

32/83

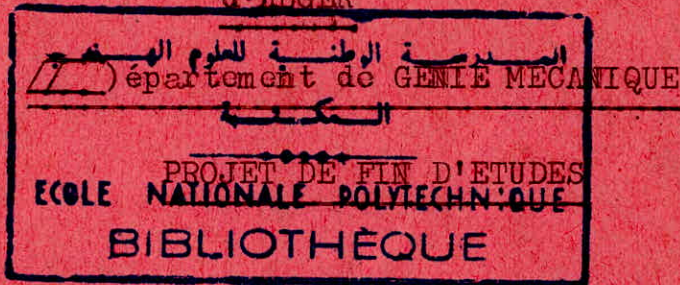
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U . S . T . H . B

Université des sciences et de la technologie

d'ALGER



VARIATEUR AUTOMATIQUE DE VITESSE

1 PLANCHE

Proposé par :

Mr. BELHADEF

Etudié par :

M. LATRECHE

PROMOTION JUIN 1983

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

/)/) MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U . S . T . H . B

//)iversité des sciences et de la technologie
d'ALGER

//)épartement de GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

VARIATEUR AUTOMATIQUE DE VITESSE

Proposé par :

Mr. BELHADEF

Etudié par :

M. LATRECHE

PROMOTION JUIN 1983
=====

DEDICACES

je dedie cette étude :

- à mes parents , les deux êtres qui m'ont offert le don le plus précieux , celui de la foi , et si j'écris aujourd'hui cette thèse c'est grâce à eux .
- à mes frères et soeurs
- à ma grande famille de la mosquée de Djenane mabrouk , et CUBA .
- à tous mes amis de promotion .

REMERCIEMENTS

En accomplissant ce modeste travail, je tiens à remercier tous les professeurs qui ont contribué à ma formation.

Je remercie, en particulier monsieur I. BELHADEF pour les conseils qui m'ont été d'une grande utilité.

Mes remerciements vont également à mon ami BELKABLA Kamel pour l'aide qu'il m'a donnée pour l'impression de ce projet.

M. Latreche.

TABLE DES MATIÈRES.

Chapitre I :

- I.1 Généralité _____
- I.2 variateur de vitesse. _____
 - I.2.1 Généralité _____
 - I.2.2 Facteur intervenant dans le choix d'un type de variateur de vitesse. _____
- I.3 Classification des variateurs de vitesse. _____
 - I.3.1 variateurs hydrauliques. _____
 - I.3.2 variateurs électriques et électroniques. _____
 - I.3.3 variateurs mécaniques. _____
 - I.3.3.1 classification _____
 - I.3.3.2 variateurs à transmission par friction avec ou sans éléments intermédiaires. _____
 - I.3.3.3 variateurs à transmission à impulsion. _____

Chapitre II : Description du variateur de vitesse. _____

Chapitre III : Calcul de la transmission par courroie. _____

- III.1 Dimensionnement des courroies et des flasques. _____
 - III.1.1 choix du type de la courroie. _____
 - III.1.2 dimensionnement de la courroie. _____
 - III.1.3 dimensionnement des poulies extensibles. _____
 - III.1.4 phénomène de glissement. _____
 - III.1.5 extraques et longueur des courroies. _____
 - III.1.6 arcs embrassés. _____
 - III.1.7 vitesses périphériques. _____
- III.2 calcul dynamique des courroies. _____
 - III.2.1 capacité de traction. _____
 - III.2.2 contraintes dans la courroie. _____
 - III.2.3 efforts agissants sur la courroie. _____
 - III.2.3.1 efforts périphériques. _____
 - III.2.3.2 calcul des tensions des courroies. _____
- III.4 calcul des arbres. _____
 - III.4.1 arbre d'entrée. _____
 - III.4.1.1 action des flasques sur l'arbre. _____
 - III.4.1.2 réactions aux paliers. _____
 - III.4.1.3 calcul des moments fléchissants. _____
 - III.4.2 arbre intermédiaire. _____
- III.5 calcul des roulements des arbres. _____
 - III.5.1 roulement de l'arbre d'entrée. _____
 - III.5.2 roulement de l'arbre intermédiaire. _____
 - III.5.3 roulement de l'arbre de sortie. _____

Chapitre IV Calcul du mécanisme de réglage de la _____
vitesse de sortie

- VI.1 Description. _____
- VI.2 calcul de la Puissance du servo-moteur. _____
- IV.2.1 calcul du nombre de tour de la vis de réglage. _____
- IV.2.2 calcul du rendement de la vis de réglage. _____
- IV.2.3 charge axiale sur la vis de réglage. _____
- IV.2.4 calcul du rendement du réducteur roue-vis sans fin _____
- IV.2.5 calcul de la vitesse linéaire des écrous. _____
- IV.2.6 calcul de la puissance utile au déplacement des écrous. _____
- IV.3 calcul du réducteur roue-vis sans fin. _____
- IV.3.1 calcul des dimensions _____
- IV.3.2 calcul dynamique. _____
- IV.3.3 calcul de roulements sur les paliers de l'arbre de la vis. _____
- IV.3.4 Justification du module $m_x = 1,5$ _____
- IV.3.5 vérification du palier lisse de la vis de réglage (8). _____
- IV.3.6 vérification de la vis (8) à p pression superficielle _____
sur les filets.
- IV.3.7 vérification du boulon (9) du point fixe d'articulation. _____

PRESENTATION DU SUJET

Mon travail consiste à étudier un variateur de vitesse dont les données de base sont les suivantes :

1. Puissance $P = 3 \text{ Kw}$.
2. Marge de réglage $D = 4$
3. La vitesse minimale de l'arbre récepteur $\omega = 1170 \text{ rad/s}$
4. Le variateur est composé de 2 étages, avec un rapport de transmission continuellement variable.
5. La commande est assurée par un servo-moteur.

CHAPITRE I :

I.1 GENERALITE

Les organes de transmission du mouvement circulaire les plus répandus sont :

- Les reducteurs
- Les boîtes de vitesse
- Les variateurs de vitesse.

* Les reducteurs de vitesse permettent d'obtenir une vitesse de rotation (N_e) constante, à partir d'une vitesse d'entrée (N_e) également constante.

* Les boîtes de vitesse permettent d'obtenir une série de vitesses prédéterminées ($N_{s1}, N_{s2}, N_{s3}, \dots$) constantes à partir d'une vitesse d'entrée N_e .

* Les variateurs de vitesse permettent de transformer une vitesse de rotation (N_e) constante, en une vitesse de rotation pouvant varier d'une façon continue nécessaire dans certaines industries qui exigent des réglages fréquents et précis de la vitesse de rotation.

