ceci suivant la norme polonaise PN 70 / M- 80 229 , ayant les caractéristiques suivantes :

- diamètre . . . . .  $d = 18 \text{ mm}$
- force de rupture pratique . . . . .  $F_{rp} = 201\,000 \text{ N}$
- résistance du fil à la rupture . . . . .  $R = 180 \text{ daN/mm}^2$

Ce qui donne un coefficient de sécurité effectif

$$c_r = \frac{F_{rp}}{T_f} = \frac{201\,000}{196\,000} = 5,13$$

### IV.3.2 Calcul du câble de retenue

De meme  $T_{cr} \geq 5 \cdot T_r = 5 \cdot 25\ 872 = 129\ 360\ N$

On choisit un cable de meme type que le câble de fermeture ayant les caracteristiques suivantes :

- diamètre . . . . .  $d_r = 16\ mm$
- force de rupture pratique . . . . .  $F_{rp} = 156\ 700\ N$
- resistance du fil à la rupture . . . . .  $R = 180\ daN/mm^2$

ON aura alors un coefficient de sécurité effectif pour ce câble

$$c_r = \frac{F_{rp}}{T_r} = \frac{156\ 700}{25\ 872} = 6$$

### IV.4. Dimensionnement des tambours

#### IV.4.1 Dimensionnement du tambour de fermeture

##### IV.4.1.1 Calcul du diametre :

D'après la F.E.M le diamètre minimum d'enroulement du câble, pour assurer à ce câble une durée de vie raisonnable , est de :

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

ou . d : diamètre du câble .

•  $H_1$  : coefficient dependant du groupe de mecanisme .

•  $H_2$  : " " du nombre d'inversions de sens d'enroulement du câble .

- Nous avons un groupe de mecanisme 5m (service dur ) et un câble normal d'ou  $H_1 = 25$  ( valeurs se trouvant dans / IV / ) .

- Le nombre de flexion du câble  $W_t$  :

Nous avons 3 poulies de guidage du câble à travers la charpente de la grue ( voir fig. IV.1 ) ayant chacune  $W = 2$  et un tambour avec  $W = 1$  d'ou  $W_t = 3 \cdot 2 + 1 = 7$

D'après les regles de calcul de la F.E.M et pour  $W_t = 7$  , nous obtenons  $H_2 = 1,12$  .

Le diametre minimum du tambour serait alors :

$$d \quad D \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d = 25 \cdot 1,12 \cdot 18 = 504\ mm$$

On prendra une valeur normalisée , soit  $D_f = 560\ mm$

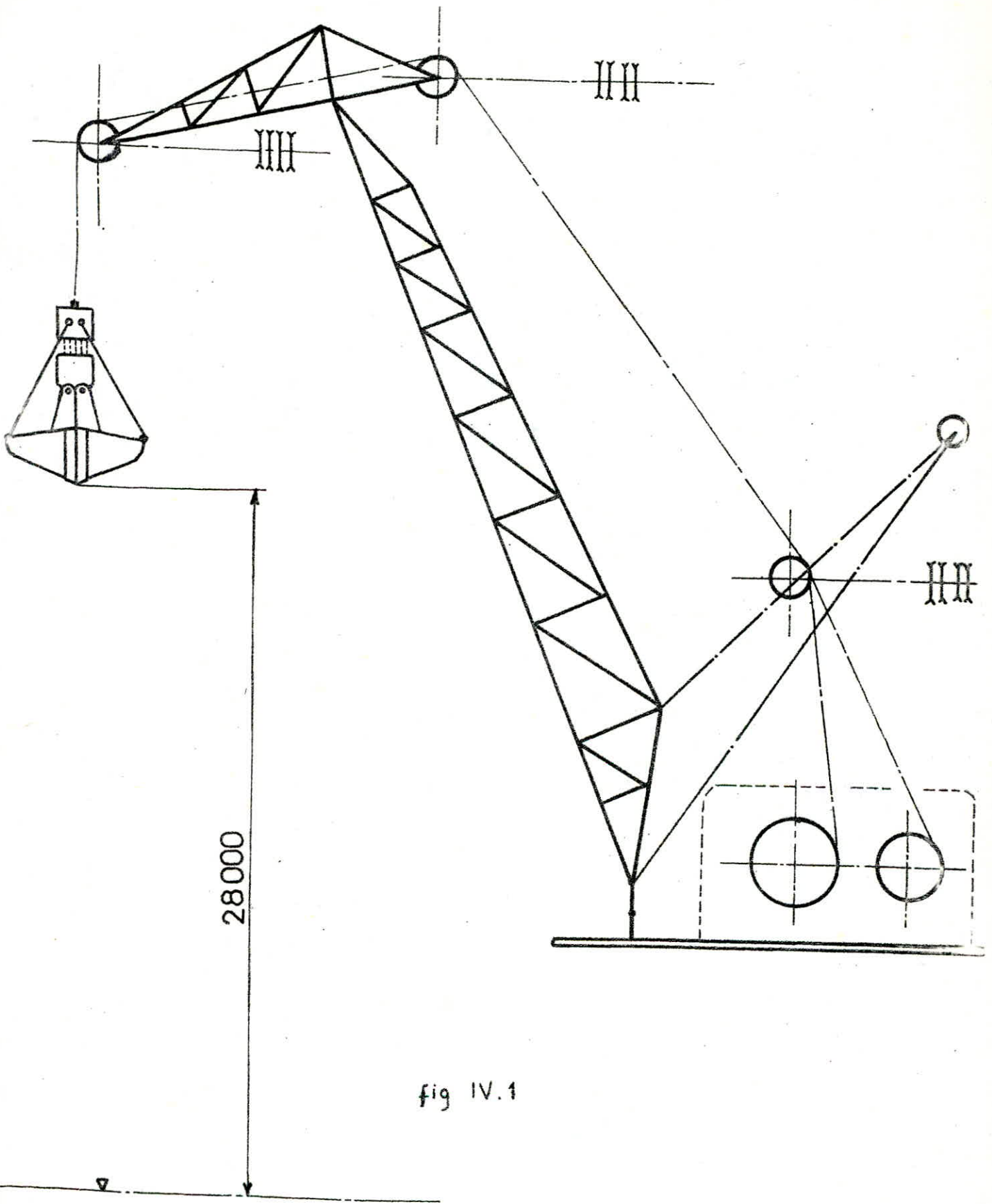


fig IV.1

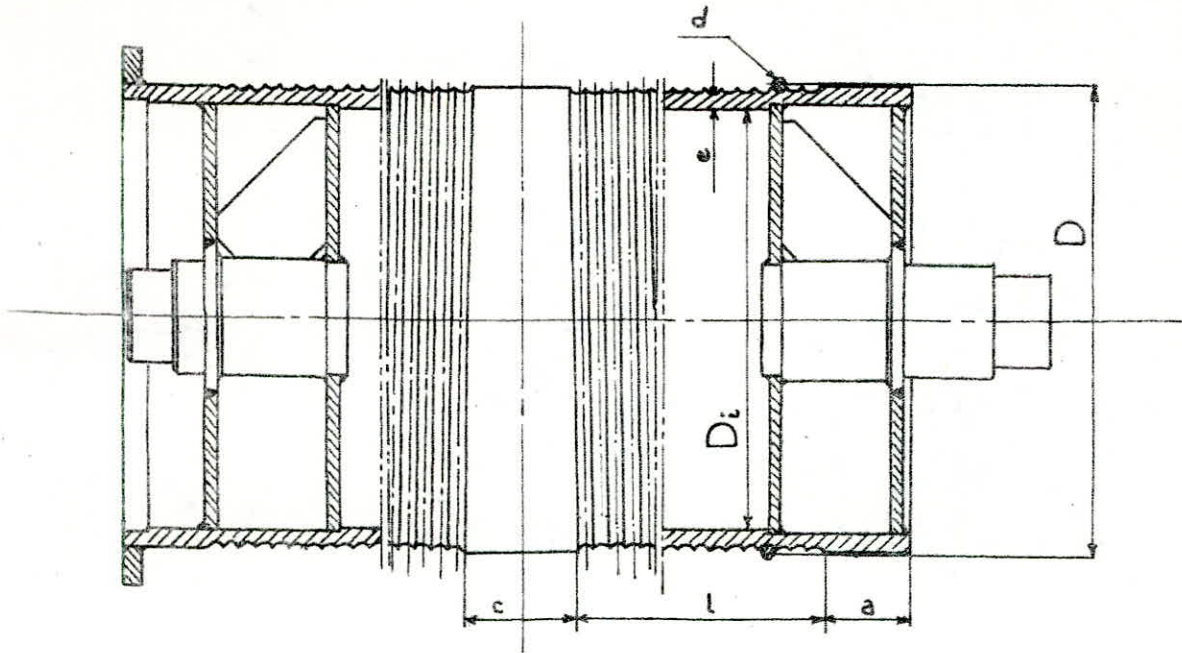


fig IV.2

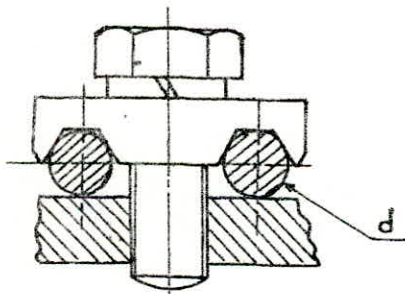


fig. IV.3

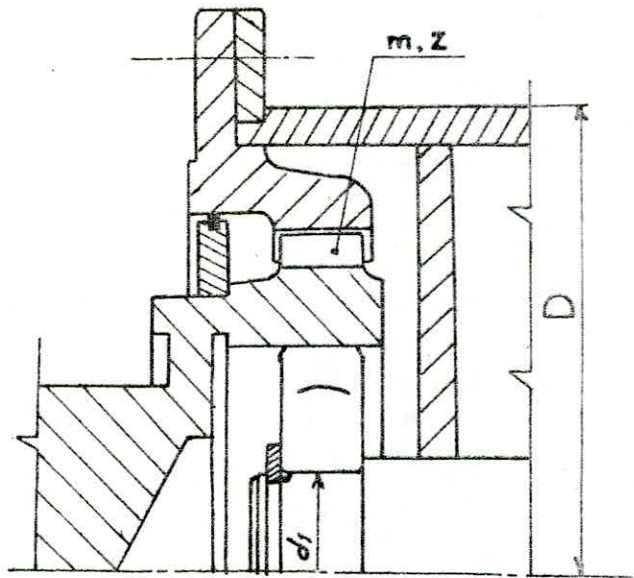


fig. IV.4

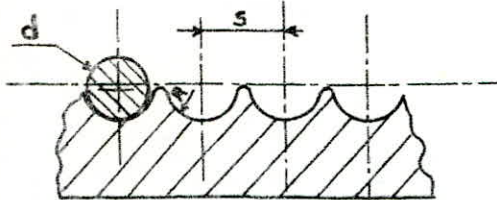


fig. IV.5

IV.4.1.2 Longueur du tambour de fermeture :

La longueur filetée d'un tambour est donnée par :

$l = Z \cdot s$  ou  $Z$  est le nombre de spires .  
 $s$  est le pas du filet .

$$Z = \frac{L}{\pi \cdot D_f} + 2 \text{ à } 3 \qquad L = H + l_0$$

ou  $L$  est la longueur du câble .

$H$  est la hauteur de levage .  $H = 28$  m

$l_0$  est la longueur du câble dans la benne .

D'après les caractéristiques de la benne choisie  $l_0 = 8125$  mm

d'où  $L = 28 + 8,125 = 36,125 \approx 36,5$  m .

Le nombre de spires est alors :

$$Z = \frac{36,5}{\pi \cdot 0,56} + 3 = 24 \text{ spires .}$$

Et d'après les normes en vigueur en Pologne / IX / et pour  $d = 18$   
 $s = 20$  mm .

D'où  $l = Z \cdot s = 24 \cdot 20 = 480$  mm

La longueur totale du tambour tient compte de l'espace nécessaire à la fixation du câble et de l'espace libre non fileté entre les deux parties filetées du tambour ( voir fig. IV.2 ) .

$$l_t = 2 \cdot l + 2 \cdot a + c \qquad a = 80 \text{ mm}$$

$$l_t = 2 \cdot 480 + 2 \cdot 80 + 150 = 1270 \text{ mm} \qquad c = 150 \text{ mm}$$

soit pratiquement une longueur de 1300 mm

IV.4.1.3 Epaisseur du tambour de fermeture :

$D_i$  est le diamètre intérieur du tambour, son épaisseur est

$$e = \frac{D - D_i - d}{2}$$

$$e_f = \frac{560 - 500 - 18}{2}$$

$$d_f = 18 \text{ mm}$$

$$D_f = 560 \text{ mm}$$

$$D_{if} = 500 \text{ mm}$$

$$e_f = 21 \text{ mm .}$$

#### IV.4.1.4 Verification du tambour de fermeture

Un tambour , en generale , est sollicité par differentes contraintes et qui se composent : - d'une torsion .

- d'une flexion par la traction du câble .

Il faut remarquer que les deux premières sollicitations sont négligeables . Nous ne faisons alors que la verification à la compression .

Il faut remarquer que les deux premières sollicitations sont négligeables . Nous ne faisons alors que la verification à la compression .

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

$$\left(\frac{\sigma}{c}\right) = \frac{F \cdot l_f}{c \cdot s \cdot (l_f - c)}$$

$$F = T_f = 39\ 200\ \text{N}$$

$$l_f = 560\ \text{mm}$$

$$s = 20\ \text{mm}$$

$$c = 21\ \text{mm}$$

$$\left(\frac{\sigma}{c}\right) = \frac{39\ 200 \cdot 560}{21 \cdot 20 \cdot (560 - 21)}$$

$$= 9,7\ \text{daN/mm}^2$$

Pour le tambour soudé , la contrainte de compression maximale est de  $11\ \text{daN/mm}^2$  . donc le tambour est verifié à la compression .

#### IV.4.2 Dimensionnement du tambour de retenue :

##### IV.4.2.1 Calcul du diamètre :

Le diamètre d'enroulement minimal est  $D \geq H_1 \cdot H_2 \cdot d$

$$D_r \geq 25 \cdot 1,12 \cdot 16 = 448\ \text{mm}$$

$$d_r = 16\ \text{mm}$$

$$H_1 = 25$$

$$H_2 = 1,12$$

soit alors  $D_r = 500\ \text{mm}$

Ce tambour sera soudé .

##### IV.4.2.2 Longueur du tambour de retenue :

La longueur du câble est  $L = H = 28\ \text{m}$

$$\text{d'ou } Z = \frac{H}{11 \cdot D_r} + 3 = 21\ \text{spires} .$$

Pour un câble de diamètre  $d = 16\ \text{mm}$  ,  $s = 18\ \text{mm}$  .

Pou  $l = Z \cdot s = 21 \cdot 18 = 378\ \text{mm}$  .

La longueur totale du tambour est  $l_t = 2 \cdot l + 2 \cdot a + c$  .

$$l_t = 2.378 + 2.75 + 90 = 996 \text{ mm} .$$

$$l = 378 \text{ mm} .$$

$$a = 75 \text{ mm} .$$

$$c = 90 \text{ mm} .$$

soit une longueur pratique de 1000 mm .

En raison de la construction (disposition du reducteur) et en raison du guidage des câbles a travers la charpente (avoir les axes des tambours confondus avec l'axe de la grue ) notre tambour aura une longueur pratique-égale à celle du tambour de fermeture .