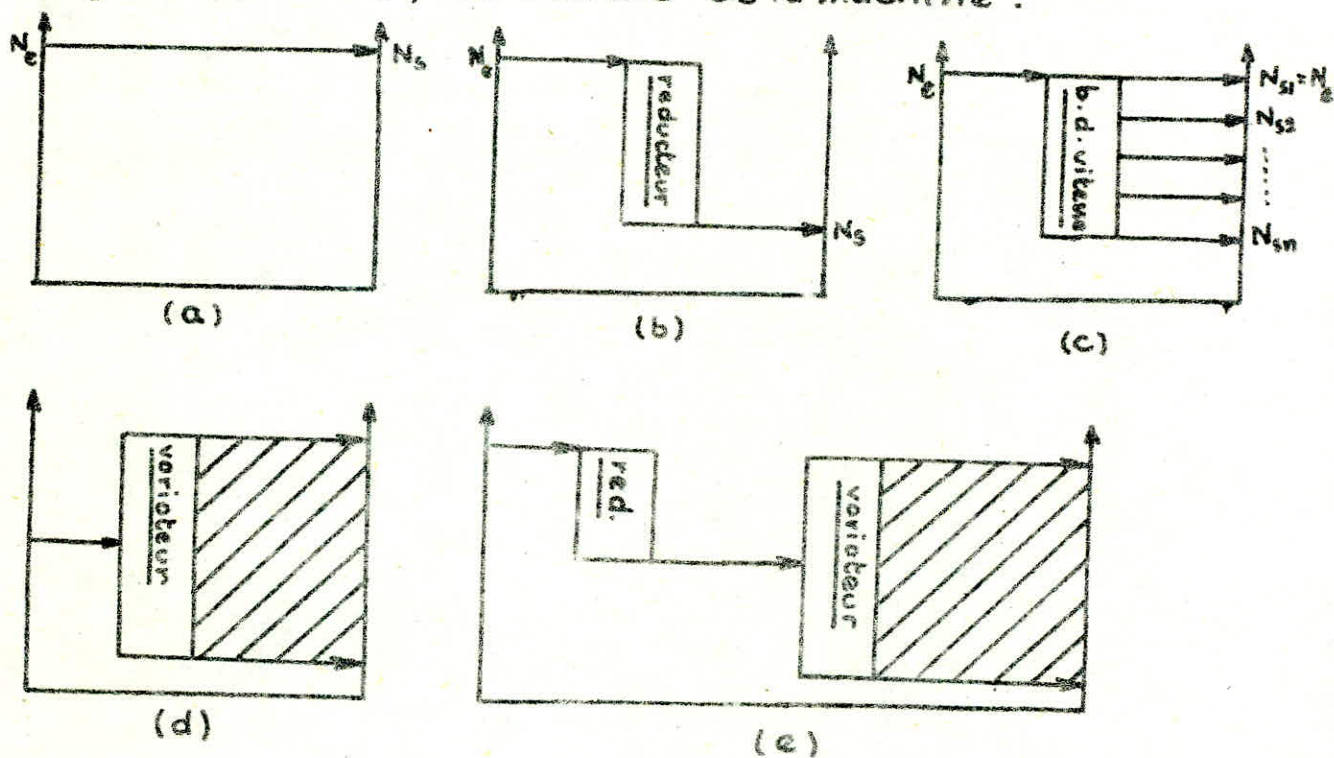
Ils sont employés en particulier dans la commande des machines outils.

Ils transforment la vitesse d'entrée, à une vitesse convenable au régime du travail de la machine outil, qui dépend de nombreux facteurs :

- L'utilisation d'une vitesse de coupe correspondante aux exigences techniques qui different souvent de celles des moteurs normalisés.

- La modification de cette vitesse, qui peut être imposée par la variation d'un facteur extérieur (la nature du matériau, le diamètre de la pièce dans le cas des tours.)

Les variateurs ont bien cette avantage, car ils permettent le changement de la vitesse de rotation d'une façon continue, en marche de la machine.



Ces différentes figures représentent les différents cas de transformation de vitesse.

- (a) : Accouplement direct qui donne $N_e = N_s$.
- (b) : Reducteur de vitesse $N_e > N_s$.
- (c) : Boite de vitesse : donne une gamme de vitesse.
- (d) : Variateur de vitesse donne une étendue de vitesses comprises entre deux extremums.
- (e) : Reducteur-variateur : donne une étendue de vitesse.

I. 2 VARIATEURS DE VITESSE :

I. 2.1 Généralité :

Les variateurs de vitesse sont des mecanismes qui convertissent une vitesse primaire constante en une vitesse continue variable sur une étendue donnée.

Le rapport entre la vitesse de sortie maximum et la vitesse de sortie minimum $R = \frac{\omega_{smax}}{\omega_{smin}}$ dite marge de réglage ou étendue : généralement est limité par la valeur minimale de l'arc embrassé dans le cas des variateurs à courroie ou à chaîne (quand les flasques sont dans les positions extrêmes.

Ces valeurs extrêmes de la vitesse de rotation et la plage sur laquelle varie de rapport de transmission, sont les caractéristiques de l'appareil.

Pour chaque genre de travail, il existe une vitesse optimum, qui est la vitesse la plus élevée permise simultanément par la construction de la machine, la nature

des outils, le matériau mis en œuvre et la finition désirée.

Un point important dans le fonctionnement de certaines machines à grande inertie est la question de démarrage.

Le variateur de vitesse permet d'amener progressivement et de façon continue la vitesse de la machine à sa vitesse idéale d'utilisation indépendamment des qualités que doit présenter tout organe de transmission.

Le variateur de vitesse doit répondre aux exigences particulières suivantes:

- Etendue de vitesse large.
- Simplicité de la commande
- Rapidité de la variation.
- Stabilité de la vitesse en fonction de la charge.

I. 2. 2 FACTEURS INTERVENANTS DANS LE CHOIX D'UN TYPE DE VARIATEUR.

a/ Etendue de vitesse sur laquelle doit porter la variation. en effet, il est recommandé de choisir le modèle qui fournit l'étendue minimale compatible avec les exigences du travail de la machine car la dépense à l'achat comme à l'entretien sera d'autant plus élevée que l'étendue de vitesses est plus grande.

b/ La capacité de la transmission de la puissance et du couple.

On envisage trois cas :

— —

a/ Couple constant sur l'arbre de sortie du variateur sur toute l'étendue de réglage, c'est le cas de l'avance sur machine outil, compresseur volumétrique.

b/ Puissance constante sur toute l'étendue de l'échelle de vitesse, cas d'une broche M.O.

c/ Couple variant suivant une fonction exponentielle de la vitesse, cas d'un ventilateur.

C. L'INERTIE DES MASSES EN MOUVEMENT.

D. LES CONDITIONS DE SERVICE.

Elles sont caractérisées par la continuité ou l'intermittance de fonctionnement, la fréquence des démarrages et des arrêts, la fréquence de l'ampleur des variations de charge, des chocs et des surcharges, L'inversion du sens de marche.

E. LA METHODE DE REGLAGE DE LA VITESSE

La commande peut-être manuelle, semi-automatique ou automatique.

F. FACTEURS AMBIANTS

La poussière, fumée, l'humidité, l'atmosphère corrosive, température, les vibrations et chocs, les qualités de silence du variateur désiré.

G. LES CARACTERISTIQUES INHERENTS A LA CONSTRUCTION ET AU FONCTIONNEMENT DES VARIATEURS.

Le rendement, L'encombrement, le poids, la durée de service, la situation du variateur, précision du réglage de la vitesse, variation de la vitesse en fonction de la charge.

I.3 CLASSIFICATION DES VARIATEURS DE VITESSE

On distingue les 3 types suivantes :

- variateurs hydrauliques
- variateurs électriques et électroniques.
- variateurs mécaniques.

I.3.1 VARIATEURS HYDRAULIQUES.

ils sont composés d'un moteur hydraulique et d'une pompe hydraulique à débit variable. Le fonctionnement peut-être :

- à couple constant par variation du débit de la pompe
- à puissance constante par variation de la position du rotor du moteur hydraulique par rapport à celle du stator.
- mixte : par combinaison des deux effets.

* AVANTAGES ET INCONVENIENTS :

- permettent une grande souplesse de réglage, les organes de commande sont relativement peu encombrants et peuvent être rendus extrêmement légers.

- Coût d'achat et d'implantation élevé, les fuites sont possibles, et le rendement du système est moyen

I. 3.2 VARIATEURS ÉLECTRIQUES ET ÉLECTRONIQUES

Ils peuvent être classés en fonction du type de moteur qu'ils mettent en œuvre.

- variateurs utilisant des moteurs asynchrones à rotor en court-circuit : variation de polarité, de fréquence ou modification des conditions d'alimentation statorique.
- variateurs utilisant des moteurs asynchrones à rotor bobiné : variation de vitesse rotorique ou récupération de l'énergie rotorique.
- variateurs utilisant des moteurs à courant continu : Alimentation par convertisseur tournant (ward-Leónard) ou Alimentation par convertisseur statique.

* AVANTAGES :

Ils offrent de multiples possibilités, ils ont une grande souplesse d'emploi. La gamme de variation peut être importante.

* INCONVENIENTS :

Coût d'achat et d'implantation élevé. ils ont un rendement faible pour les petites puissances, ils conviennent

— —

bien pour des puissances élevées où le rendement est très bon, ils existent des modèles pour toutes les puissances.

I. 3. 5 VARIATEURS MECANIQUES.

I. 3. 5. 1 CLASSIFICATION

On distingue les types suivants

- variateurs à poulies extensibles utilisant des liaisons flexibles.
 - * courroies trapézoïdales " standards " ou " larges "
 - * courroies composites.
 - * courroies métalliques articulées (chaînes)
- variateurs de vitesse « Metal sur Metal » .
- variateurs à transmissions à impulsions.

A/ VARIATEURS A TRANSMISSION ~~PAR~~ LIENS FLEXIBLES.

Le réglage de la vitesse est obtenu en faisant varier le rapport des diamètres des poulies rendues solitaires, par exemple par courroie trapézoïdale.

Les très nombreuses variantes peuvent entrer dans trois groupes.

- Les transmissions à une poulie ajustable entraînant une poulie fixe. (les vari-phi)
- Les transmissions à un arbre de renvoi.
- Les transmissions où les 2 poulies sont à pas variable .

I.3.3.2 VARIATEURS A TRANSMISSION PAR FRICTION AVEC OU SANS ELEMENTS INTERMEDIAIRES.

La transmission se fait d'un organe métallique à un autre organe métallique par frottement engendré sur une ligne ou un point de contact. La variation de vitesse est obtenue en modifiant la position ou la ligne de contact par rapport au centre de rotation des organes moteurs et récepteurs. On peut distinguer les variateurs à transmission à friction avec un seul organe métallique et les variateurs à transmission à friction tout métal.

I.3.5.3 VARIATEURS À TRANSMISSION A IMPULSION.

La puissance est transmise uniquement par action directe. L'organe essentiel de ces variateurs est un mécanisme à course variable qui agit sur ^{des} embrayages à sens unique. Ces variateurs permettent de fournir des rapports élevés.

* AVANTAGES DES VARIATEURS MECANIQUES

Ils sont d'un coût d'achat et d'implantation réduits, ils permettent surtout des transmissions à couple constant.

Les variateurs de vitesse mécaniques donnent des puissances qui varient de quelques watts jusqu'à 250 Kw avec un rendement maximum de 0,92.

CHAPITRE II

DESCRIPTION DU VARIATEUR.

Le variateur de vitesse est composé de trois groupes principaux :

- le moteur
- La transmission par courroie
- Le mécanisme de réglage de la vitesse de sortie.

Le choix du moteur de puissance $P = 3 \text{ Kw}$ à $N = 950 \text{ tr/min}$ est imposé par le sujet. L'utilisation d'un moteur séparé au départ du variateur proprement dit, est conditionnée par :

- * Diminution de l'encombrement.
- * L'allègement de notre construction.

L'accouplement entre moteur et l'arbre d'entrée du variateur est assuré par l'intermédiaire d'une transmission auxiliaire par courroie également, dont la réduction est de $1/2$. Cette réduction est imposée par la limitation des vitesses de rotation des moteurs de 3 Kw à 950 tr/min qu'on possède sur les catalogues.

Nous avons choisi une transmission par courroie du fait que cette liaison par adhérence présente sur la liaison par obstacle (chaîne) les avantages suivants :

- Le critère prépondérant, de ce choix, c'est la disponibilité des courroies sur le marché intérieur plus que les chaînes spéciales utilisées pour les variateurs, vu que

ce variateur va être réalisé .

- Notre variateur est destiné à transmettre le mouvement plus que les efforts ou la puissance. une transmission par courroie accomplit ce travail sans difficulté.
- ne nécessite pas assez d'organes auxiliaires qu'une transmission par chaîne (tq les galets tendeurs,)
- Coût relativement faible par rapport à une transmission par chaîne.
- moins de bruit.
- Usinage facile des flasques, en effet les flasques d'une transmission à chaîne, à rainures radiales, sont très compliqués.

Principe de fonctionnement :

Les poulies extensibles des deux étages sont composées chacune, de deux flasques, dont l'écartement ou le rapprochement, fait varier les diamètres d'enroulement de la courroie, et par suite la vitesse linéaire de cette courroie.

La commande simultanée des deux poulies (pour chaque étage) est assurée par un dispositif à vis et leviers.

Le dessin (VVO30100) montre la disposition de la commande dans le variateur de vitesse.

. L'arbre d'entrée (1), dit arbre moteur, claveté, entraîne en rotation les deux cônes de la poulie (a), guidés par les butées à billes (39).

. Les douilles (34); liées aux leviers (7) par des axes d'articulation supportent l'action des butées.

. Les écrous prismatiques (15) présentent à leurs extrémités des axes d'articulation pour les leviers.

. L'écartement ou le rapprochement des flasques (du 1^{er} étage ou 2^{ème} étage), symétrique par rapport à la médiane aux axes de l'étage considéré, est commandé par la vis (23), filetée au endroit des écrous prismatiques. Les filetages sont opposés deux à deux, de façon que les écrous (15) [pour un étage donné] se déplacent en sens opposé, pour une rotation de la vis (23) dans un sens ou dans un autre. Elle même (vis (23)) est manœuvrée de l'extérieur par un système de réglage qui sera détaillé au chapitre IV. Les cônes des deux étages sont analogues du point de vue matériau, et conicité, et d'alésages différents suivant le diamètre de l'arbre.

. Le lien entre poulies, et courroies est un contact par adhérence (pour les deux étages).

. Les leviers permettent le rapprochement des cônes (flasques) des poulies (a); (c), et simultanément l'écar-

4

— —

- La courroie coulisse le long de la gorge des poulies extensibles. Ainsi on obtient une variation des diamètres actifs sur les deux étages, de manière à avoir un rapport de transmission variable de i_{\max} à i_{\min} ; à la sortie du variateur (voir chap III).

- Le déplacement de l'indicateur de vitesse (17) est limité par deux micro-interrupteurs (18) par lesquels se fait le freinage automatique du servo-moteur (15 sur VV030200) lorsque l'étendue des vitesses tend à être dépassée.

2. Le dessin (VV030200) représente le mécanisme de réglage du rapport de vitesses pour les deux étages.

- La vis sans fin (18) est accouplée au servo-moteur (15) par l'intermédiaire de la bague (13).

- Pour obtenir un rapport de vitesse voulu, la roue tangente (11) actionnée par la vis-sans fin, entraîne en rotation la vis (8) dans un sens ou dans l'autre.

3. Complément :

- Le réglage de ^{la} vitesse de sortie se fait à distance par un opérateur qui reçoit des signaux des paramètres du système commandé. un capteur de vitesse placé sur l'arbre de sortie donnera l'information à un

4 22 sur VV030100.

— —
appareillage électronique qui affichera la vitesse de sortie, L'opérateur effectuera le réglage voulu.

si l'utilisation nécessite un réglage automatique sans intervention d'opérateur. Dans ce cas les signaux sont introduits dans un appareil électronique qui enclenche ou déclenche le servo-moteur provoquant la variation de vitesse dans le sens nécessaire.

CHAPITRE III :

CALCUL DE LA TRANSMISSION PAR COURROIE

III. 1. DIMENSIONNEMENT DES COURROIES ET DES FLASQUES

III. 1.1 CHOIX DU TYPE DE COURROIE :

Ce type de variateur n'utilise que des courroies trapézoïdales large, vu leur adhérence et leur capacité de traction élevées, son épaisseur et son angle permettent le glissement le long de la gorge de la poulie extensible.

La souplesse des courroies trapézoïdales larges permet d'utiliser des diamètres actifs très éloignés (dans notre cas de 90 ± 185 mm) et par conséquent des rapports de vitesses importants (marge de réglage assez large)

La vitesse linéaire de ce type de courroie est suffisamment grande, elle peut atteindre 25 m/s, avec un rendement qui peut atteindre 97% à 99% .