L'axe des parties filetées du tambour sera décalé par rapport à l'axe du tambour lui meme . ( Voir planche de dessin )

#### IV.4.2.3 Epaisseur du tambour de fermeture :

$$D_{ir} = 450 \text{ mm} \quad D_r = 500 \text{ mm} \quad d_r = 16 \text{ mm}$$

$$c_r = \frac{D_r - D_{ir} - d_r}{2} = \frac{500 - 450 - 16}{2} = 17 \text{ mm} .$$

#### IV.4.2.4 Verification du tambour de retenue :

La verification se fera à la compression . La contrainte maximale est

$$\left( \overline{\sigma}_c \right) = \frac{T_r \cdot D_r}{c_r \cdot s \cdot (D_r - c_r)} = \frac{25\,872 \cdot 500}{17 \cdot 18 \cdot (500-17)} = 8,75 \text{ daN/mm}^2$$

$$\left( \overline{\sigma}_c \right) \text{ est inferieure à } \left( \overline{\sigma} \right) \text{ admissible} = 11 \text{ daN/mm}^2$$

#### IV . 5 Fixation des câbles

On distingue divers procédés de fixation de l'extrémité du câble et la plus simple est la fixation par plaque et vis ( voir fig. IV.3 ) . Le nombre de plaques necessaires à la fixation du câble est donné par

$$n = \frac{T}{T_j} \quad \text{superieur ou égale à } 2 .$$

ou T est l'effort de traction sur le brin de cable .

$T_j$  est la force admissible et transmise par une plaque .

$T_j$  est en fonction du nombre de spires mortes et du diametre du câble .

D'après la norme polonaise PN 59 / M-82 029 et pour 3spires mortes nous obtenons :

d	T <sub>j</sub> daN	T daN	n	nombre de plaques
I6	I 640	2 587	1,57	2
I8	I 560	3 920	2,51	3

#### IV . 6 Calcul et choix des moteurs :

La F.E.M recommande de calculer un moteur de levage pour toute la puissance du levage et pour un service dur ( 5m ) un facteur de marche f.d.m = 40 à 65 % .

Le facteur de marche étant défini par la relation :

$$f.d.m = 100 \cdot \frac{\text{somme des temps de marche}}{\text{somme des temps de marche} + \text{somme des temps d'arrêt}} \quad ( \% )$$

Elle recommande aussi un moteur de fermeture pouvant supporter la moitié de la puissance de levage avec un f.d.m = 25 % .

#### IV .6.I La puissance de regime lors du levage :

$$P = \frac{Q \cdot V_L}{\eta_g}$$

ou Q = charge totale à soulever .

V<sub>L</sub> = vitesse de levage .

η<sub>g</sub> = rendement global du mecanisme .

$$\eta_g = \eta_t \cdot \eta_r \cdot \eta_p$$

η<sub>t</sub> : rendement du tambour

$$\eta_t = 0,97$$

η<sub>r</sub> : " " reducteur

$$\eta_p = 0,97^3 = 0,91$$

η<sub>p</sub> : " des poulies de guidage.

car il y a trois poulies de guidage ( voir fig. IV.I )

$$\eta_r = 0,98^2 = 0,96$$

car le reducteur possède deux etages et que le rendement du planetaire est pratiquement egale à l'unité .

$$\text{d'ou } \eta_g = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,91 = 0,85$$



$$P = \frac{78\,400 \cdot 1,05}{0,85}$$

$$= 96\,946 \text{ W} \approx 97 \text{ KW}$$

$$Q = 78\,400 \text{ N}$$

$$V_L = 1,05 \text{ m/s}$$

$$\eta_g = 0,85$$

#### IV.6.2 Choix du moteur de levage :

Après analyse de divers catalogues nous avons choisi un moteur asynchrone de fabrication polonaise de type SZUDE 96b ayant les caractéristiques suivantes :

- . Puissance nominale . . . . .  $P_n = 100 \text{ KW}$
- . Vitesse de rotation . . . . .  $n = 980 \text{ tr/min}$
- . f.d.m . . . . .  $f.d.m = 40 \%$
- . Moment maximal / Moment nominal . . . . .  $m = 3$

#### IV.6.3 Choix du moteur de fermeture :

La vitesse moyenne d'enroulement du câble de fermeture lors de la fermeture de la benne ne doit pas excéder 0,5 m/s ( voir / III / ).  
Le couple du moteur de fermeture doit équilibrer le couple de la charge totale . Ce qui conduit à la puissance :

$$P = \frac{Q \cdot V_F}{g} = \frac{78\,400 \cdot 0,5}{0,85} = 46,12 \text{ KW}$$

Ce qui nous amène à choisir le moteur asynchrone de type SZUDE 88b ayant les caractéristiques suivantes :

- . Puissance nominale . . . . .  $P_n = 47 \text{ KW}$
- . Vitesse de rotation . . . . .  $n = 715 \text{ tr/min}$
- . facteur de marche . . . . .  $f.d.m = 25 \%$
- . Moment max / Moment nom . . . . .  $m = 2,3$

#### IV.7 Calcul des accouplements

La puissance du moteur de levage est pratiquement égale à la puissance de régime . On fera ,alors, les calculs de moments à partir de cette puissance sous la forme  $M = P / \omega$  .

#### IV.7.I Accouplements Moteur - Reducteur :

Un accouplement doit transmettre un moment  $M_A$  tel que

$$M_A \geq K_I \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot M_u$$

- $M_u$  : Moment utile à transmettre .
- $K_I$  : facteur dependant des éléments accouplés entre eux .
- $K_2$  : " " de la durée du travail journalier .
- $K_3$  : " " du nombre d'enclenchement du mecanisme .

On utilisera un accouplement elastique entre le moteur et le reducteur pour absorber le defaut d'alignement des arbres à accoupler et parer aux vibrations .

##### IV.7.I.1 Calcul de l'accouplement moteur de levage - reducteur :

$$M_u = \frac{P_m}{\omega_m} \quad \begin{array}{l} P_m : \text{puissance du moteur .} \\ \omega_m : \text{vitesse angulaire du moteur .} \end{array}$$

$$M_u = \frac{100\,000 \cdot 30}{11 \cdot 980} \quad \begin{array}{l} P_m = 100 \text{ KW} \quad n_m = 980 \text{ tr/min .} \\ = 974,4 \text{ N.m} \end{array}$$

- $K_I = 1,7$  correspondant à un accouplement moteur électrique et mecanisme à benne preneuse .
- $K_2 = 1,12$  correspondant à une durée de travail de 8 à 16 heures/jour .
- $K_3 = 1,23$  " " " un nombre d'enclenchement du mecanisme de 40 à 80 par heure .

$$\text{d'ou } M_A \geq 1,7 \cdot 1,12 \cdot 1,23 \cdot 974,4 = 2\,283 \text{ N.m}$$

Ce qui convient de prendre un accouplement de type O39 Asp (fabrication polonaise) de diamètre  $D = 320$  mm pouvant transmettre un moment nominal de  $3\,350$  N.m .

##### IV.7.I.2 Calcul de l'accouplement moteur de fermeture - reducteur :

$$M_u = \frac{47\,000 \cdot 30}{11 \cdot 715} \quad \begin{array}{l} P_m = 47 \text{ KW} \\ n_m = 715 \text{ tr/min} \end{array}$$
$$= 627,7 \text{ N.m}$$

Les facteurs  $K_I$  ,  $K_2$  ,  $K_3$  restent inchangés .

$$M_A \geq 1,7 \cdot 1,12 \cdot 1,23 \cdot 627,7 = 1\ 470 \text{ N.m}$$

D'ou le choix de l'accouplement élastique de type 038 Asp de diamètre  $D = 280 \text{ mm}$  pouvant transmettre un moment nominal de  $2\ 240 \text{ N.m}$  .

#### IV.7.2 Accouplement reducteur - Tambour

Pour accoupler le reducteur au tambours on utilise un arbre sortant du reducteur à engrenage car ce type d'accouplement permet de transmettre des moments importants .

IV.7.2.I Calcul des moments à transmettre par les accouplements :

IV.7.2.I.I Moment entre le reducteur et le tambour de fermeture :

$$M_f = \frac{P_{mL}}{w_f} \cdot \eta_r \cdot \eta_p$$

$P_{mL}$  : puissance du moteur de levage  
 $w_f$  : vitesse angulaire du tambour de fermeture  
 $\eta_r$  : rendement du reducteur  
 $\eta_p$  : " " des poulies .

$$M_f = \frac{100\ 000}{3,75} \cdot 0,96 \cdot 0,91$$

$$= 23\ 296 \text{ N.m}$$

IV.7.2.I.2 Moment entre le reducteur et le tambour de retenue :

$$M_r = \frac{P_{mL} \cdot 0,66}{w_r} \cdot \eta_r \cdot \eta_p$$

$w_r$  : vit. ang. du tambour de retenue

$$M_r = \frac{100\ 000 \cdot 0,66}{4,2} \cdot 0,96 \cdot 0,91 = 13\ 728 \text{ N.m}$$

IV.7.2.2 Dimensionnement des accouplement :

Pour les différents symboles voir la fig. IV.4 .

D mm	$d_I$ mm	m mm	Z	Moment nominal N.m
560	110	6	56	50 000
500	100	6	48	30 000

Ces valeurs étant tirées de l'ouvrage / VII / .

#### IV.8 Calcul des freins

Le moment de la charge lors de la descente est  $M_{uh} \cong M_u \cdot \eta_g^2$   
Le frein doit développer un moment de freinage

$$M_F \geq Z \cdot M_{uh}$$

ou  $Z$  est un coefficient de sécurité donné en fonction du groupe du mécanisme, dans notre cas  $Z = 2$

##### IV.8.1 Frein de levage

$$M_{FL} \geq 2 \cdot 974,4 \cdot 0,85^2 = 1408 \text{ N.m}$$

$$M_u = 974,4 \text{ N.m} \\ (\text{voir § IV.7.2.I}) \\ \eta_g = 0,85$$

On choisit un frein électro-hydraulique de construction russe sous le type TT - 400 pouvant développer un moment nominal de 1600 N.m ayant un tambour de diamètre  $D = 400 \text{ mm}$ .

##### IV.8.2 Frein de fermeture

$$M_{FF} \geq 2 \cdot 627,7 \cdot 0,85^2 = 908 \text{ N.m}$$

$$M_u = 627,7 \text{ N.m}$$

On choisit pour cela un frein électro-hydraulique de construction russe sous le type TT - 320 dont le tambour a un diamètre  $D = 320 \text{ mm}$  et développant un moment de freinage nominal de 900 N.m (le moment nominal est inférieur, mais on garde malgré cela ce frein car le moment  $M_u$  calculé à partir de la puissance du moteur est légèrement supérieur au moment réel de la charge.).

## V . CALCUL CINEMATIQUE DE LA TRANSMISSION

### V.1 Determination des rapports de transmission :

On doit assurer une vitesse de levage de 63 m/min . Cette vitesse doit être obtenue sur les deux tambours lorsque le moteur de levage est mis en marche ; d'où les rapports de transmission suivants :

$$I_{L/f} = \frac{\text{vitesse de rotation du moteur de levage}}{\text{vitesse de rotation du tambour de fermeture}} = \frac{N_L}{N_f}$$

$$I_{L/r} = \frac{\text{vitesse de rotation du moteur de levage}}{\text{vitesse de rotation du tambour de retenue}} = \frac{N_L}{N_r}$$

Si la vitesse peripherique des deux tambours est de 63 m/min , leur vitesse de rotation serait :

$$N_f = \frac{V_L}{\pi \cdot D_f} = \frac{63}{3,14 \cdot 0,56} = 35,810 \text{ trs/min}$$

$$N_r = \frac{V_L}{\pi \cdot D_r} = \frac{63}{3,14 \cdot 0,50} = 40,107 \text{ trs/min}$$

La vitesse de rotation du moteur est de  $N_L = 980$  trs/min ; d'où :

$$I_{L/f} = \frac{N_L}{N_f} = \frac{980}{35,810} = 27,3668$$

$$I_{L/r} = \frac{N_L}{N_r} = \frac{980}{40,107} = 24,4346$$

D'autre part le moteur de fermeture assurant la fermeture de la benne enroule le câble de fermeture avec une vitesse lineaire de  $\frac{1}{2}$  m/s d'où une vitesse de rotation du tambour de fermeture de :

$$N'_f = \frac{V_F \cdot 60}{\pi \cdot D_f} = \frac{0,5 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,56} = 17,052 \text{ tr/min}$$

Le rapport de transmission est alors :

$$I_{F/f} = \frac{\text{vitesse de rotation du moteur de fermeture}}{\text{vitesse de rotation du tambour de fermeture}} = \frac{N_F}{N'_f}$$

$N_F = 715$  trs/min , d'ou

$$I_{F/f} = \frac{715}{17,052} = 41,9298$$

Disposant de ces rapports , il faudra les repartir sur les different trains d'engreneges du reducteur .

Notre reducteur possede un train epicycloïdal, d'ou une étude d celui-ci s'impose .

### V.2 Etude cinematique d'un train epicycloïdal simple :

Un train est dit epicycloïdal ou planetaire si certains roues le ce train ont des axes mobiles .

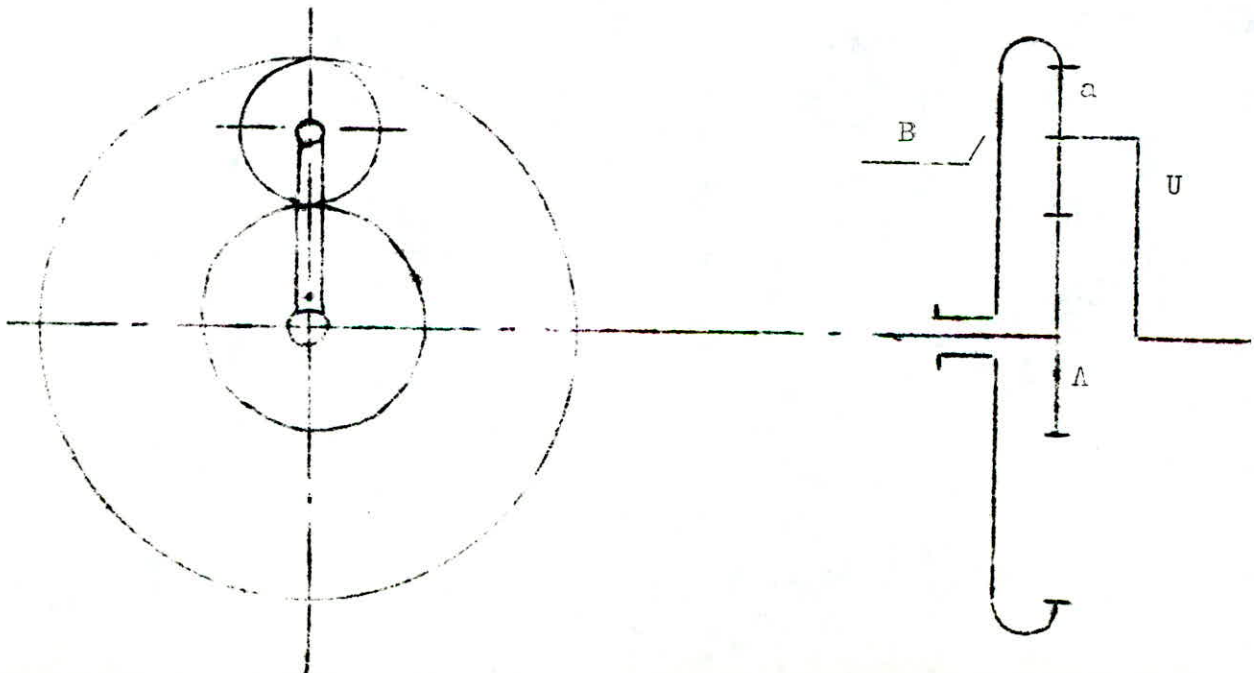
On distingue : \* le pignon A est dit solaire .