III. 1.2 DIMENSIONNEMENT DE LA COURROIE.

Notre puissance à transmettre est de 3 kW, à une vitesse qui ne dépasse pas 10 m/s (voir calcul). La normalisation GOST recommande pour des puissances comprises entre $(2$ et $4)$ kW, et une vitesse périphérique voisine de 10 m/s des courroies du type "O", "A", "B" (Tab)

Notre choix est porté sur une courroie du type "A" dont les caractéristiques géométriques répond à notre variateur. Le (Tab) donne les caractéristiques de cette courroie.

III.1.3 DIMENSIONNEMENT DES FLASQUESS

Le diamètre recommandé pour la courroie du type "A" choisie est de : $D_{\min} = 90 \text{ mm}$.

Comme nous avons déjà signalé, le variateur est composé de 2 étages, le rapport de transmission par étage est : $i_1 = \frac{i_1^{\max}}{i_1^{\min}}$ avec $i_1^{\max} = \frac{D_{\max}}{D_{\min}}$; $i_1^{\min} = \frac{D_{\min}}{D_{\max}}$.

d'où : $i_1 = \left(\frac{D_{\max}}{D_{\min}} \right)^2$ par étage.

de cette relation on tire la valeur de D_{\max} .

$$D_{\max} = D_{\min} \sqrt{i_1}.$$

Le rapport de transmission total étant de 18. chaque étage un rapport $i_1 = \sqrt{i} = \sqrt{18}$.

finalement on aura : $D_{\max} = D_{\min} \cdot \sqrt[4]{i} = 90 \cdot \sqrt[4]{18} = 185,37 \text{ mm}$

Reste à laisser une marge de sécurité imposée par la construction pour empêcher le dégageement de la courroie sous l'action de la force centrifuge.

III.1.4 PHÉNOMÈNE DE GLISSEMENT :

L'organe de traction d'une transmission par courroie est caractérisé par une flexibilité élastique, ce qui entraîne un glissement inévitable, là où les vitesses des surfaces en contact, de la courroie et la la poulie ne sont pas les mêmes du fait que la courroie attaque la poulie menante avec une vitesse v_1 et la quitte avec une vitesse v_2 . ce glissement résulte de l'élasticité de la courroie.

III. 1.6 ARC EMBRASSE

On fait le calcul de l'arc embrassé par la poulie menante pour les cas extrêmes lorsque les diamètres actifs sont tantôt au maximum, tantôt au minimum. qu'on va s'en servir pendant le calcul des efforts. Ces valeurs caractérisent le cas le plus défavorable.

L'arc embrassé est donné par la relation:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ \text{ en degrés.}$$

D_2 : diamètre de la poulie menée.

D_1 : diamètre de la poulie menante.

1^{er} Cas : DIAMÈTRE DE LA POULIE MENANTE EST MINIMUM :

$$D_1 = D_{\min} = 90 \text{ mm} ; \quad D_2 = D_{\max} = 185,57 \text{ mm.}$$

$$\text{On aura } \alpha = 160^\circ \text{ soit } \alpha = 2,792 \text{ rd.}$$

2^{ème} Cas : DIAMÈTRE DE LA POULIE MENANTE EST MAXIMUM :

$$D_1 = D_{\max} = 185,57 \text{ mm} ; \quad D_2 = D_{\min} = 90 \text{ mm.}$$

$$\text{On obtient : } \alpha = 149,7^\circ \text{ soit } \alpha = 2,615 \text{ rd}$$

III. 1.7 VITESSES PÉRIPHÉRIQUES

Ce calcul est très important; c'est sur sa base qu'on va déterminer les efforts sollicitants les arbres.

a/ VITESSE PÉRIPHÉRIQUE DE LA COURROIE AUXILIAIRE :

Le moteur ayant une vitesse de rotation nominale

$$n_{\text{nom}} = n = 950 \text{ tr/mn. Son arbre étant lié à la poulie}$$

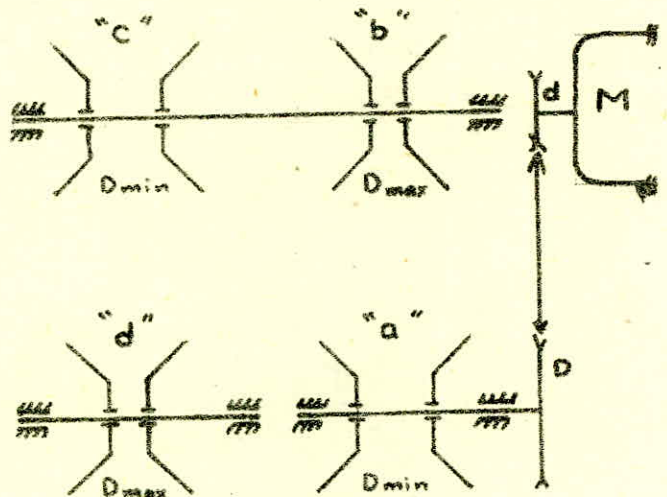
motrice de diamètre $d = 50 \text{ mm}$. La vitesse périphérique sera donc :

$$v = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{d}{2} = \frac{2\pi \cdot 950 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2} = 2,487 \text{ m/s}$$

On va se retrouver avec la même vitesse linéaire sur la poulie receptrice au glissement près.

b/ VITESSES PÉRIPHÉRIQUES SUR LES POULIES DE L'ARBRE INTÉRMÉDIAIRE.

L'arbre intermédiaire est muni de 2 poulies extensibles "b" et "c". Si le diamètre actif de l'une des poulies est max, le second diamètre est min.



On envisage les cas

extrêmes quand la vitesse de sortie est maximum puis min.

*** 1^{er} cas : vitesse de sortie (n_s) est min :

Dans ce cas, la situation est la suivante :

$$D_a = D_c = D_{\min} ; \quad D_b = D_d = D_{\max}$$

$$n_b = \frac{n_a}{\sqrt[4]{18}} \quad \text{avec } n_a = \frac{n_{\text{mot}}}{2} \quad \text{d'où } n_b = \frac{n}{2 \cdot \sqrt[4]{18}} = \frac{950}{2 \cdot \sqrt[4]{18}} = 230,6 \text{ tr/min}$$

b1/ La vitesse périphérique de la poulie "b" sera donc :

$$v_b = \frac{\pi \cdot n_b}{30} \cdot \frac{D_{\max}}{2} = \frac{\pi \cdot 230,6}{30} \cdot \frac{185,57 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,238 \text{ m/s}$$

b2/ et la vitesse périphérique sur la poulie "c" sera :

$$v_c = \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot \frac{D_{\min}}{2} = \frac{\pi \cdot 230,6}{30} \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,086 \text{ m/s}$$

car : $n_b = n_c$

*** 2^{ème} cas : vitesse de sortie est maximale.

Dans ce cas $D_c = D_a = D_{max}$; $D_b = D_d = D_{min}$.

b3/ vitesse peripherique de la poulie "b"

$$n_b = n_a \cdot \sqrt[4]{18} = 475 \cdot \sqrt[4]{18} = 978,39 \text{ tr/min.}$$

$$\text{d'où: } v_b = \frac{\pi \cdot n_b}{30} \cdot \frac{D_{min}}{2} = \frac{\pi \cdot 978,39}{30} \cdot \frac{90 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,61 \text{ m/s.}$$

b4/ vitesse peripherique de la poulie "c":

$$v_c = \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot \frac{D_{max}}{2} = \frac{\pi \cdot 978,39}{30} \cdot \frac{185,37 \cdot 10^{-3}}{2} = 9,496 \text{ m/s}$$

remarque: en aucun cas la vitesse linéaire n'a dépassé 10 m/s. ce qui justifie en plus notre choix de la courroie "A".

III.2 CALCUL DYNAMIQUE DES COURROIES :

III.2.1 CAPACITÉ DE TRACTION

a/ calcul PRÉLIMINAIRE :

Le facteur determinant la capacité de traction d'une transmission par courroie est la tension de depart T_0 , qui est liée à l'effort de traction par la relation :

$$F = 2\varphi T_0 \dots (1) \quad \text{et} \quad \varphi = \frac{k}{2\sigma_0}$$

F: effort de traction.