\* la roue a est dite satellite .

\* la roue centrale B est dite couronne .

\* le bras porte-satellite U est dit aussi chassis

Les organes principaux de transmission sont le solaire A, le chassis et la couronne B. Ces trois éléments peuvent être mobiles ou l'un d'entre eux fixe .



Pour designer les rapports de transmission entre les différents organes du train, on utilisera la notation suivante :

$$I_{yz}^x \quad \text{ou} \quad \begin{array}{l} - x \text{ est l'organe fixe ou l'organe de react.} \\ \text{si les trois éléments sont mobiles.} \\ - y \text{ est l'organe moteur.} \\ - z \text{ est l'organe receleur.} \end{array}$$

En fixant le porte-satellite, on se ramène à une transmission simple entre deux roues dentées et on obtient un rapport de transmission caractérisant le nombre de dents entre le solaire et la couronne :

$$I_{AB}^U = \frac{Z_B}{Z_a} \cdot \frac{-Z_a}{Z_A} = I_{Ba} \cdot I_{aA} = \frac{-Z_B}{Z_A}$$

Les autres combinaisons se présentent comme suit :

$$I_{UA}^B = \frac{Z_A}{Z_A + Z_B} \quad \cdot \quad I_{AU}^B = \frac{Z_B + Z_A}{Z_A}$$

$$I_{UB}^A = \frac{Z_B}{Z_A + Z_B} \quad \cdot \quad I_{BU}^A = + \frac{Z_A + Z_B}{Z_B}$$

En règle générale on a les relations suivantes :

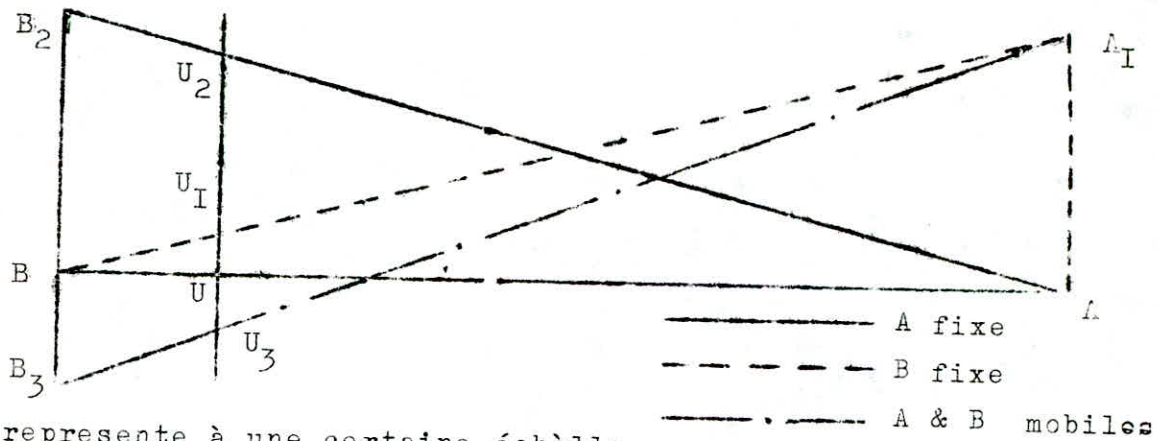
$$I_{YZ}^X = I / I_{ZY}^X$$

$$I_{YZ}^X = I - I_{YX}^Z$$





On peut citer la méthode graphique de Ravigneaux qui est un moyen efficace pour la vérification de tous les rapports de transmission possible sur un train épicycloïdal .



On représente à une certaine échelle

- UA : nombre de dents  $Z_B$
- UB : nombre de dents  $Z_A$

Nous obtenons alors en donnant une autre échelle aux verticales :

$$I_{UB}^A = \frac{UU_2}{BB_2} \qquad I_{UA}^B = \frac{UU_1}{AA_1}$$

et si les deux organes sont mobiles on porte sur la verticale à B par exemple le rapport  $-W_B / W_A = B_3B / AA_1$  on relève alors sur la verticale à U la distance  $UU_3$  de sorte à calculer le rapport

$$\frac{W_U}{W_A} = \frac{-UU_3}{AA_1}$$

\* Dans le cas où il y a q satellites, il faut satisfaire certaines conditions à savoir :

1°) condition de voisinage donnée par la formule :

$$\sin\left(\frac{\pi}{q}\right) > \frac{Z_a + 2}{Z_a + Z_A}$$

2°) condition de montage qui se traduit par :

$$\frac{Z_A + Z_B}{q} = e \quad \text{tel que } e \text{ soit un nombre entier .}$$

3°) condition de coaxialité définie par  $Z_B = Z_A + 2 \cdot Z_a$  .

Notre train epicycloïdal est à trois (3) satellites ce qui donne en résumé pour ces trois conditions la condition suivante :

$$Z_A + Z_B = \text{multiple de } 6 .$$

D'autre part pour assurer une bonne repartition de la charge entre les differents satellites on a pris  $Z_A$  comme un multiple de 3 .

Tenant compte de certaines considerations preliminaires de repartition des rapports de transmission entre les differents trains nous devons obtenir un rapport  $Z_B / Z_A = 6,5$  à  $7$  .

Les rapports pratiques admis par les constructeurs se situent entre 1,3 et 8 ( voir / I / & / X / ) .

En tenant compte des autres conditions : de resistance et de construction , nous obtenons

$$Z_A = 21 \quad \text{d'ou } Z_A + Z_B = 162 = 6 \cdot 27$$

$$Z_B = 141$$

$$Z_a = 60 \quad \text{ce qui donne un rapport } \frac{Z_B}{Z_A} = \frac{141}{21} = 6,7145$$

Les rapports de transmissions seront :

$$I_{AB}^U = - \frac{Z_B}{Z_A} = - 6,7143$$

$$I_{AU}^B = \frac{Z_B + Z_A}{Z_A} = \frac{162}{21} = 7,7143 \quad ; \quad I_{UA}^B = 1 / I_{AU}^B = 0,1296$$

$$I_{BU}^A = \frac{Z_B + Z_A}{Z_B} = \frac{162}{141} = 1,1489 \quad ; \quad I_{UB}^A = 1 / I_{BU}^A = 0,8704$$

Cas où les deux moteurs sont mis en marche :

Le moteur de levage commande la couronne B et le moteur de fermeture agit sur le solaire A . Les vitesses  $W_A, W_B$  sont connues , déterminons alors la vitesse du porte-satellite  $W_U$  .

$$W_A = \frac{\Pi \cdot n_{MF}}{30} = \frac{3,14 \cdot 715}{30} = 74,875 \text{ rd/s}$$

$$W_B = \frac{\Pi \cdot n_{ML}}{30 \cdot I_I} = \frac{3,14 \cdot 980}{30 \cdot 4,3929} = 23,362 \text{ rd/s}$$

$$W_B / W_A = 23,362 / 74,875 = 0,312 .$$

$$W_U = I_{UA}^B \cdot W_A + I_{UB}^A \cdot W_B$$

• Les moteurs tournent dans le même sens (  $W_A, W_B$  ont même signe ) :

$$W_U = 0,1296 \cdot 74,875 + 0,8704 \cdot 23,362 = 30,038 \text{ rd/s} .$$

$$W_U / W_A = 30,038 / 74,875 = 0,401 .$$

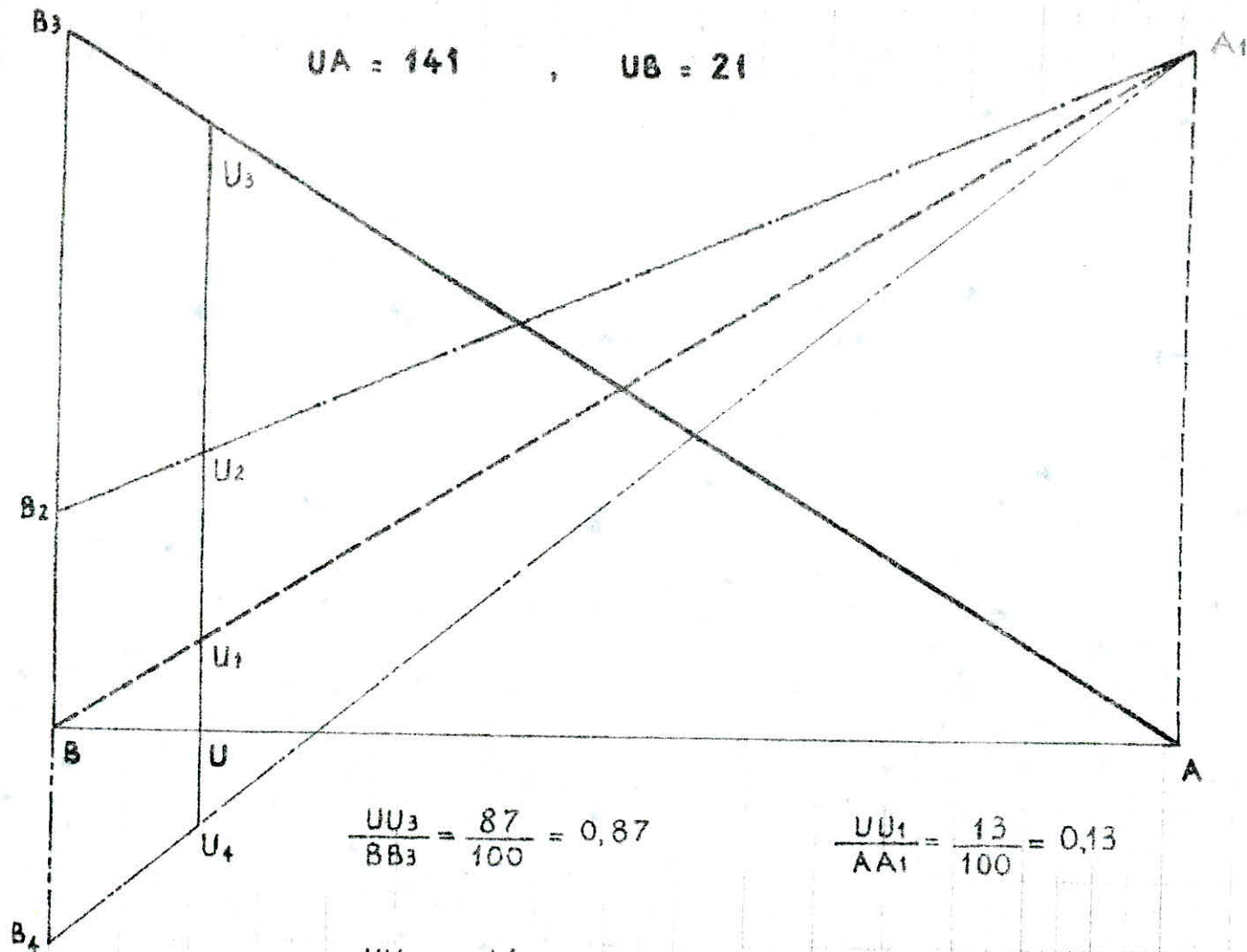
• Les moteurs tournent en sens contraire (  $W_A$  &  $W_B$  de signe différents ) :

$$W_U = - 0,1296 \cdot 74,875 + 0,8704 \cdot 23,362 = 10,630 \text{ rd/s} .$$

$$W_U / W_A = \pm 10,630 / 74,875 = \pm 0,142 .$$

Ces résultats sont confirmés par la méthode graphique de Ravigneaux ( voir la page suivante ) .

Fig. V.1 Diagramme des vitesses d'un train épicycloïdal  
 (Méthode de Ravigneau)



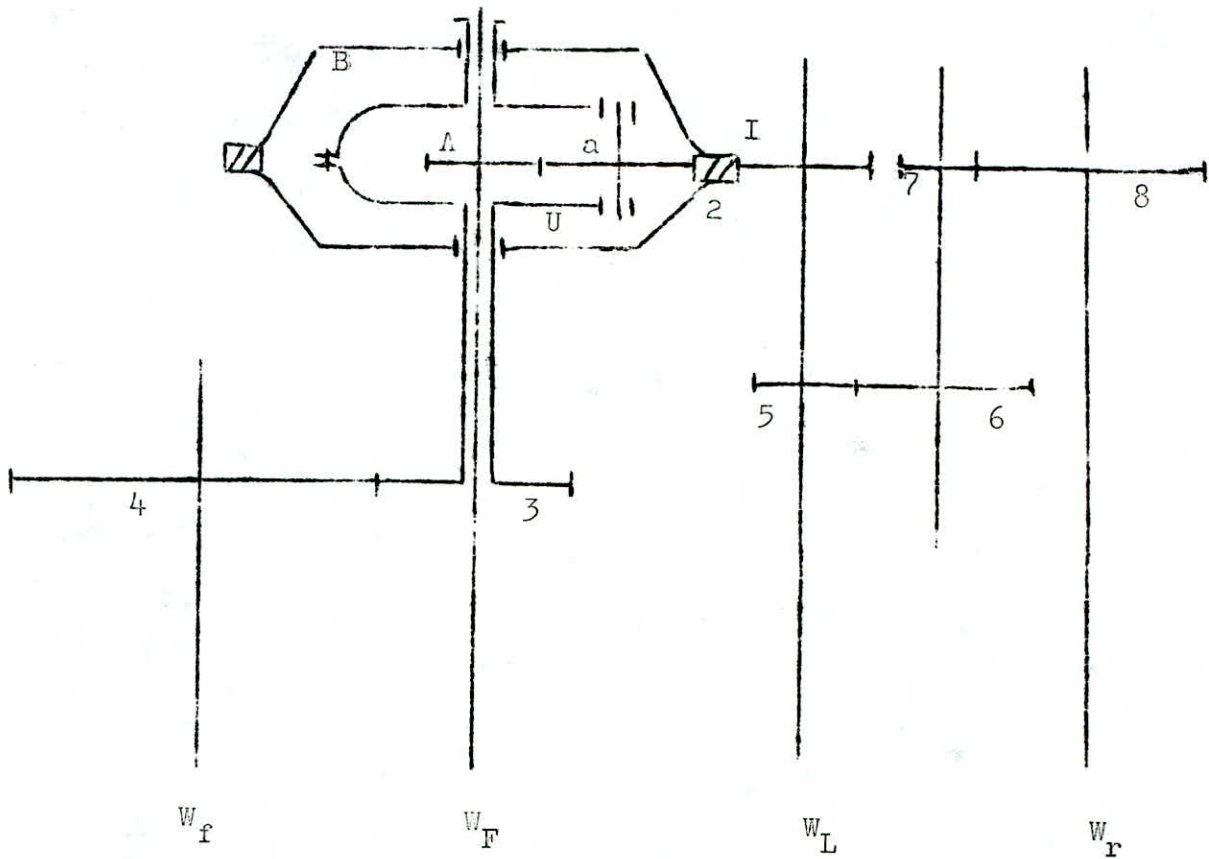
$$\frac{UU_3}{BB_3} = \frac{87}{100} = 0,87$$

$$\frac{UU_1}{AA_1} = \frac{13}{100} = 0,13$$

$$\frac{UU_4}{AA_1} = \frac{-14}{100} = -0,14$$

$$\frac{UU_2}{AA_1} = \frac{40}{100} = 0,40$$

V . 3 Repartition des rapports de transmission :



Nous avons  $I_{F/f} = I_{AU}^B \cdot I_3$  avec  $I_1 = \frac{Z_2}{Z_1}$  et  $I_3 = \frac{Z_4}{Z_3}$

$I_{L/f} = I_{BU}^A : I_1 \cdot I_3$   $I_5 = \frac{Z_6}{Z_5}$   $I_7 \equiv \frac{Z_8}{Z_7}$

$I_{L/r} = I_5 \cdot I_7$

Le train epicycloïdal étant déterminé, on tire

$$I_3 = \frac{I_{F/f}}{I_{AU}^B} = \frac{41,9298}{7,7143} = 5,4353$$

$$I_1 = \frac{I_{L/f}}{I_3 \cdot I_{BU}^A} = \frac{27,3668}{5,4353 \cdot 1,1489} = 4,3823$$

$$I_5 \cdot I_7 = I_{L/r} = 24,4346 .$$

On doit diviser ce rapport de sorte que le premier train , appelé train de vitesse , ait un rapport plus grand pour équilibrer la resistance entre les deux étages .

$$I_5 > I_7 , \quad \text{soit} \quad I_5 = 5,3$$

$$\text{d'ou} \quad I_7 = \frac{I_{L/r}}{I_5} = \frac{24,4346}{5,3} = 4,6103$$

#### V . 4 Egalisation des vitesses des deux tambours :

Ces rapports déterminés étant impossibles à réaliser , on essayera de les atteindre et de compenser le manquant par une rectification des tambours .

En considerant les conditions cinematiques , de resistance et technologiques nous avons déterminé le nombre de dents  $Z_i$  :

$$Z_1 = 28 \quad Z_3 = 19 \quad Z_5 = 17 \quad Z_7 = 21$$

$$Z_2 = 123 \quad Z_4 = 103 \quad Z_6 = 90 \quad Z_8 = 97$$

$$\text{d'ou} \quad I_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{123}{28} = 4,3929$$

$$I_3 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{103}{19} = 5,4211$$

$$I_5 = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{90}{17} = 5,2941$$

$$I_7 = \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{97}{21} = 4,6190$$

d'ou les rapports finaux :

$$I_{L/f} = I_{BU}^A \cdot I_1 \cdot I_3 = 1,1489 \cdot 4,3929 \cdot 5,4211 = 27,3607$$

$$\text{Et } I_{L/r} = I_5 \cdot I_7 = 5,2941 \cdot 4,6190$$

\* Egalisation des vitesses :

L'égalisation des vitesses se traduit par

$$V_L = \pi \cdot N_f \cdot D_f = \pi \cdot N_r \cdot D_r \quad (*)$$

$$N_r = \frac{N_L}{I_{L/r}} \quad \text{et} \quad N_f = \frac{N_L}{I_{L/f}}$$

$$(*) \text{ devient } \frac{N_L}{I_{L/r}} \cdot D_r = \frac{N_L}{I_{L/f}} \cdot D_f$$

D'où enfin de compte

$$\frac{D_r}{I_{L/r}} = \frac{D_f}{I_{L/f}}$$

La rectification se fait sur un tambour . Soit  $D_f = 560$  mm  
le diamètre de rectification du tambour de retenue sera

$$D_r = \frac{I_{L/r}}{I_{L/f}} \cdot D_f = \frac{24,4538}{27,3607} \cdot 560$$

$$D_r = 500,5 \text{ mm}$$

## VI . ETUDE DYNAMIQUE DE LA TRANSMISSION

### VI.I Etude du train epicycloïdal (°)

#### VI.I.I Determination des reactions sur les dentures et des moments :

On utilise la notation suivante :  $F_{x/y}$  qui signifie l'effort exercé par l'organe x sur l'organe y .  
ou  $F$  est l'effort tangentiel

Les relations suivantes regissent le système :

- $C_A + C_B + C_U = 0$  ( Equilibre du système )
- $C_A \cdot W_A + C_B \cdot W_B + C_U \cdot W_U = 0$  ( Conservation de l'energie )
- $F_{B/a} = F_{A/a} = \frac{1}{2} \cdot F_{U/a}$  ( En isolant un satellite )

Determinons l'effort tangentiel :

Le couple  $C_B$  est transmis au satellite par trois forces  $F_{B/a}$

d'ou  $C_B = 3 \cdot k \cdot F_{B/a} \cdot D_B \cdot I/2$   $D_B$  est le diamètre de la couronne .

k est un coefficient qui tient compte de la repartition du couple sur les differents satellites .

A cause de la mauvaise repartition de la charge sur les differents satellites qui peut-être due à :

- excentricité d'un des organes par rapport à son axe de revolution .
- mauvaise equidistance des axes des satellites sur le chassis .
- jeu dans les paliers du porte-satellites .
- erreurs sur les dentures .

nous considerons alors que deux seulement des trois satellites supportent la charge totale d'ou  $k = 2/3$  . Enfin de compte nous obtenons

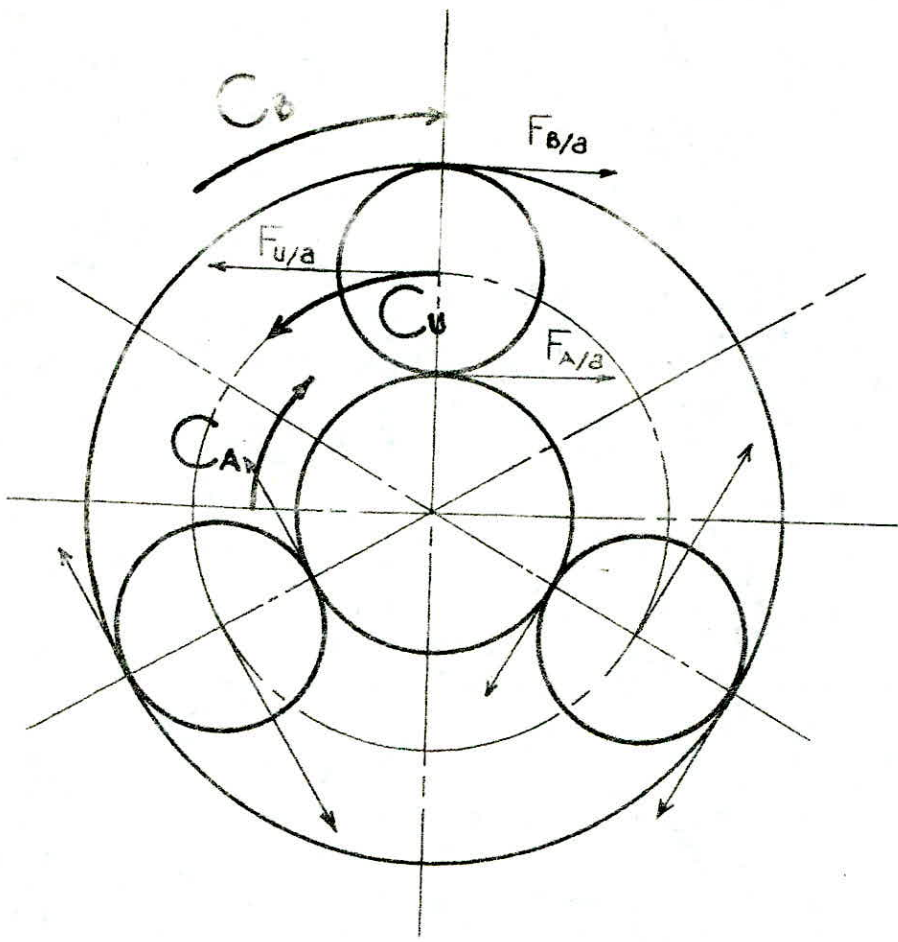
$$F_{B/a} = \frac{C_B}{D_B}$$

La puissance transmise par le train epicycloïdal est  $P = 100 \text{ KW}$

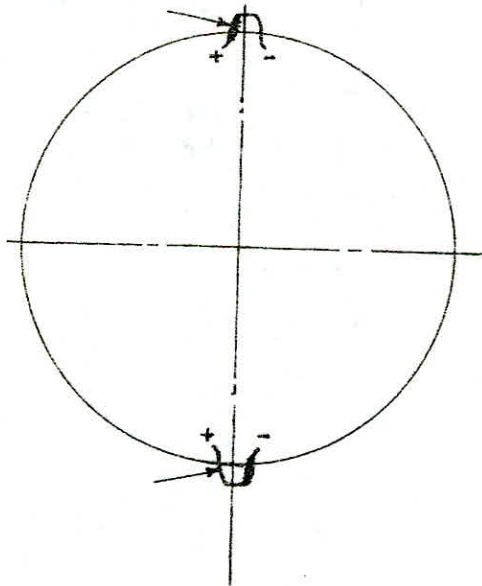
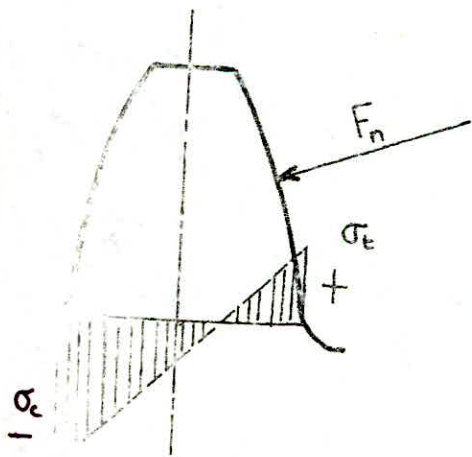
$$C_B \equiv \frac{P}{W_B} \quad W_B = \frac{N_{mL} \cdot II}{30} \cdot \frac{I}{I_I}$$

(°) Voir page suivante pour la compréhension des  $\neq$  symboles et relations.





- fig. VI.1 -



- fig VI.2 -

$$W_B = \frac{980 \cdot 3,14}{30 \cdot 4,39} = 23,36 \text{ rd/s} .$$

$$C_B = 100\ 000 / 23,36 = 4\ 280 \text{ N.m}$$

$$D_B = m \cdot Z_B = 5,5 \cdot 141 = 775,5 \text{ mm}$$

d'où  $F_{B/a} = 4\ 280 / 0,7755 = 5\ 519 \text{ N}$

Donc  $F_{B/a} = F_{A/a} = 0,5 F_{U/a} = 552 \text{ daN}$

### VI.1.2 Vitesse relative entre les éléments du train :

Pour déterminer cette vitesse il faut considérer un repère relatif lié au porte-satellite d'où la vitesse relative du satellite  $W'_a = W_a - W_U$

$W_a$  étant la vitesse absolue .

D'après la formule de Willis

$$\frac{W_a - W_U}{W_A - W_U} = - \frac{Z_A}{Z_a} = k_A$$

d'où  $W'_a = k_A \cdot (W_A - W_U) = k_B \cdot (W_B - W_U) .$

Le solaire (A) est fixe  $W_A = 0$  , on a alors  $W'_a = -k_A \cdot W_U$

$$W_U = \frac{W_B}{I_{BU}^A} \quad Z_A = 21 \quad Z_a = 60$$

$$I_{BU}^A = 1,149 \quad W_B = 23,36 \text{ rd/s}$$

$$W'_a = \frac{+ 21}{60} \cdot \frac{23,36}{1,149} = + 7,117 \text{ rd/s}$$

La vitesse tangentielle (relative) entre les éléments du train est

$$V = D_a \cdot W'_a / 2 = \quad D_a = m \cdot Z_a = 5,5 \cdot 60 = 333 \text{ mm}$$

$$= 0,33 \cdot 7,117 = 1,174 \text{ m/s} .$$

Cette vitesse sera utilisée dans le calcul de denture pour déterminer certains coefficients .

### VI.1.3 Conditions à prendre en compte lors du calcul de la denture :

#### VI.1.3.1 Influence sur le facteur de durée $Z_N$

Le nombre d'engrenement des satellites sur le solaire et la couronne influence le facteur de durée qui est une fonction du nombre de cycle N. Ainsi si le nombre de satellites est q , on aura

- pour les satellites  $N$  cycles .
- pour le solaire et la couronne  $qN$  cycles .

### VI.1.3.2 Influence sur la résistance à la rupture des satellites :

Le satellite est soumis continuellement à l'action de deux forces  $F_{A/a}$  et  $F_{B/a}$  qui s'appliquent suivant un même sens (voir fig. VI.2) .

En se fixant une dent, on remarque pour un flanc donné qu'il est soumis tantôt à une compression et tantôt à une traction , donc le cycle est à charge alternée . Cette alternance de la charge affecte l'endurance du matériau ( phénomène de fatigue ) .

G.Henriot propose de n'admettre que 0,7 fois la valeur  $(\overline{\sigma}_F)_{lim}$  d'un matériau donné .

## VII . CALCUL DE RESISTANCE DES DENTURES

### VII.1 Aperçu sur l'évolution du calcul des dentures

Il faut dire que la méthode de Lewis fut la première avec laquelle ont été calculés les engrenages, elle ne considérait que la résistance à la rupture de la dent qu'on réduisait à une poutre encadrée . Mais il s'avéra plus tard que cette méthode ne traduisait pas la réalité et qu'elle ne tenait pas compte de la pression de contact des dents en engrenement .

D'autres méthodes telles que Henriot , DIN , AGMA , Nieman , soviétique , . . . . , ont vu le jour depuis et qui ont développé plus ou moins tous les paramètres influant sur le bon fonctionnement d'un couple d'engrenages .

Une uniformisation des méthodes de calcul est en cours sous le contrôle de l'I.S.O chose qui serait la bienvenue . Cette méthode en forme de projet non affinée jusqu'à ~~XXXX~~ 1980 se trouve reprise dans le remarquable ouvrage de G.Henriot : " traité théorique et pratique des engrenages " .

### VII.2 Rappel de la méthode " ISO - Henriot "

L'expérience acquise sur les engrenages permet d'affirmer que la base primordiale du calcul doit être la résistance à la pression superficielle , qui détermine les dimensions minimales (volume minimal) de l'engrenage . La résistance à la fatigue par flexion ne devant être qu'un contrôle pour déterminer le module minimal .

#### VII.2.1 Résistance à la pression superficielle

En partant des principaux résultats établis par H.Hertz sur la détermination des contraintes et des déformations de contact et en assimilant les flancs d'un couple d'engrenages à deux galets cylindriques, on détermine la pression de Hertz de base au cercle primitif de fonctionnement

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \left[ \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i} \right]^{1/2}$$

- Ou  $Z_H$  : facteur geometrique       $Z_\epsilon$  : facteur de conduite  
 $Z_E$  : facteur d'elasticité       $Z_\beta$  : facteur d'inclinaison  
 $i$  : rapport de reduction .  
 $F_t$  : force tangentielle s'appliquant sur le diametre primitif.  
 $b$  : largeur de la denture .  
 $d_1$  : diametre primitif du pignon .

A cela , on considere d'autres facteurs d'influences generaux qui multiplient la pression de base dans le sens de l'augmentation de  $(\sqrt{H_0})$ , ce qui nous donne une pression de Hertz "de calcul" en fonctionnement

$$(\sqrt{H}) = (\sqrt{H_0}) \cdot \left( K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \right)^{1/2}$$

ou

\*  $K_A$  : facteur d'application qui tient compte des surcharges dynamiques provenant des sources exterieures à l'engrenage . Ces surcharges dependent des caracteristiques des machines menantes et menées .

\*  $K_V$  : facteur dynamique qui tient compte des surcharges dynamiques internes dues aux vibrations du pignon et de la roue l'un sur l'autre.