φ : coefficient de traction. ($\varphi < \varphi_0$)

φ_0 : coefficient de traction, correspondant à la valeur maximale de la charge. $\varphi_0 = 0,7 \div 0,9$.

σ_0 : contrainte produite par la tension de depart.
 $\sigma_0 = 12 \div 18 \text{ kgf/cm}^2$.

k: contrainte due à l'effort peripherique.

On adopte $\varphi = 0,6$ et $\sigma_0 = 17 \text{ kgf/cm}^2$.

On obtient à partir de la relation (2) :

$$k = 2\sigma_0 \cdot \varphi = 2 \cdot 17 \cdot 0,6 = 20,4 \text{ kgf/cm}^2.$$

Etant donné que la courroie choisie a une section normalisée $S = 0,8 \text{ cm}^2$, on peut déterminer la tension de départ :

$$T_0 = \sigma_0 \cdot S = 17 \cdot 0,8 = 13,6 \text{ kgf}.$$

et par suite l'effort de traction.

$$F_t = 2\varphi T_0 = 2 \cdot 0,6 \cdot 13,6 = 16,52 \text{ kgf}.$$

b/ CALCUL DEFINITIF :

Les formules précédentes, pour le calcul de l'effort de traction sont établies par les constructeurs de courroies dans un cas de fonctionnement bien déterminé ($V = 10 \text{ m/s}$; $\alpha = \pi \text{ rad}$;

Une correction s'impose afin de définir le cas réel de fonctionnement de notre variateur.

en effet, on utilise la formule suivante donnant la contrainte utile (k):

$$k = k_0 \cdot c_0 \cdot c_2 \cdot c_r \dots (3)$$

Comme nous avons déjà signalé, que le calcul se fait à partir des paramètres décrivant le cas le plus défavorable. Les tableaux () donnent les différents coefficients de la formule (3), pour notre régime cinétique et dynamique de travail.

- C_0 : coefficient qui tient compte des conditions de tension de la courroie ($C_0 = 1$).
- C_v : coefficient qui tient compte de l'écart entre la vitesse de notre transmission et la vitesse $v = 10 \text{ m/s}$.
notre cas $C_v = 1$
- C_α : coefficient qui tient compte de l'écart entre notre arc embrasse et celle étudié ($\alpha = \pi \text{ rad.}$)
 $C_\alpha = 1,08$ pour $\alpha = 119,7^\circ$
- C_r : coefficient du régime de travail et de la dynamique de la charge $C_r = 0,9$.
- k_0 : contrainte qui tient compte de l'influence de la flexion et de la pression spécifique entre la courroie et la poulie extensible. Elle est donnée par la relation:

$$k_0 = a - w \frac{h}{D}$$

Les valeurs de a, w, h, D sont données par le tableau () pour notre courroie :

$$a = 25 ; w = 120 ; h = 12,5 \text{ mm. } D = 90 \text{ mm}$$

$$d'ou : k_0 = 25 - 120 \frac{12,5}{90} = 8,33 \text{ kgf.}$$

finalement on obtient :

$$K = 8,33 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 0,9 = 8,096 \text{ kgf.}$$

Le nombre de courroie assurant la transmission de cette effort est défini par :

$$z = \frac{F}{K \cdot s} = \frac{16,32}{8,33 \cdot 0,8} \approx 2,4$$

conclusion :

Pour transmettre un effort de $16,36 \text{ kgf}$, il nous faut 3 courroies en serie de section $0,8$. Dans notre cas, on est limité par le nombre de courroie en serie qui est égal à l'unité. donc on doit choisir une courroie

trapezoidale large dont la section égale :

$$S = 0,8 \cdot 2,4 = 1,92 \text{ cm}^2.$$

La courroie normalisée possède les dimensions suivantes :

$$L = 1000 \text{ m} \quad ; \quad S = 2,4 \text{ cm}^2$$

III. 2.2 contraintes dans les courroies:

Les contraintes qui sollicitent une courroie varient suivant ses différentes parties. Dans le cas courant, ces contraintes sont celles qui dues:

- à la tension de départ, (T_0).
- à l'effort périphérique transmis; (k).
- aux forces centrifuges (quand le poids spécifique de la matière constituant la courroie est important), σ_v .
- aux contraintes d'incurvation produites par l'enroulement sur les flasques.

Dans ce qui suit, on va procéder au calcul des contraintes dans la courroie du 1^{er} étage. pendant le fonctionnement normal du variateur les contraintes dans les courroies des deux étages sont ci - proche.

a/ côté des flasques de la poulie menante (a):

* contrainte produite par la tension de départ T_0 :

$$\sigma_{0a} = \frac{T_{0a}}{S} \quad \text{avec} \quad S = 2,4 \text{ cm}^2$$

$$T_{0a} = 1624,37 \text{ N}$$

$$\sigma_{0a} = \frac{1624,37}{2,4 \cdot 100} = 6,768 \text{ N/mm}^2$$

* contrainte due à l'effort périphérique transmis par la courroie.

$$k_a = \frac{F_a}{S} = \frac{1286,6}{2,4 \cdot 100} = 5,36 \text{ N/mm}^2$$

* Contrainte due à la force centrifuge.

$$\sigma_{\sigma} = \frac{F_{cent}}{S} = \frac{qv^2}{Sg} = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \quad \text{av}$$

cette contrainte est calculée dans le plus défavorable

i.e quand la vitesse est maximum $v_{max} = 9,496 \text{ m/s}$

$\gamma = 1,5 \text{ kgf/dm}^3$ soit $\gamma = 15 \cdot 10^{-5} \text{ N/mm}^3$ pour des courroie en tissu caoutchouté.

ce qui donne :
$$\sigma_{\sigma} = \frac{1,5 \cdot 10^{-5} (9,496 \cdot 10^3)^2}{10 \cdot 9,81 \cdot 10^8} = 13,788 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2$$

* Contrainte d'incurvation

$$\sigma_{ia} = E_i \frac{h}{D_{min}} \quad \text{avec : } E_i : \text{ module d'élasticité réduit à la flexion (} E_i = 180 \text{ kgf/cm}^2 \text{) .}$$

$$\sigma_{ia} = \frac{180}{100} \cdot 10 \frac{12,5}{90} = 2,5 \text{ N/mm}^2$$

Les contraintes maximales σ_{max}^a se trouvent sur le brin de la poulie menante (a).

$$\sigma_{max}^a = \sigma_{ob} + \frac{k_a}{2} + \sigma_{\sigma} + \sigma_{ia} = 6,768 + \frac{5,36}{2} + 13,788 \cdot 10^{-3} + 2,5$$

$$\underline{\sigma_{max}^a = 11,96 \text{ N/mm}^2}$$

b/ côte des flasques de la poulie menée (b) :

* contrainte produite par la tension de départ T_{ob}

$$\sigma_{ob} = \frac{T_{ob}}{S} = \frac{1559}{2,4 \cdot 10^2} = 6,495 \text{ N/mm}^2$$

* Contrainte due à l'effet transmis :

$$k_b = \frac{F_b}{S} = \frac{1235,12}{2,4 \cdot 100} = 5,146 \text{ N/mm}^2$$

* contrainte due à la force centrifuge.

$$\sigma_v = 13,788 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 \text{ (déjà calculée)}$$

* contrainte d'incurvation :