\*  $K_{H\beta}$  : facteur de distribution de la charge longitudinale , tient compte des effets concourants à une mauvaise distribution de la charge le long de la largeur de la denture .

\*  $K_{H\alpha}$  : facteur de distribution de la charge transversale . Ce facteur rend compte sur la distribution de la charge sur plusieurs paires de dents conjuguées .

Il faut ensuite comparer cette pression de calcul à la pression de Hertz limite admissible , autrement

$$(\sqrt{H}) \leq (\sqrt{H_p})$$

et  $(\sqrt{H_p}) = (\sqrt{H_{lim}}) \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$

- OU
- $Z_N$  : facteur d'endurance      -  $Z_R$  : facteur de rugosité
  - $Z_L$  : "    lubrifiant      -  $Z_V$  : "    de vitesse
  - $Z_W$  : "    de rapport de dureté entre pignon et roue .
  - $Z_X$  : "    de dimension .

En groupant tous ces facteurs, on obtient la formule générale :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \left[ \frac{F_t}{b \cdot d_I} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \right]^{1/2} \cdot \\ &\cdot (\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_Y) \end{aligned}$$

### VII.2.2 Resistance à la rupture :

De même la resistance de base est donnée par

$$\sigma_{FO} = (F_t / b \cdot m_n) \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

ou

- $Y_{Fa}$  : facteur de forme
- $Y_{Sa}$  : facteur de concentration de contraintes .
- $Y_\varepsilon$  : facteur de conduite
- $Y_\beta$  : facteur d'inclinaison

La contrainte de calcul ( $\sigma_F$ ) soit inférieure ou égale à la contrainte de rupture "de calcul" limite admissible .

$$\sigma_F \ll \sigma_{Fp} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta,rel,T} \cdot Y_{R,rel,T} \cdot Y_X$$

Il faut préciser que le calcul de ( $\sigma_{Fp}$ ) exige la détermination de certains paramètres sur un engrenage d'essai . On distingue :

- ( $\sigma_{Flim}$ ) : limite d'endurance nominale à la rupture de l'engrenage d'essai .
- $Y_{ST}$  : facteur de concentration de contraintes de l'engrenage d'essai,  $Y_{ST} = 2,1$  .
- $Y_{NT}$  : facteur de durée pour la résistance du pied de la dent .
- $Y_{R,rel,T}$  : facteur de rugosité relatif, tient compte de l'influence de la rugosité de surface du fond de dent .

- $Y_{S,rel.T}$  : facteur de sensibilité relative à l'entaille de l'engrenage étudié par rapport à l'engrenage d'essai .
- $Y_X$  : facteur de dimensions concernant la résistance du pied de dent .

### VII . 3 Simplification de la methode complète

La methode generale citée precedement est très complète et en meme temps très complexe . Elle est en plus qu'une methode de verification . G.Henriot propose une methode simplifiée qui permet de determiner les dimensions d'un engrenage à partir des données de fonctionnement ou de verifier avec la capacité ~~de~~ d'un engrenage existant ; . C'est ainsi qu'il regroupe certains facteurs et propose de les determiner suivant des conditions habituellement rencontrées dans le domaine des engrenages de la mecanique générale .

### VII . 4 Methode de calcul à suivre pour notre reducteur

Le calcul de denture de notre projet serait plutôt dictée par les conditions générales d'encombrement et de positionnement des differents éléments du treuil .

D'où certains entre-axes fixés et des rapports de reduction choisis pour satisfaire les exigences cinématiques du mecanisme du treuil . Il s'avere donc qu'il ne reste que les parametres suivants à choisir et à calculer pour determiner complètement l'engrenage voulu :

- parametres geometriques : le module ( $m_n$ ), l'angle d'inclinaison ( $\beta$ ) et le nombre de dent ( $Z_1$ ) . Ces parametres sont choisis de sorte à satisfaire les conditions technologiques et de resistance et à obtenir l'entre-axe demandé car

$$a = \frac{1}{2} \cdot (i+1) \cdot m_n \cdot Z_1 \cdot (\cos \beta)^{-1}$$

- La largeur de la denture .
- La qualité ISO de l'usinage qui sera choisis en fonction des vitesses dont on dispose .
- La nature du materiau et sa resistance limite à la pression de contact et à la rupture .

## VII . 5 Programmation du calcul d'engrenage

Notre calcul est un calcul de vérification , on disposera des données suivantes :  $Z_1$  ,  $Z_2$  ,  $a$  ,  $b$  ,  $m_n$  ,  $n_1$  .

On essayera d'optimiser la qualité ISO ,  $(\sqrt{\sigma}_{Hlim})$  et  $(\sqrt{\sigma}_{Flim})$  .

Pour pouvoir programmer cette méthode de calcul il a fallu apporter certaines simplifications pour simplifier la méthode en elle même et pour la réduire aux possibilités de la calculatrice .

### VII.5.1 Formulaire et simplifications proposées

#### VII.5.1.1 Calcul de la pression superficielle :

Nous avons la formule suivante pour la puissance admissible d'un engrenage :

$$P_{adm} \left( \begin{matrix} 1 \\ 2 \end{matrix} \right) = 0,524 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot d_1^2 \cdot n_1 \cdot \frac{i}{i+1} \cdot (\sqrt{\sigma}_{Hlim} \left( \begin{matrix} 1 \\ 2 \end{matrix} \right))^2 \cdot \frac{(Z_N \left( \begin{matrix} 1 \\ 2 \end{matrix} \right) \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X)^2}{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot (Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta)^2}$$

$\left( \begin{matrix} 1 \\ 2 \end{matrix} \right)$  : 1 pour le pignon et 2 pour la roue .

La signification des différents facteurs est donnée au § VII.2.1 .

$P_{adm}$  est donné en fonction de l'effort tangentiel admissible par :

$$P_{adm} \left( \begin{matrix} 1 \\ 2 \end{matrix} \right) = 0,524 \cdot 10^{-6} \cdot d_1 \cdot n_1 \cdot F_{t adm} \left( \begin{matrix} 1 \\ 2 \end{matrix} \right)$$

$$* Z_H = (2 \cdot \cos \beta_b / \sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t)^{1/2}$$

\*  $Z_E$  est donné par

$$Z_E = \Pi \cdot \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^{-1/2}$$

Pour un couple d'engrenages en acier  $Z_E = 61 \left\{ \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right\}^{1/2}$

Dans le programme il sera introduit comme une valeur fixe .

✓ : coefficient de Poisson      E : module d'élasticité .



$$* Z_{\beta} = (\cos \beta)^{1/2}$$

$$* Z_{\epsilon} = \left( \frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3} \right)^{1/2} \text{ pour une denture droite .}$$

$$Z_{\epsilon} = \left[ \frac{4 - \epsilon_{\alpha}}{3} \cdot (1 - \epsilon_{\beta}) + \epsilon_{\beta} / \epsilon_{\alpha} \right]^{1/2} \text{ pour une denture helicoidale avec } \epsilon_{\beta} < 1$$

$$Z_{\epsilon} = (1 / \epsilon_{\alpha})^{1/2} \text{ po pour denture helicoidale avec } \epsilon_{\beta} \geq 1$$

\*  $K_A$  sera introduit comme une valeur déterminée en fonction des machines à accoupler et ceci suivant le tableau I ( voir Annex ), à ce facteur on adjoint un facteur de fiabilité  $K_R > 1$  de sorte que le produit  $K_A \cdot K_R = K_B$

\*  $K_V$  donné par G.Henriot sous forme d'abaques mais nous adopterons les formules empiriques proches a ces abaques et qui sont proposées par M.Barreau ( voir / II / ) .

$$K_V = (V \cdot Z_1 // 100) \cdot (ISO \cdot 0,03 - 0,12) + 1 \text{ denture droite .}$$

$$K_V = (V \cdot Z_1 / 100) \cdot (ISO \cdot 0,02 - 0,035) + 1 \text{ " helicoidale .}$$

\*  $K_{H\alpha}$  ; pour ce facteur G.Henriot recommande des valeurs en fonction de la qualité ISO et de la nature de la denture .

Nous proposons deux formules qui traduisent les valeurs de ce facteur à savoir  $K_{H\alpha} = 1 + 0,1 \cdot (ISO - 6)$  pour denture helicoidale .

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,1 \cdot (ISO - 7) \text{ " " droite .}$$

sans que la valeur trouvée ne soit inferieur à 1 .

\*  $K_{H\beta}$  ; la methode simplifiée traitée dans / I / propose des formules de la forme  $K_{H\beta} = X + Y \cdot (b/d_1)^2 + Z \cdot b$  et ceci pour chaque classe ISO et pour chaque mode d'obtention de l'engrenage ( rodage, ajustement ulterieur, denture non soignée ) .

On remarque que X, Y, Z sont croissant en fonction de la mauvaise qualité ISO . M.Barreau propose , dans / II / , de ramener ces formules à une formule approximative que nous adoptons :

$$K_{H\beta} = (0,9 + 0,04 \cdot ISO) + (b / d_1)^2 \cdot 0,18 + \frac{b \cdot ISO^2}{160\,000}$$

.  $Z_N$  : Pour ce facteur, G. Henriot distingue quatre types principaux de matériaux. Dans notre cas on ne s'intéressera qu'à deux d'entre eux : Aciers à trempe totale, Aciers durcis superficiellement. Le facteur  $Z_N$  se traduit alors par deux courbes très proches l'une de l'autre, on simplifie cela en ne considérant qu'une courbe intermédiaire.

$$\text{Si } N < 10^8 \quad Z_N^2 = (10^8 / N)^{0,14}$$

$$\text{Si } N \geq 10^8 \quad Z_N^2 = (10^8 / N)^{0,024}$$

.  $Z_L$  : Ce facteur est égale à l'unité car il est toujours possible d'adapter le lubrifiant qu'il faut à l'engrenage considéré.

.  $Z_X$  : est égale à l'unité car on supposera que le traitement thermique et l'acier ont été bien appropriés.

.  $Z_R$  : Ce facteur est lié à la classe de précision et nous adoptons la formule empirique tirée de / II / .

$$Z_R = 1,25 - (ISO / 20)$$

.  $Z_W$  : Ce facteur dépend essentiellement de la dureté de la roue. ON utilisera la formule empirique proposée par Henriot :

$$Z_W = 1,2 - (HB_{roue} - 130) / 1700$$

et si la dureté de la roue est supérieure à 385 HB il faut prendre

$$Z_W = 1,05$$

Les autres valeurs de la formule seront introduits comme données.

### VII.5.1.2 Calcul de la contrainte de rupture :

La puissance admissible par un engrenage (calculé à la rupture) est donnée par

$$P_{adm} \left( \frac{I}{2} \right) = 0,524 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot d_I \cdot m_n \cdot n_I \cdot \frac{(\sqrt{Z_{Flim}} \left( \frac{I}{2} \right) \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \left( \frac{I}{2} \right) \cdot Y_{\delta \text{ relT}} \cdot Y_{R \text{ relT}} \cdot Y_X}{(Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}) \left( \frac{I}{2} \right) \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_R \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}$$

. Les facteurs d'influences généraux sont déjà calculés.

. G. Henriot propose de prendre  $K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$

.  $Y_{\epsilon} = 0,25 + 0,75 / \epsilon_{\alpha}$

•  $Y_{\beta} = 1 - (\beta - 120) \cdot \epsilon_{\beta}$   
si non on adopte  $Y_{\beta \min}$ .

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \cdot \epsilon_{\beta}$$

•  $Y_{Fa}$ ,  $Y_{Sa}$  sont représentées graphiquement par des familles de courbes en fonction des déports et du nombre de dents et de l'outil générateur de la denture.

On constate que  $1 / (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$  se situe entre deux valeurs limites, entre 0,212 et 0,223 ; on se fixe alors une valeur constante intermédiaire : 0,215.

•  $Y_{R \text{ relT}}$ ,  $Y_{\delta \text{ relT}}$ ,  $Y_X$  ont été groupés par Henriot dans sa méthode simplifiée en un seul facteur qui est fonction du module et du matériau utilisé.

$$\begin{aligned} Y_{R \text{ relT}} \cdot Y_{\delta \text{ relT}} \cdot Y_X &= 1 \text{ si } m_n \leq 5 \text{ quelque soit la nature du matériau.} \\ &= 1,07 - 0,014 \cdot m_n \text{ pour aciers durcis superficielle}^t. \\ &= 1,05 - 0,01 \cdot m_n \text{ pour aciers à trempe totale.} \\ &= 1,095 - 0,019 \cdot m_n \text{ pour matériaux moulés.} \end{aligned}$$

•  $Y_{NT}$ : facteur de durée du pied de la dent, possède les mêmes caractéristiques que  $Z_N$ .

$$\text{Si } N < 3 \cdot 10^6$$

$$Y_{NT} = (3 \cdot 10^6 / N)^{0,14}$$

$$\text{Si } N \geq 3 \cdot 10^6$$

$$Y_{NT} = (3 \cdot 10^6 / N)^{0,015}$$

### VII.5.2 Organigramme du calcul

Pour faciliter la compréhension, on résume les différentes étapes du calcul sous forme d'un organigramme. (voir pages suivantes).

$Z_1, Z_2, m_n, a, b, n_1, Z_E, ISO, K_B, \text{Heures},$   
 $\sigma_{Hlim1}, \sigma_{Hlim2}, \sigma_{Flim1}, \sigma_{Flim2}, HBroue$

$$i = Z_2 / Z_1$$

$$d_1 = \left| \frac{2 \cdot a}{i + 1} \right|$$

$$\beta = \text{Arcos} \left( \frac{m_n \cdot Z_1}{d_1} \right)$$

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \ 000}$$

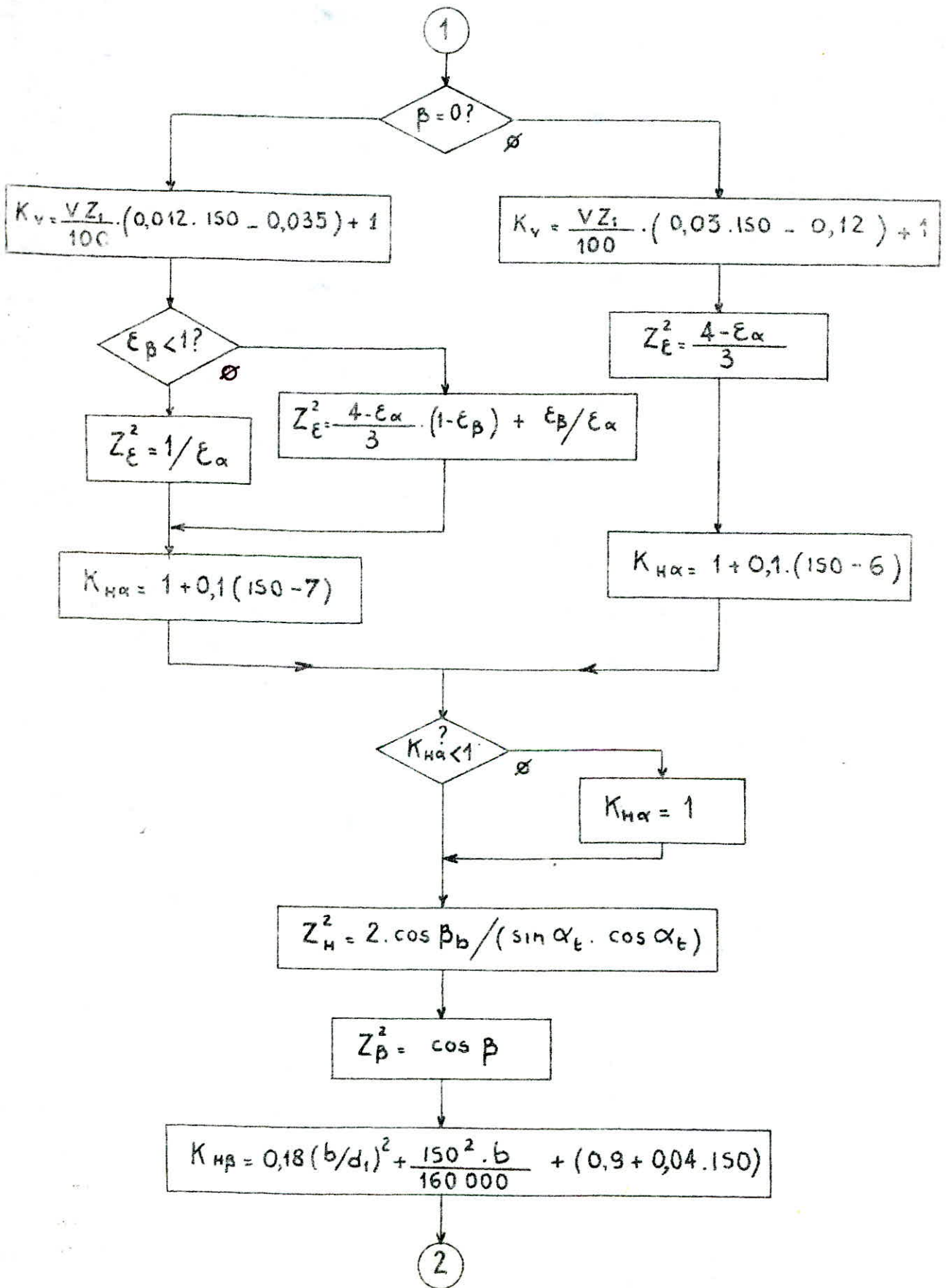
$$N_{(2)}^{(1)} = 60 \cdot \text{Heures} \cdot n_{(2)}^{(1)}$$

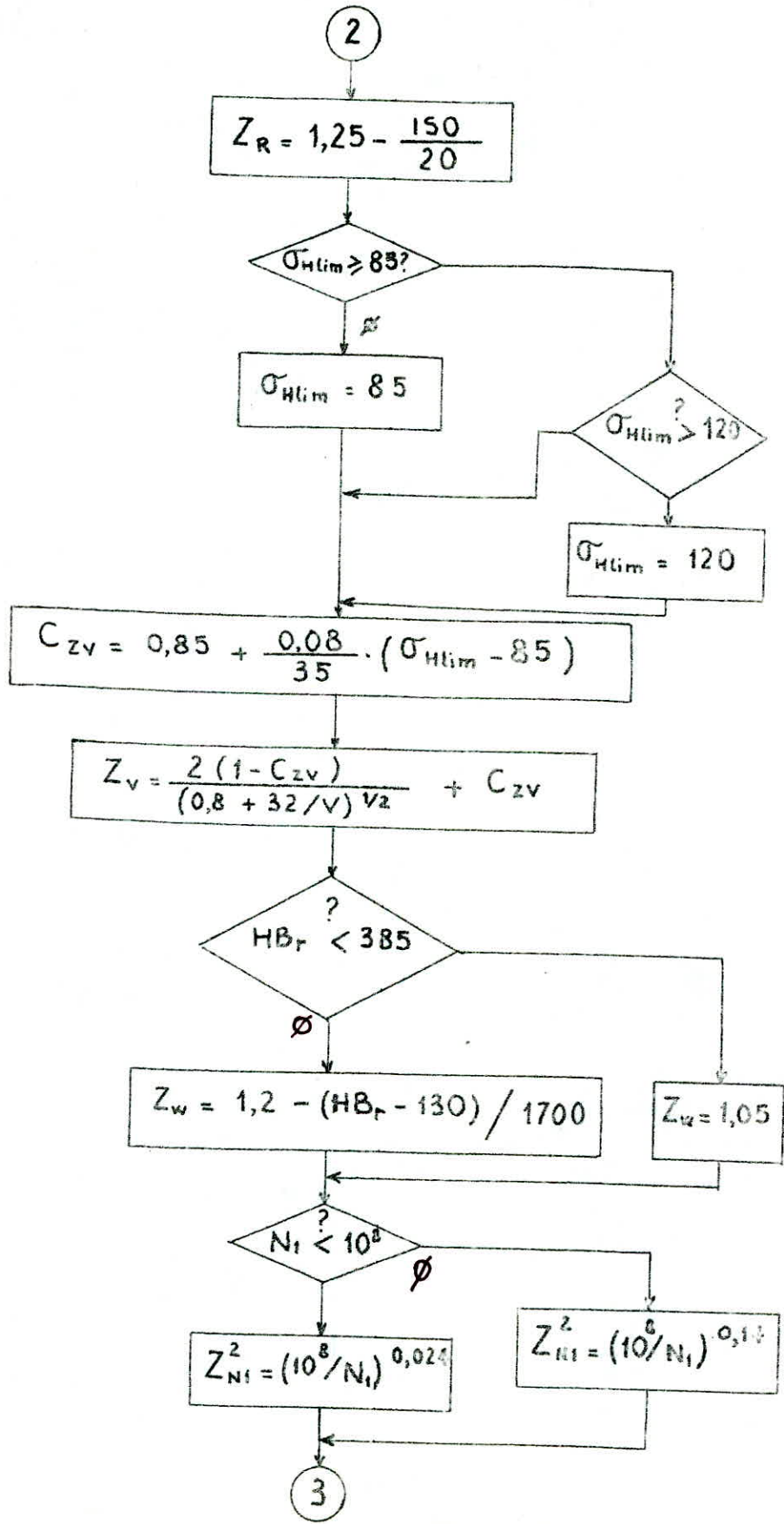
$$\alpha_t = \text{Arctg} ( \text{tg} \alpha_n / \cos \beta )$$

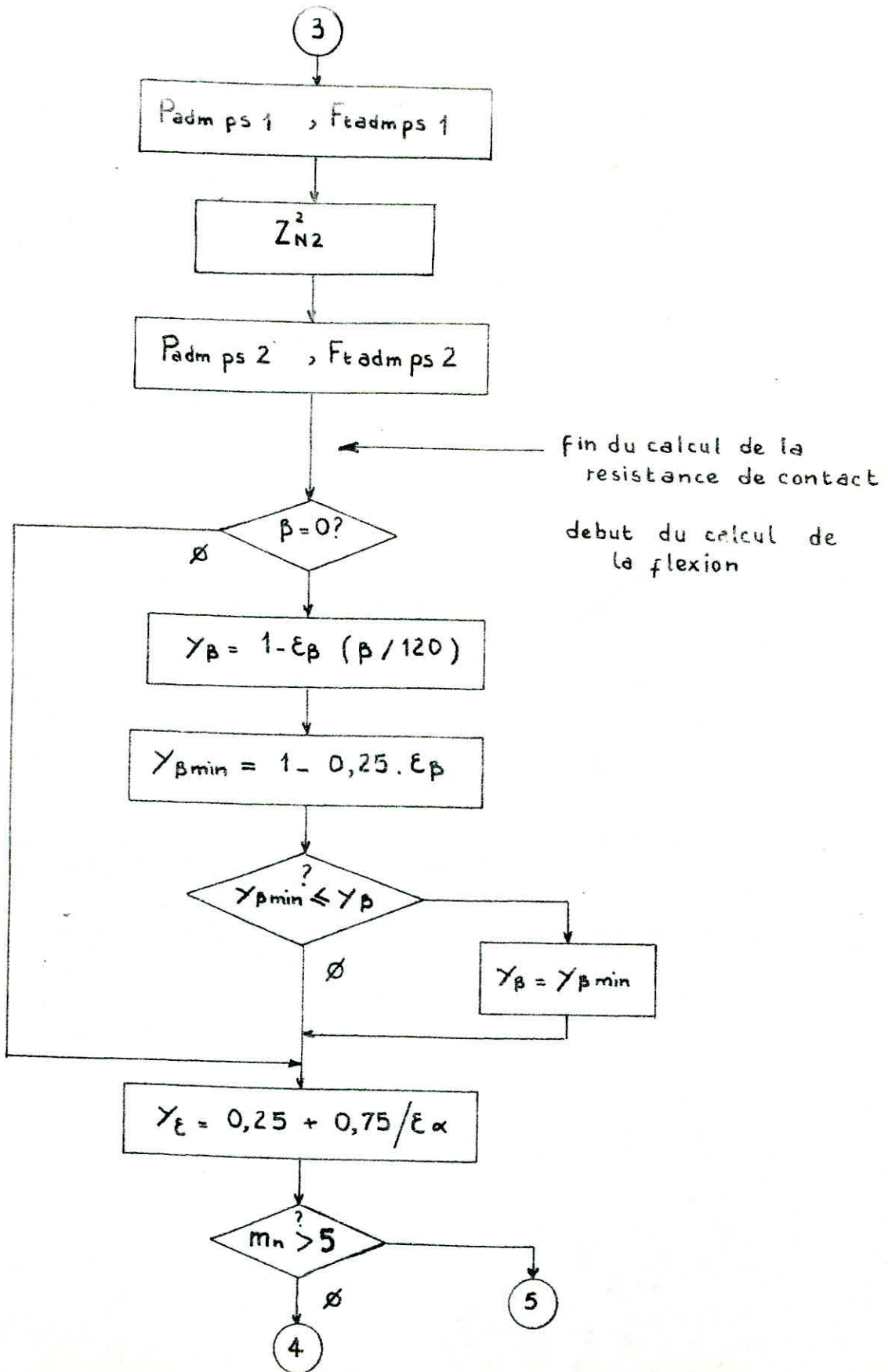
$$\beta_b = \text{Arctg} ( \text{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t )$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \cdot \left[ \left[ \left( \frac{Z_1}{2} \cdot \sin \alpha \right)^2 + \cos^2 \beta + \cos \beta \cdot Z_1 \right]^{1/2} + \left[ \left( \frac{Z_1 \cdot i}{2} \cdot \sin \alpha \right)^2 + \cos^2 \beta + \cos \beta \cdot Z_2 \right]^{1/2} \cdot \frac{Z_2}{|Z_2|} - \frac{Z_1}{2} \cdot (1+i) \sin \alpha \right]$$







(1) Acier durcis sup

(2) Acier traité ds masse

(3) Matériau moulé

$$\gamma^* = \gamma_{\text{relT}} \cdot \gamma_{\text{relT}} \cdot \gamma_A$$

4

60 TO IND 22

LBL 15 (1)

LBL 16 (2)

LBL 17 (3)

$$\gamma^* = 1,07 - 0,014 \cdot m_n$$

$$\gamma^* = 1,05 - 0,01 \cdot m_n$$

$$\gamma^* = 1,095 - 0,019 \cdot m_n$$

5

$N_1 < 3 \cdot 10^6$ ?

$$\gamma_{NT1} = (3 \cdot 10^6 / N_1)^{0,015}$$

$$\gamma_{NT1} = (3 \cdot 10^6 / N_1)^{0,14}$$

$P_{\text{adm f 1}} > F_{\text{t adm f 1}}$

$\gamma_{NT2}$

$P_{\text{adm f 2}} > F_{\text{t adm f 2}}$

dimensions, côtes

STOP



VII.5.3 Listing ou programme sur HP 41CV :

Nous présentons ci-après le programme propre à la Hewlett Packard 41 CV .

!	!	!	!	!
!	000 LBL <sup>t</sup> ENTER	!	$\Sigma$ H2 ?	!
!	OOI PROMPT	!	PROMPT	!
!	ZI ?	!	STO 4I	!
!	PROMPT	!	$\Sigma$ FI ?	!
!	STO 0I	!	PROMPT	!
!	Z2 ?	!	STO 20	!
!	PROMPT	!	$\Sigma$ F2 ?	!
!	STO 02	!	PROMPT	!
!	a ?	!	040 STO 43	!
!	PROMPT	!	ZE ?	!
!	OIO STO 06	!	PROMPT	!
!	MN ?	!	STO IO	!
!	PROMPT	!	HB2 ?	!
!	STO 03	!	PROMPT	!
!	NI ?	!	STO 36	!
!	PROMPT	!	MAT ?	!
!	STO 05	!	PROMPT	!
!	b ?	!	STO 22	!
!	PROMPT	!	050 ENG2 ?	!
!	STO 04	!	PROMPT	!
!	020 ISO ?	!	STO 47	!
!	PROMPT	!		!
!	STO II	!		!
!	HEURE ?	!		!
!	PROMPT	!		!
!	STO 2I	!		!
!	Kb ?	!		!
!	PROMPT	!		!
!	STO I2	!		!
!	$\Sigma$ HI ?	!		!
!	030 PROMPT	!		!
!	STO 09	!		!
!		!		!

!	LBL <sup>t</sup> ALPHA	!	COS	!
!	RCL 02	!	/	!
!	RCL 0I	!	ATAN	!
!	/	!	STO I7	!
!	STO I4	!	COS	!
!	I	!	090 RCL 07	!
!	+	!	TAN	!
!	060 I/x	!	x	!
!	2	!	ATAN	!
!	RCL 06	!	STO I8	!
!	x	!	RCL I7	!
!	x	!	SIN	!
!	ABS	!	2	!
!	STO 08	!	/	!
!	I/x	!	RCL 0I	!
!	RCL 0I	!	I00 x	!
!	RCL 03	!	STO I3	!
!	070 x	!	x <sup>2</sup>	!
!	x	!	RCL 0I	!
!	ACOS	!	RCL 07	!
!	STO 07	!	COS	!
!	RCL 05	!	+	!
!	RCL 08	!	RCL 07	!
!	x	!	COS	!
!	PI	!	x	!
!	x	!	IIO +	!
!	60 000	!	SQRT	!
!	080 /	!	STO I5	!
!	STO I9	!	RCL I3	!
!	20	!	RCL I4	!
!	TAN	!	x	!
!	RCL 07	!	x <sup>2</sup>	!
!		!		!

!	RCL I4	!	RCL 05	!	LBL <sup>t</sup> CAL.	!	I	!
!	RCL 01	!	RCL 21	!	DENT	!	+	!
!	x	!	x	!	CAL. DENT	!	LBL 08	!
!	I20 RCL 07	!	60	!	I70 PROMPT	!	I	!
!	COS	!	x	!	REQ "ALPHA"	!	X < Y ?	!
!	+	!	STO 23	!	RCL 07	!	X <math>\rightarrow</math> Y	!
!	RCL 07	!	I60 STO 46	!	X = 0 ?	!	I210 STO 32	!
!	COS	!	RCL I4	!	GTO 01	!	STO / 40	!
!	x	!	/	!	RCL II	!	RCL I8	!
!	+	!	RCL 47	!	0.012	!	COS	!
!	SQRT	!	x	!	x	!	2	!
!	RCL 02	!	ABS	!	0.035	!	x	!
!	x	!	STO 24	!	-	!	RCL I7	!
!	I130 RCL 02	!	RTN	!	I80 RCL 01	!	SIN	!
!	ABS	!		!	x	!	/	!
!	/	!		!	RCL I9	!	RCL I7	!
!	STO + I5	!		!	x	!	I220 COS	!
!	I	!		!	I00	!	/	!
!	RCL I4	!		!	/	!	STO 34	!
!	+	!		!	+	!	RCL 07	!
!	RCL I3	!		!	STO 30	!	COS	!
!	x	!		!	I/X	!	STO 35	!
!	STO - I5	!		!	STO 40	!	x	!
!	I140 RCL I7	!		!	I90 RCL I6	!	STO / 40	!
!	COS	!		!	I	!	RCL II	!
!	PI	!		!	X > Y ?	!	X <sup>2</sup>	!
!	x	!		!	GTO 03	!	I230 RCL 04	!
!	STO / I5	!		!	RCL I5	!	x	!
!	RCL 07	!		!	I/X	!	I60 000	!
!	SIN	!		!	LBL 02	!	/	!
!	RCL 04	!		!	STO 31	!	RCL II	!
!	x	!		!	STO / 40	!	0.04	!
!	PI	!		!	RCL II	!	x	!
!	I150 /	!		!	200 6	!	+	!
!	RCL 03	!		!	-	!	0.9	!
!	/	!		!	0.1	!	+	!
!	STO I6	!		!	x	!	I240 RCL 04	!