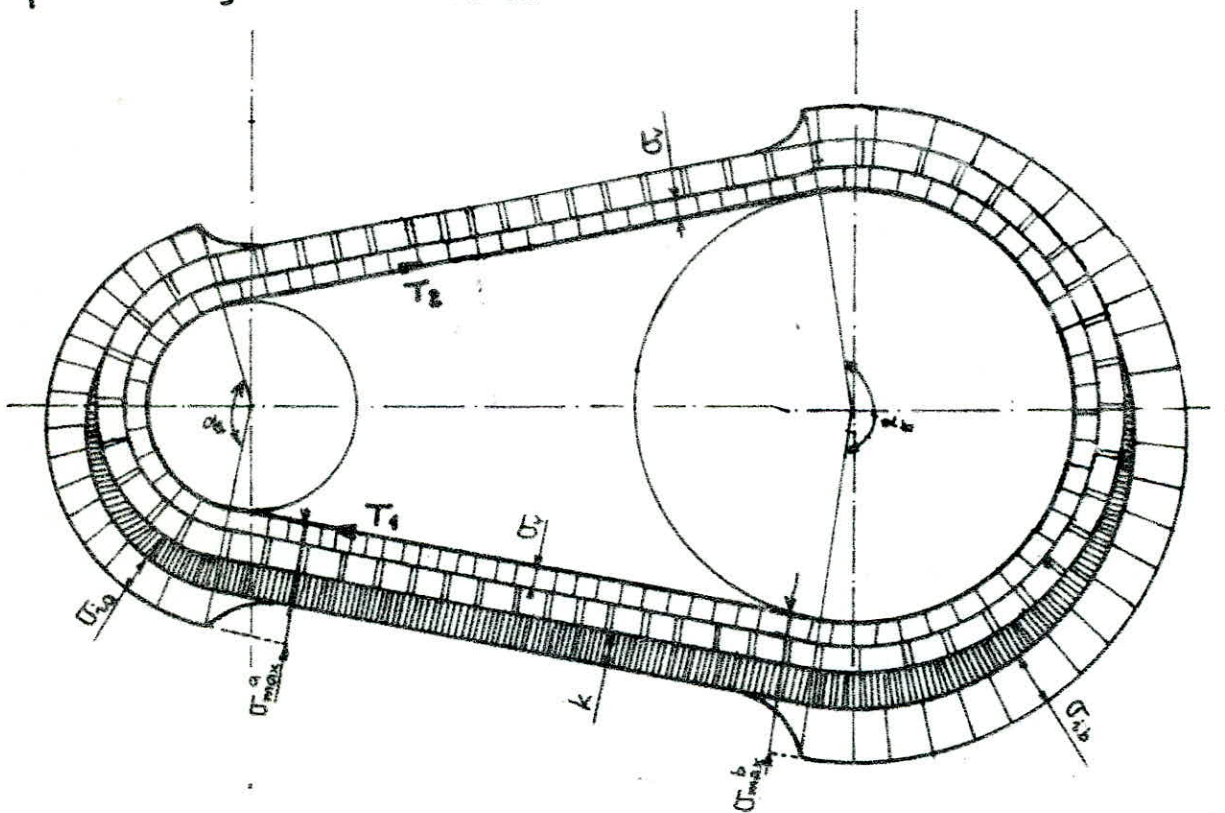
$$\sigma_{ib} = E_i \frac{h}{D_{\max}} = \frac{180 \cdot 10}{100} \cdot \frac{12,5}{185,37} = 1,21 \text{ N/mm}^2.$$

d'où la contrainte maximale :

$$\sigma_{\max}^b = \sigma_{ob} + \frac{k_b}{2} + \sigma_v + \sigma_{ib} = 6,495 + \frac{5,146}{2} + 13,788 \cdot 10^{-3} + 1,21$$

$$\sigma_{\max}^b = 10,29 \text{ N/mm}^2.$$

L'allure approchée de la distribution des contraintes dans une transmission par courroie droite est matérialisée par la figure suivante :



Les tableaux "Texrope" donne l'extension de la courroie en fonction des contraintes maximales, la durée de service, et la température ambiante.

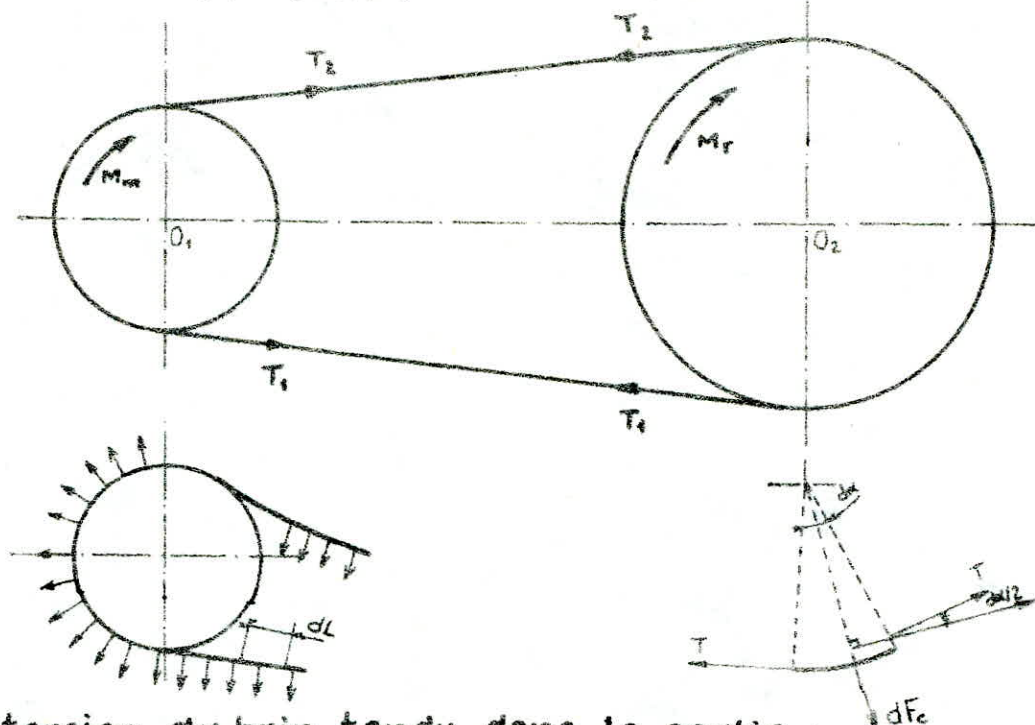
Pour $\sigma_{\max} = 8 \div 15 \text{ N/mm}^2$ et durant 2000 h de fonctionnement, à $t_{\text{moy}} \approx 45 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

L'extension sur la longueur $\Delta l = 20 \text{ mm}$. pour compenser cette variation on a prévu pour notre variateur un réglage manuel de la tension, repose sur la variation de l'entraxe, ce qui permet d'éviter le glissement.

III. 2.3 EFFORTS AGISSANTS SUR LA COURROIE

a/ pendant le fonctionnement :

Les efforts qui agissent sur la courroie pendant le fonctionnement sont :



T_1 : tension du brin tendu dans la poulie }
 T_2 : tension du brin mou dans la poulie } menante.

χT_1 : tension du brin tendu dans la poulie }
 χT_2 : tension du brin mou dans la poulie } menée.

" χ ": coefficient qui tient compte de l'extensibilité de la courroie.

T : tension due à la force centrifuge.

b/ Pendant le repos :

Les deux brins sont soumis à la tension T_0 dite tension de départ.

III. 2.3.1 EFFORTS PERIPHERIQUES

a/ sur la poulie motrice ($d = 50 \text{ mm}$) :

$$F' = \frac{P}{v} = \frac{60 P}{\pi d n} = \frac{60 \cdot 3000}{\pi \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 950} = 1206,2 \text{ N}$$

b/ sur la poulie receptrice ($D = 100 \text{ mm}$) :

$F'' = \eta F$ ou η : rendement de la transmission qui est défini par la relation :

$$\eta = \frac{P_u}{P_u + P_p}$$

P_u : Puissance utile .

P_p : La somme des pertes de puissance qui sont dûe au glissement ; au frottement interne ; à la résistance de l'air au mouvement de la courroie et des poulies, finalement aux frottements des arbres contre les paliers.

Ces différentes pertes ne peuvent pas être définies qu'à partir des essais ; c'est pourquoi il est commode de comparer non pas le rendement, mais le coefficient de perte K_p .

Pour une transmission donnée K_p est défini par :

$$K_p = \frac{1}{\eta} - 1 \approx 1 - \eta \quad (\text{exprimé en } \%)$$

Généralement pour une transmission à courroie trapézoïdale K_p a été à 4%.