!	RCL 08	!	+	?	RCL 12	!	-	!
!	/	!	280	!	/	!	RCL 01	!
!	$x^2$	!	x	!	STO x 40	!	x	!
!	0.18	!	32	!	320 XEQ 05	!	RCL 19	!
!	x	!	RCL 19	!	STO 27	!	x	!
!	+	!	/	!	STO x 40	!	360 IOO	!
!	STO 33	!	0.8	!	RCL 40	!	/	!
!	STO / 40	!	+	!	STO 60	!	I	!
!	RCL II	!	SQRT	!	RCL 08	!	+	!
!	250 20	!	/	!	RCL 05	!	STO 30	!
!	/	!	RCL 13	!	x	!	STO 40	!
!	CHS	!	290 +	!	0.524 E-6	!	RCL 15	!
!	1.25	!	$x^2$	!	x	!	CHS	!
!	+	!	STO 25	!	330 STO x 40	!	4	!
!	STO 26	!	STO x 40	!	XEQ 19	!	+	!
!	$x^2$	!	RCL 36	!	XEQ 21	!	370 3	!
!	STO x 40	!	385	!	F I N	!	/	!
!	85	!	X > Y ?	!	PROMPT	!	STO 3I	!
!	RCL 09	!	GTO 04	!	LBL 03	!	STO / 40	!
!	260 X ≤ Y ?	!	I.05	!	I	!	RCL II	!
!	GTO 07	!	LBL 06	!	RCL 16	!	7	!
!	I20	!	300 STO 29	!	-	!	-	!
!	X < Y ?	!	$x^2$	!	4	!	0.1	!
!	GTO 09	!	STO x 40	!	340 RCL 15	!	x	!
!	LBL 07	!	RCL 09	!	-	!	I	!
!	X <> Y	!	RCL 10	!	x	!	380 +	!
!	LBL 09	!	/	!	3	!	GTO 08	!
!	85	!	$x^2$	!	/	!	LBL 04	!
!	-	!	RCL 08	!	RCL 16	!	I.2	!
!	270 0.08	!	x	!	RCL 15	!	RCL 36	!
!	x	!	RCL 04	!	/	!	I30	!
!	35	!	310 x	!	+	!	-	!
!!	/	!	RCL 14	!	GTO 02	!	I 700	!
!	0.85	!	I	!	350 LBL 01	!	/	!
!	+	!	+	!	RCL II	!	-	!
!	STO I3	!	/	!	0.03	!	390 GTO 06	!
!	CHS	!	RCL 14	!	x	!	LBL 05	!
!	I	!	x	!	0.12	!	I E8	!

!		!	0.75	!	RCL 05	!	LBL 18	!
!	RCL 46	!	430 RCL I5	!	x	!	/	!
!	X < Y ?	!	/	!	0.524 E-6	!	0.014	!
!	GTO IO	!	0.25	!	x	!!	Y <sup>X</sup>	!
!	/	!	+	!	470 STO x 50	!	GTO 20	!
!	0.024	!	STO 39	!	RTN	!	LBL 2I	!
!	Y <sup>X</sup>	!	STO / 50	!	LBL I5	!	RCL 4I	!
!	LBL II	!	RCL 30	!	0.014	!	510 RCL 09	!
!	400 RTN	!	RCL 32	!	x	!	/	!
!	LBL IO	!	RCL 33	!	CHS	!	X <sup>2</sup>	!
!	/	!	RCL I2	!	I.07	!	STO 62	!
!	0.014	!	440 x	!	+	!	RCL 24	!
!	Y <sup>X</sup>	!	x	!	GTO I4	!	STO46	!
!	GTO II	!	x	!	LBL I6	!	XEQ 05	!
!	LBL I9	!	STO / 50	!	480 0.0I	!	STO 42	!
!	RCL 20	!	0.2I5	!	x	!	RCL 62	!
!	STO 50	!	RCL 04	!	CHS	!	x	!
!	RCL 07	!	x	!	I.05	!	520 RCL 27	!
!	4IO X = 0 ?	!	2.I	!	+	!	/	!
!	GTO I2	!	x	!	GTO I4	!	STO 64	!
!	I20	!	RCL 03	!	LBL I7	!	RCL 40	!
!	/	!	450 x	!	0.0I9	!	x	!
!	RCL I6	!	STO x 50	!	x	!	STO 45	!
!	x	!	5	!	CHS	!	RCL 60	!
!	CHS	!	RCL 03	!	490 I.095	!	RCL 64	!
!	I	!	X > Y ?	!	+	!	x	!
!	+	!	GTO IND 22	!	GTO I4	!	STO 65	!
!	I	!	I	!	LBL I3	!	530 RCL 43	!
!	420 RCL I6	!	LBL I4	!	3 E6	!	RCL 20	!
!	0.25	!	STO 38	!	RCL 46	!	/	!
!	x	!	XEQ I3	!	X < Y ?	!	STO 63	!
!	-	!	460 STO 28	!	GTO I8	!	RCL 24	!
!	X ≤ Y ?	!	x	!	/	!	STO 46	!
!	X ≤ Y	!	STO x 50	!	0.0I5	!	XEQ I3	!
!	STO 37	!	RCL 50	!	500 Y <sup>X</sup>	!	STO 44	!
!	STO / 50	!	STO 70	!	LBL 20	!	RCL 63	!
!	LBL I2	!	RCL 08	!	RTN	!	x	!

1540	RCL 28	!	RCL 50	!	RCL 66	!	STO 75	!
!	/	!	x	!	RCL 70	!	550 RTN	!
!	STO 66	!	STO 55	!	x	!	END	!
!		!		!		!		!

REMARQUES concernant l'utilisation du programme :

- Le programme utiliser est valable aussi bien pour les dentures normales exterieures qu'interieures .

Pour la denture interieure il faudra introduire le nombre de dents  $Z_2$  de la roue avec un signe negatif ( il faut stocker dans le registre-memoire 02 le nombre  $-Z_2$  ) .

- Pour l'introduction des données necessaires au calcul on utilise un sous-programme intitulé "ENTER" où la machine demande les données à l'utilisateur .

- Pour apporter une modification à un parametre donné il faut le faire sur le registre-memoire adequat . On trouvera une liste de ces registres dans l'annexe .

#### VII.6 Calcul des dentures de notre reducteur

Nous faisons le calcul de resistance pour la phase de levage ( seul le moteur de levage est mis en marche .) .

#### VII.6.1 I Calcul des dentures des trains d'engrenages simples :

D'après les considerations faites au chapitre III :

- Les couples d'engrenages 1-2 et 3-4 ont à transmettre une puissance de 100 Kw .

- Les couples d'engrenages 5-6 et 7-8 ont à transmettre 66 Kw .

Les données de calcul ainsi que les resultats figurent à la page suivante.

Pignon - Roue	I - 2	3- 4	5 - 6	7 - 8
Z pignon	28	19	17	21
Z roue	123	103	90	97
m <sub>n</sub>	7	10	5	7
a	600	650	300	450
b	120	160	75	130
n <sub>I</sub>	980	194,17	980	196
i	4,3924	5,4211	5,2941	4,6190
$\beta$	28,2569	20,2052	26,9166	23,3967
d pignon	222,517	202,459	95,327	160,169
d roue	977,483	1097,541	504,673	739,831
d <sub>a</sub> pignon	236,517	222,459	105,327	174,169
d <sub>a</sub> roue	991,483	1117,541	514,673	753,831
$\sqrt{H}$ lim I	45	85	80	90
$\sqrt{H}$ lim 2	45	85	80	85
$\sqrt{F}$ lim I	15	32,5	30	35
$\sqrt{F}$ lim 2	15	32,5	30	32,5
Z <sub>E</sub>	61	61	61	61
Materiau	16	16	16	16
HB roue	140	330	290	330
ISO	8	7	6	6
K <sub>B</sub>	1,65	1,65	1,65	1,65
P <sub>I</sub> P.Sup	138	102	69	76
P <sub>2</sub> P.Sup	143	106	72	70
P <sub>I</sub> Rup	619	335	262	248
P <sub>2</sub> Rup	633	343	270	236

### VII.6.2 Calcul des dentures du train epicycloïdal :

Pour le train epicycloïdal il est plus simple de calculer la force tangentielle à transmettre afin de :

- verifier la couronne (materiau étant choisi lors du calcul de la roue 2).
- determiner la denture des satellites et du solaire .

La force tangentielle à transmettre est de 552 daN entre les differents organes du train .

La vitesse relative est de 1,174 m/s . (voir chapitre VI)

De même les resultats sont présentés dans un tableau ( à la page suivante ) .

### VII.6.3 Materiaux utilisés pour la realisation des roues dentées:

Pour la fabrication il importe de connaitre la nuance des aciers à utiliser pour la realisation des differentes roues dentées .

roue dentée	nuance	traitement thermique	$\sigma_H$ lim	$\sigma_F$ lim
I	XC 48	trempe et revenu	45	15
2 ou B	XC 48	"	45	15
3	35NCD6	"	85	32,5
4	35NCD6	"	85	32,5
5	42CD4	"	80	30
6	42CD4	"	80	30
7	30CDN8	"	90	35
8	35NCD6	"	85	32,5
A	35CD4	"	65	27
a	XC 55	"	60	25

Les  $\sigma$  sont exprimées en daN / mm<sup>2</sup> .

Pour le calcul les éléments du train sont pris deux par deux .

données \ couples	A , a	a , B
Z <sub>I</sub>	21	60
Z <sub>2</sub>	60	- 141
a	222,75	222,75
n <sub>n</sub>	5,5	5,5
b	100	100
n <sub>I</sub>	194,13	67,94
d <sub>I</sub>	115,50	330,00
d <sub>2</sub>	330,00	775,50
d <sub>1a</sub>	126,50	341,00
d <sub>2a</sub>	341,00	(°) 765,05
β	0	0
(√) H <sub>lim</sub> I	65	60
(√) H <sub>lim</sub> 2	60	45
(√) F <sub>lim</sub> I	27	17,5
(√) F <sub>lim</sub> 2	25	15
HB roue	200	140
Materiau	16	16
qualité ISO	8	8
Z <sub>E</sub>	61	61
K <sub>B</sub>	1,65	1,65
Heures	75 000	25 000
q	1/3	3
F <sub>tI</sub> P. Sup.	600	4 180
F <sub>t2</sub> P. Sup.	557	2 339
F <sub>tI</sub> Rup	3 371	2 446
F <sub>t2</sub> Rup	3 481	2 090

(°) Cette valeur est due au rognage de la saillie des dents de la couronne pour éviter l'interférence entre le sommet des dents de la roue et la surface de raccordement des dents du pignon .



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

L'étude que nous venons de réaliser nous a permis d'approfondir nos connaissances sur un type d'appareils de levage particulier qui est le treuil à benne preneuse .

Le temps imparti à l'accomplissement de cette étude étant court ne nous a pas permis de traiter le sujet à fond néanmoins nous pensons que la partie saillante du problème a été traitée .

Nous avons utilisé au cours de cette étude un programme de calcul sur "calcullette" évoluée qui se veut être un moyen pour approcher et se familiariser à l'informatique dont l'utilisation tend à se généraliser à tous les domaines même à la vie courante .

La programmation du calcul de dentures proposée dans cette étude n'est point exhaustive , il serait intéressant de développer d'autres problèmes relatifs aux engrenages ( correction de denture, amélioration du programme même, ... ) et à la mécanique en général ( résistance des matériaux, calcul des roulements, ... ).

A N N E X E S

- I . Tableau du facteur  $K_A$
- II . Liste des registres - memoire
- III . Valeurs des facteurs de resistance lors du calcul des dentures des trains simples .

Tableau I :

Facteur d'application  $K_A$  pour engrenage reducteur

Les valeurs de ce tableau, correspondant à celles données pour le facteur de surcharge de la norme AGMA 215-01 de septembre 1966, ne sont valables que pour les engrenages fonctionnant en dehors des zones de résonance.

Caractéristiques de la machine menante	Caractéristiques de la machine menée		
	Uniforme	Chocs modérés	Chocs importants
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Chocs légers	1,25	1,50	2 ou plus
Chocs moyens	1,50	1,75	2,25 ou plus

Tableau tiré de / I / .

II. Liste des registres-memoire :

01	$Z_I$	22	Materiau	42	$Z_{N2}^2$
02	$Z_2$	23	$N_I$	43	$(\sqrt{\text{Flin } 2}$
03	$m_m$	24	$N_2$	44	$Y_{NT2}$
04	$b$	25	$Z_V^2$	45	$P_2$ P.Sup
05	$n_I$	26	$Z_R$	47	$q$
06	$a$	27	$Z_{NI}^2$	50	$P_I$ Rup
07	$\beta$	28	$Y_{NTI}$	55	$P_2$ Rup
08	$d_I$	29	$Z_W$	60	$F_{tI}$ P.Sup
09	$(\sqrt{\text{Hlin } I}$	30	$K_V$	65	$F_{t2}$ P.Sup
10	$Z_E$	31	$Z_\epsilon^2$	70	$F_{tI}$ Rup
11	ISO	32	$K_{H\alpha}$	75	$F_{t2}$ Rup
12	$K_B$	33	$K_{H\beta}$		
14	$i$	34	$Z_H^2$		
15	$\epsilon_\alpha$	35	$Z_\beta^2$		
16	$\epsilon_\beta$	36	$HB_{roue}$		
17	$\alpha_t$	37	$Y_\beta$		
18	$\beta_b$	38	$Y_{\delta \text{rel.}} Y_{R \text{rel.}} Y_X$		
19	$v$	39	$Y_\epsilon$		
20	$(\sqrt{\text{Flin } I}$	40	$P_I$ P.Sup		
21	Heures	41	$(\sqrt{\text{Hlin } 2}$		

Les registres 13 , 46 , 62 , 64 , 66 sont utilisés pour les calculs internes de la calculatrice .

III . Valeur des differents facteurs de resistance  
 ( lors des calculs de dentures des trains simple ) .

Couple Facteurs	I ; 2	3 ; 4	5 ; 6	7 ; 8
$\epsilon_{\alpha}$	1,454	1,552	1,426	1,511
$\epsilon_{\beta}$	2,5830	1,7590	2,1614	2,3474
$\alpha_t$	22,4510	21,1981	22,2048	21,5322
$\beta_D$	26,4154	18,9386	25,1755	21,9098
$v$	11,42	2,06	4,89	1,64
$Y_{\beta}$	0,3917	0,7038	0,5152	0,5423
$Z_V^2$	1,0162	0,8541	0,9287	0,8519
$Z_R$	0,85	0,90	0,95	0,95
$Z_{NI}^2$	0,9375	0,9747	0,9375	0,9745
$Y_{NT I}$	0,9113	0,9337	0,9113	0,9335
$Z_W$	1,1941	1,0824	1,1059	1,0824
$K_V$	1,1950	1,0192	1,0308	1,0128
$Z_{\epsilon}^2$	0,6877	0,6444	0,7010	0,6620
$K_{H\alpha}$	1,2	1,1	1,0	1,0
$K_{H\beta}$	1,3203	1,3414	1,2684	1,2878
$Z_H^2$	5,0749	5,6113	5,1731	5,4148
$Z_{\beta}^2$	0,8808	0,9385	0,8917	0,9178
$Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_X$	0,98	0,95	1,00	0,98
$Y_{\epsilon}$	0,7658	0,7333	0,7758	0,7465
$Z_{N2}^2$	0,9714	1,0087	0,9758	1,0063
$Y_{NT2}$	0,9317	0,9576	0,9343	0,9552

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

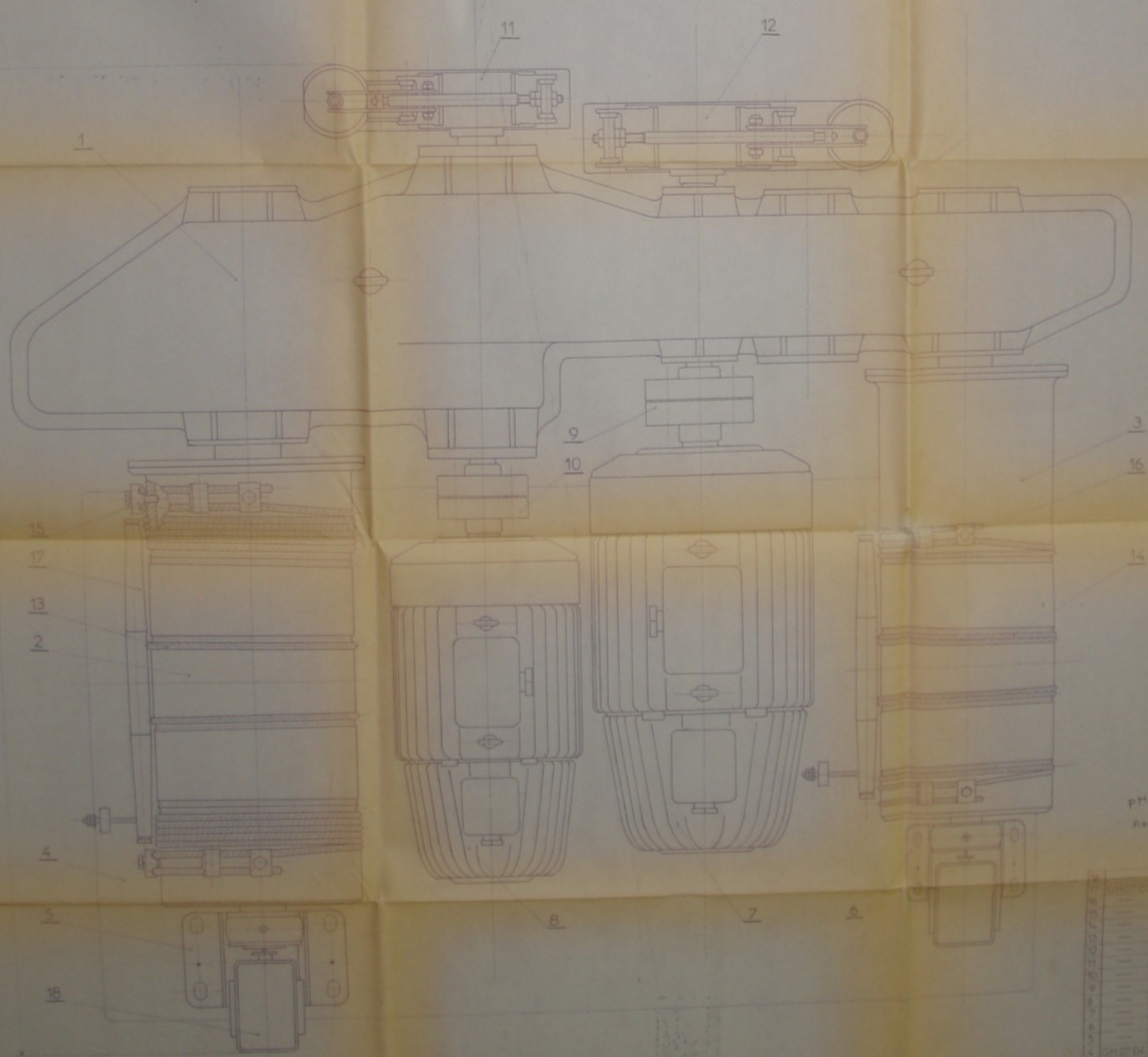
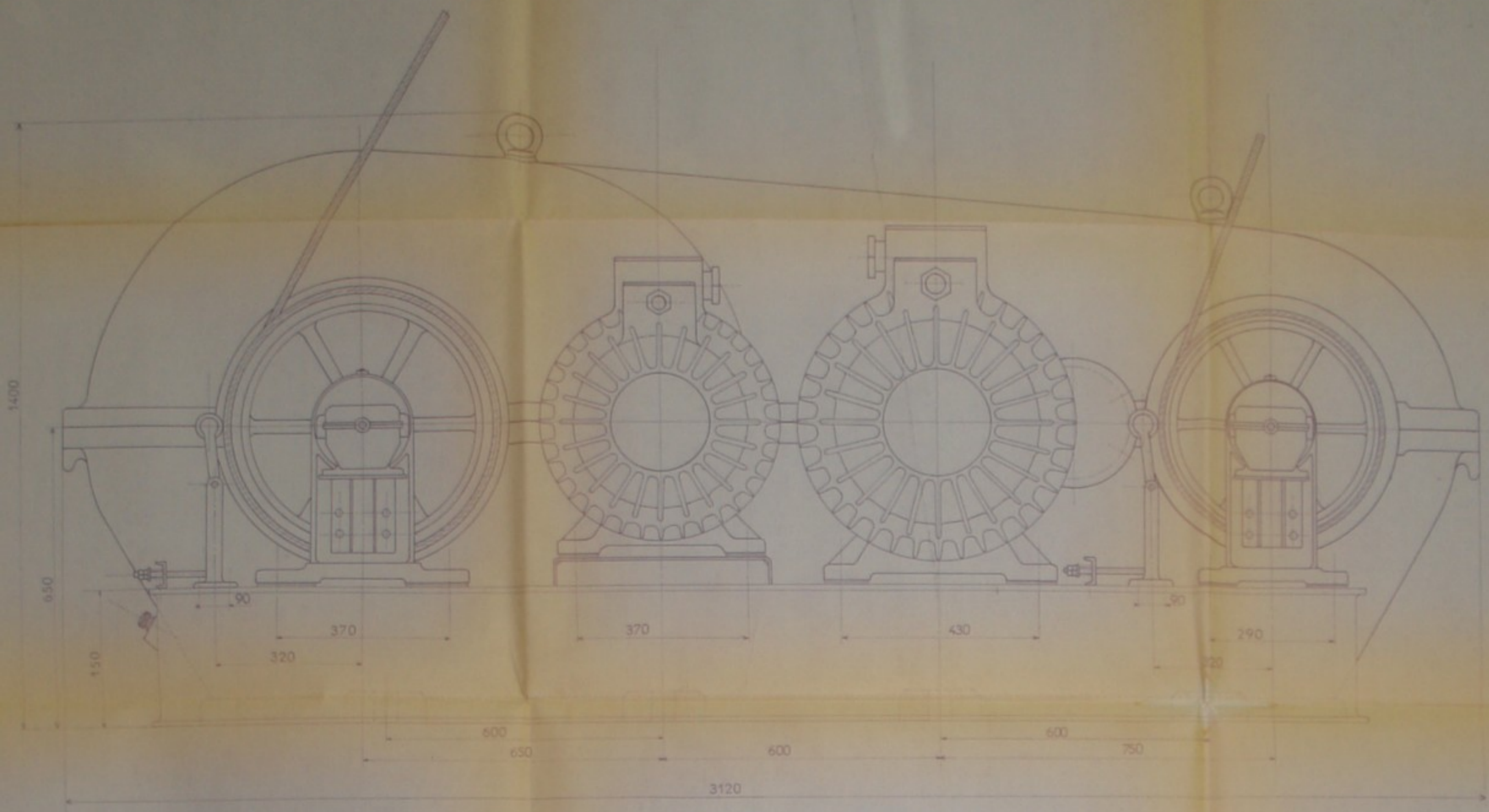
- I. Traité théorique et pratique des engrenages tome I  
G.Henriot DUNOD 1979
- II. Calculez vos engrenages M.Barreau TEC & DOC 1982
- III. Les appareils de levage 3 tomes H.Ernest
- IV. Regle pour le calcul des appareils de levage FEM section I 1970
- V. Elements de construction à l'usage de l'ingenieur tome 8 :  
Appareils de levage G.Lemasson DUNOD 1964
- VI. Manuel de l'ingenieur tome II Hütte
- VII. Dzwignice (appareils de levage) A.Piatlewicz & R.Sobolski  
W.N.T Warsawa 1970
- VIII. Gundagen der Fördertechnik F.Kurth VERLAG. TECHNIK Berlin 1971
- IX. Pomoc naukowe tome III & IV POLITECHNIKA WARSAWSKA
- X. Théorie des mecanismes et des machines I.Artobolevski MIR 1977
- XI. Eléments de machines V.Dobrovolski MIR.MOUSCOU 1974
- XII. Guide du dessinateur industriel A.Chevalier HACHETTE 1979
- XIII. Construction mecanique , elements de projets 2 tomes  
L.Geminard & F.Gros La Faige DUNOD 1966

\*\*\*\*\*





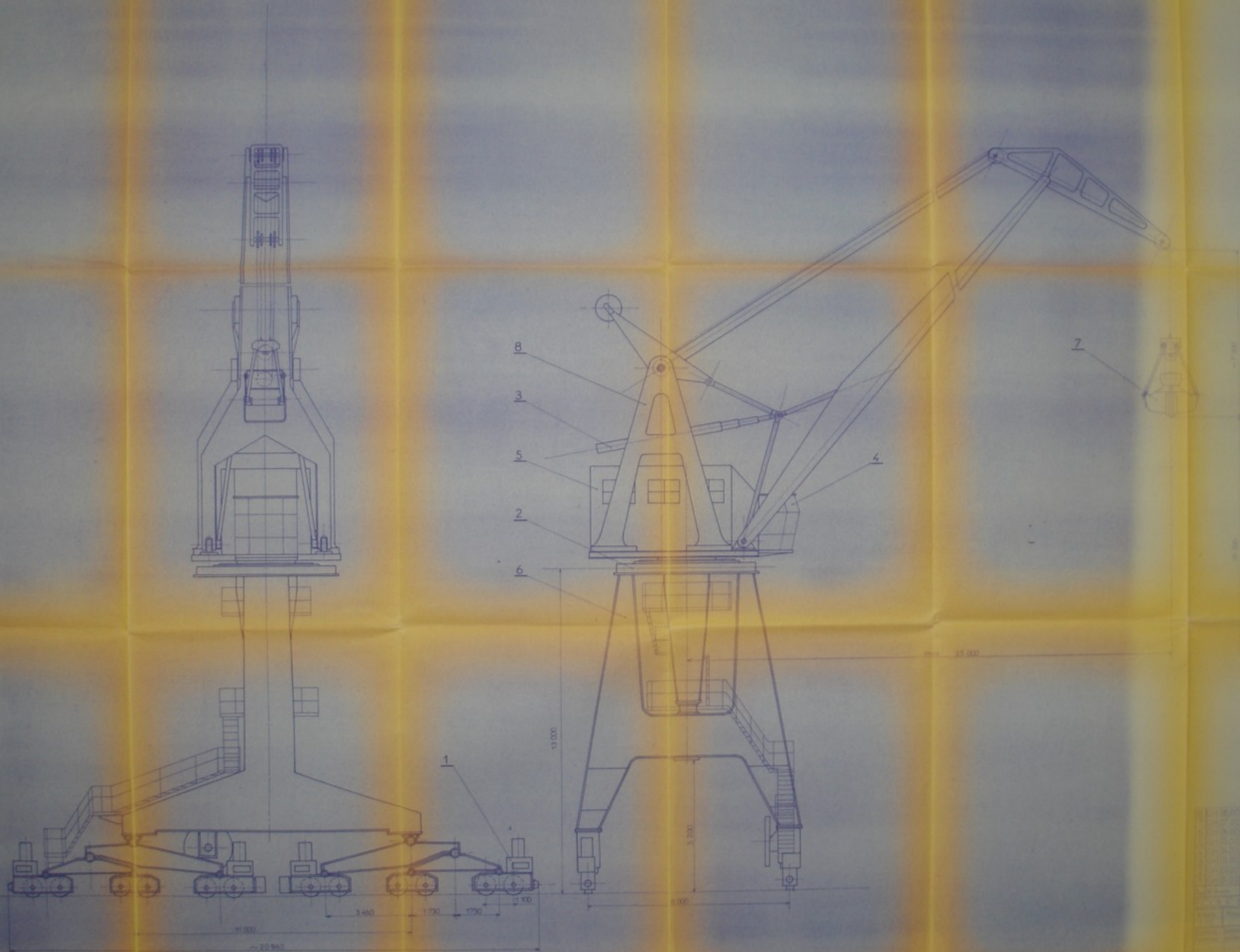




projet 13  
Année 2-

مكتبة  
BIBLIOTHÈQUE  
UNIVERSITAIRE

1	...	...	...
2	...	...	...
3	...	...	...
4	...	...	...
5	...	...	...
6	...	...	...
7	...	...	...
8	...	...	...
9	...	...	...
10	...	...	...
11	...	...	...
12	...	...	...
13	...	...	...
14	...	...	...
15	...	...	...
16	...	...	...
17	...	...	...
18	...	...	...



17/02/83  
 Anexo 3.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO  
 INSTITUTO DE CIÊNCIAS EXATAS  
 DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS

Item	Descrição	Quantidade	Valor Unitário	Valor Total
01	...			
02	...			
03	...			
04	...			
05	...			
06	...			
07	...			
08	...			
09	...			
10	...			
11	...			
12	...			
13	...			
14	...			
15	...			
16	...			
17	...			
18	...			
19	...			
20	...			
21	...			
22	...			
23	...			
24	...			
25	...			
26	...			
27	...			
28	...			
29	...			
30	...			
31	...			
32	...			
33	...			
34	...			
35	...			
36	...			
37	...			
38	...			
39	...			
40	...			
41	...			
42	...			
43	...			
44	...			
45	...			
46	...			
47	...			
48	...			
49	...			
50	...			
51	...			
52	...			
53	...			
54	...			
55	...			
56	...			
57	...			
58	...			
59	...			
60	...			
61	...			
62	...			
63	...			
64	...			
65	...			
66	...			
67	...			
68	...			
69	...			
70	...			
71	...			
72	...			
73	...			
74	...			
75	...			
76	...			
77	...			
78	...			
79	...			
80	...			
81	...			
82	...			
83	...			
84	...			
85	...			
86	...			
87	...			
88	...			
89	...			
90	...			
91	...			
92	...			
93	...			
94	...			
95	...			
96	...			
97	...			
98	...			
99	...			
100	...			

ENIPII  
 01/00/80