Ce donne un rendement $\eta = 0,96$

d'où : On peut calculer l'effort périphérique F'' .

$$F'' = \eta F' = 0,96 \cdot 1206,2 = 1157,95 \text{ N}.$$

c/ SUR LA POULIE (a) DE L'ARBRE D'ENTRÉE

$$F_a = \frac{P_a}{v_a} = \frac{60 P_a}{\pi \cdot D_{\min} n_a} = \text{avec } P_a = \eta P \text{ et } n_a = \frac{n}{2}$$

$$F_a = \frac{60 \cdot \eta P}{\pi \cdot D_{\min} \cdot \frac{n}{2}} = \frac{60 \cdot 0,96 \cdot 3000}{\pi \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{950}{2}} = 1286,6 \text{ N}$$

d/ SUR LES POULIES (b) et (c) DE L'ARBRE INTERMÉDIAIRE :

$$F_b = \eta F_a = 0,96 \cdot 1286,6 = 1235,13 \text{ N.}$$

$$F_c = \frac{P_c}{v_c} = \frac{60 \cdot P_c}{\pi \cdot D_{\min} \cdot n_c} \quad \text{avec } \begin{cases} P_c = P_b = \eta P_a = \eta^2 \cdot P \\ n_c = n_b = \frac{n}{2\sqrt{18}} \end{cases}$$

$$F_c = \frac{60 \cdot \eta^2 \cdot P}{\pi \cdot D_{\min} \cdot \frac{n}{2\sqrt{18}}}$$

$$F_c = \frac{60 \cdot 0,96^2 \cdot 3000}{\pi \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{950}{2\sqrt{18}}} = 2544,17 \text{ N.}$$

a/ SUR LA POULIE (d) DE L'ARBRE DE SORTIE :

$$F_d = \eta F_c = 0,96 \cdot 2544,17 = 2442,4 \text{ N.}$$

III. 2.3.2 CALCUL DES TENSIONS DES COURROIES :

Le principe de calcul se base sur les formules d'Euler, et de Poncelet. Ce calcul est très important, c'est sur sa base qu'on va dimensionner les arbres, les roulements, et le butées.

On va envisager le cas le plus défavorable là où les efforts sont importants.

Euler : Les tensions de part et d'autre d'un lien flexible sont liées par la relation suivante :

$$T_1 = T_2 \cdot e^{f\alpha} \dots \dots (1)$$

T_1 : tension du brin tendu.

T_2 : tension du brin mou.

α : arc embrassé.

f : coefficient de frottement entre courroie-poulie.

Poncelet : La somme des tensions dans le brin tendu et le brin mou à toute instant du fonctionnement est constante et égale à 2 fois la tension de départ T_0 .

$$T_1 + T_2 = 2T_0 \dots \dots (2)$$

une troisième relation :

La différence de tension entre le brin tendu et le brin mou est égale à l'effort transmis.

$$T_1 - T_2 = F \dots \dots (3)$$

Des relations (1), (2), (3) on détermine les différentes tensions T_1 , T_2 , T_0 comme suit :

$$T_1 = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \cdot F$$

$$T_2 = \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \cdot F$$

$$T_0 = \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{F}{2}$$

Le tableau () donne le coefficient de frottement entre courroie en tissu caoutchouté et acier. $f = 0,3$.

On a déjà calculé $\alpha = 2,792 \text{ rd}$.

a/ TENSIONS DANS LA COURROIE AUXILIAIRE :

Le plus intéressant, c'est de calculer T_1'' , T_2'' qui sollicitent l'arbre d'entrée.

$$T_1'' = F'' \frac{e^{f\alpha'}}{e^{f\alpha'} - 1} \quad ; \quad T_2'' = F'' \frac{1}{e^{f\alpha'} - 1}$$

Les diamètres de la poulie motrice et receptrice sont respectivement 50 mm et 100 mm, on détermine l'arc embrassé

α' par la formule : $\alpha' = 180 - \frac{d - D}{A'} 60$

$$\alpha' = 180 - \frac{50 - 100}{60} 60 = 201^\circ = 3,507 \text{ rd}.$$

On adopte un coefficient de frottement $f' = 0,3$

nous avons calculé $F'' = 1157,95 \text{ N}$. d'où on obtient :

$$T_1'' = 1779,28 \text{ N} \quad ; \quad T_2'' = 621,55 \text{ N}.$$

b/ TENSIONS DANS LES COURROIES PRINCIPALES :

b1/ COURROIE DU 1^{er} ETAGE :

$$T_1^a = F_a \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad ; \quad T_2^a = \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$T_1^a = 2267,49 \text{ N} \quad ; \quad T_2^a = 980,25 \text{ N}.$$

$$T_1^b = \eta T_1^a = 2476,79 \text{ N}$$

$$T_2^b = \eta T_2^a = 942 \text{ N}$$

b2/ COURROIE DU DEXIEME ETAGE:

$$T_{1c} = F_c \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = 4483,94 \text{ N}$$

$$T_{2c} = F_c \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} = 1940,119 \text{ N}$$

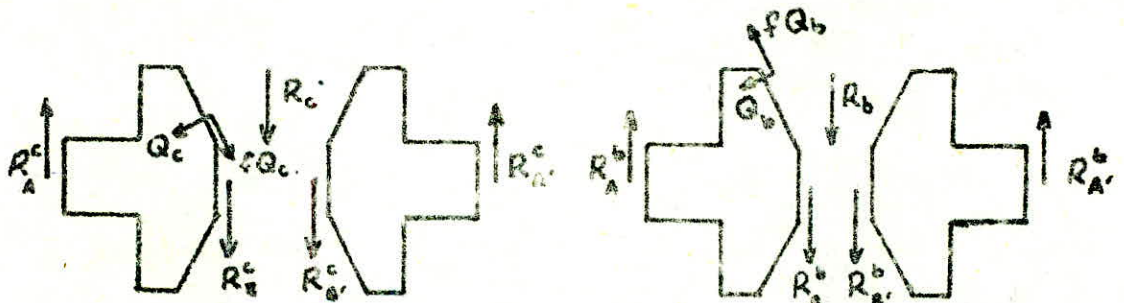
$$T_{1d} = \eta T_{1c} = 4304,58 \text{ N}$$

$$T_{2d} = \eta T_{2c} = 1862,8 \text{ N}$$

III.4 CALCUL DES ARBRES :

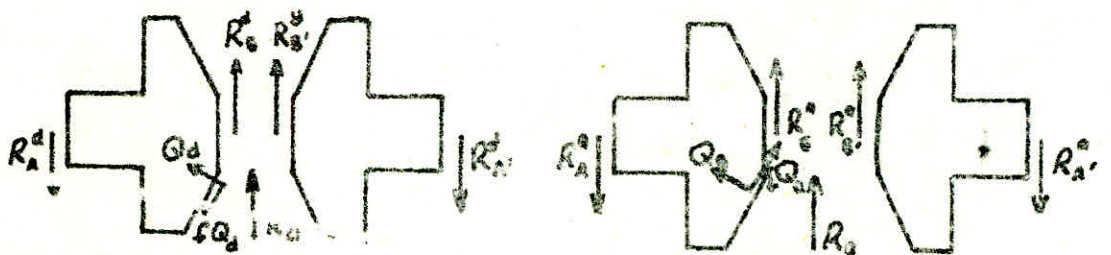
La résultante des tensions dans les courroies est transmise par l'intermédiaire des flasques aux arbres, auxquels, elle se manifeste sous forme de réaction.

Le schéma montre les différentes forces.



$$R_c = 2Q_c (\sin \varphi + f \cos \varphi)$$

$$R_b = 2Q_b (\sin \varphi - f \cos \varphi)$$



$$R_d = 2Q_d (\sin \varphi - f \cos \varphi)$$

$$R_a = 2Q_a (\sin \varphi + f \cos \varphi)$$

III. 4. 1 CALCUL DE L'ARBRE D'ENTRÉE :

Pour le cas le plus défavorable, les flasques de l'arbre d'entrée se trouvent écartés (i.e : Les diamètre actif est min)

III. 4. 1. 1 CALCUL DES ACTIONS DES FLASQUES SUR L'ARBRE.

a/ Le moment de toutes les forces extérieures par rapport au point B est nul.

$$M_{SF_{ext}/B} = (Q_0 \cos \varphi - f Q_0 \sin \varphi) R_{\min} + (Q_0 \sin \varphi + f Q_0 \cos \varphi) \cdot 9,5 - R_A^0 \cdot 91 = 0$$

φ : Angle d'inclinaison des flasques, on l'a déjà choisi à partir de la courroie $\varphi = 10^\circ$.

R_A^0 : La réaction de l'arbre sur l'extrémité (A) du flasque. C'est ce qu'on cherche. elle est égale et opposée à l'action du flasque sur l'arbre.

Q_0 : L'action normale de la courroie sur un flasque. Elle est tirée de l'équation suivante.

nous avons :

$$R_0 = 2 Q_0 (\sin \varphi + f \cos \varphi) \Rightarrow Q_0 = \frac{R_0}{2 (\sin \varphi + f \cos \varphi)}$$

où R_0 : est la résultante de tension sur l'arbre d'entrée.

$$\vec{R}_0 = \vec{T}_{10} + \vec{T}_{20} \quad \text{par projection}$$

$$\bar{R}_0 = (\bar{T}_{10} + \bar{T}_{20}) \cos \beta$$

après représentation, à l'échelle de la situation de la courroie, on relève $\beta = 9^\circ$.

$$\bar{R}_0 = (2267,49 + 981,5) \cos 9^\circ = 3208,74 \text{ N}$$

et on aura :

$$Q_0 = \frac{3208,74}{2 (\sin 10^\circ + 0,3 \cos 10^\circ)} = 3420,7 \text{ N}$$

De l'équation (1) de $M_{\Sigma F_{ext}/B} = 0$ on tire R_A^a

$$R_A^a = \frac{Q_0 [(\cos \varphi - f \sin \varphi) R_{min} + (\sin \varphi + f \cos \varphi) \cdot 9,5]}{91}$$

$$R_A^a = \frac{3420,17 [(\cos 10^\circ - 0,3 \sin 10^\circ) \cdot 45 + (\sin 10^\circ + 0,3 \cos 10^\circ) \cdot 9,5]}{91}$$

$$R_A^a = 1745 \text{ N}$$

b/ CALCUL DE R_B^a :

$$\Sigma \vec{M}_{\Sigma F_{ext}/A} = \vec{0} \Rightarrow$$

$$(Q_0 \cos \varphi - f Q_0 \sin \varphi) \cdot R_{min} - (Q_0 \sin \varphi + f Q_0 \cos \varphi) \cdot 81,5 - R_B^a \cdot 91 = 0$$

Nous en déduisons :

$$R_B^a = \frac{Q_0 [(\cos \varphi - f \sin \varphi) R_{min} - (\sin \varphi + f \cos \varphi) \cdot 81,5]}{91}$$

$$R_B^a = 140,66 \text{ N}$$

remarque: Sur la deuxième flasque de la poulie extensible
 @ les réactions R_A^a , R_B^a sont égales à R_A^a , R_B^a (resp.)
 du fait qu'ils sont soumis à la même courroie
 et tourne à la même vitesse.

III 4.1.2 CALCUL DES REACTIONS DES PALIERS DE L'ARBRE D'ENTRÉE :

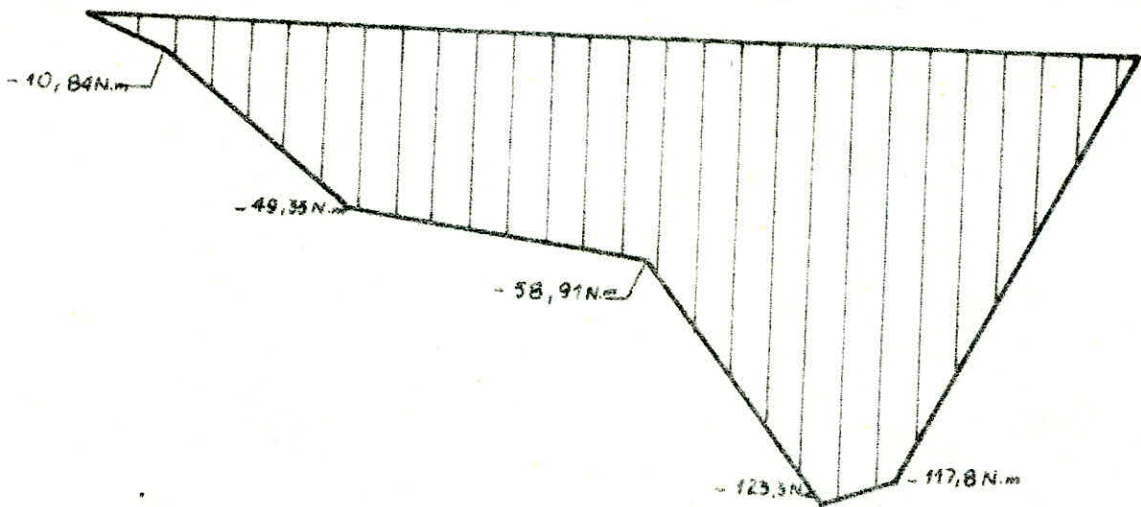
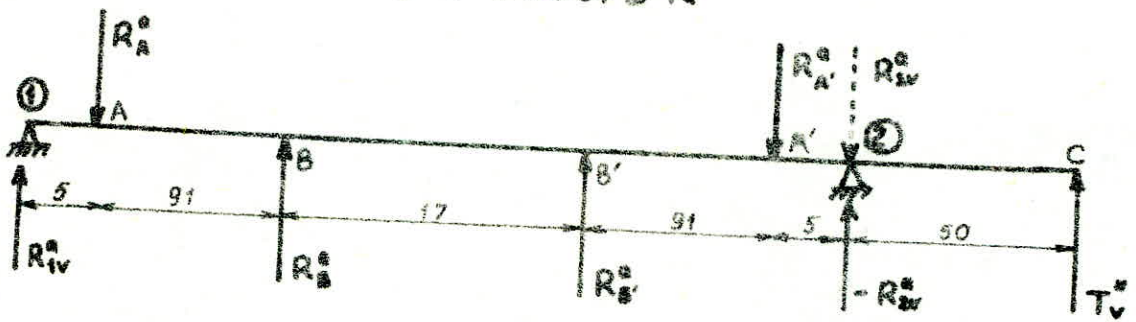
a/ ETUDE DE L'EQUILIBRE SUIVANT LE PLAN VERTICAL :

A l'entrée cette arbre est soumis à l'action de la courroie
 auxiliaire. cette action se manifeste dans le plan vertical

$$\text{par : } T_v'' = (T_1'' + T_2'') \cos \beta' \quad \beta' = 11^\circ \text{ (par construction)}$$

$$T_1''; T_2'' \text{ ont été déjà calculées } \Rightarrow T_v'' = (1779,28 + 621,33) \cos 11^\circ$$

On obtient $T_V'' = 2356,5 \text{ N}$



Pour que l'arbre soit en équilibre dans ce plan il faut que:

$$\sum \int_C \vec{F}_{ext}/s = \vec{0} \dots (1) \text{ et } \sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \dots (2)$$

$$(1) \Rightarrow -R_A^0 \cdot 5 + R_B^0 \cdot 96 + R_{B'}^0 \cdot 113 - R_{A'}^0 \cdot 204 + R_{2V}^0 \cdot 209 + T_V'' \cdot 259 = 0$$

$$\text{D'où : } R_{2V}^0 = \frac{R_A^0 (5 + 204) - R_B^0 (96 + 113) - 259 T_V''}{209}$$

$$R_{2V}^0 = -1315,9 \text{ N}$$

Le signe moins indique que le vrai sens de R_{2V} est le sens opposé que choisi arbitrairement.

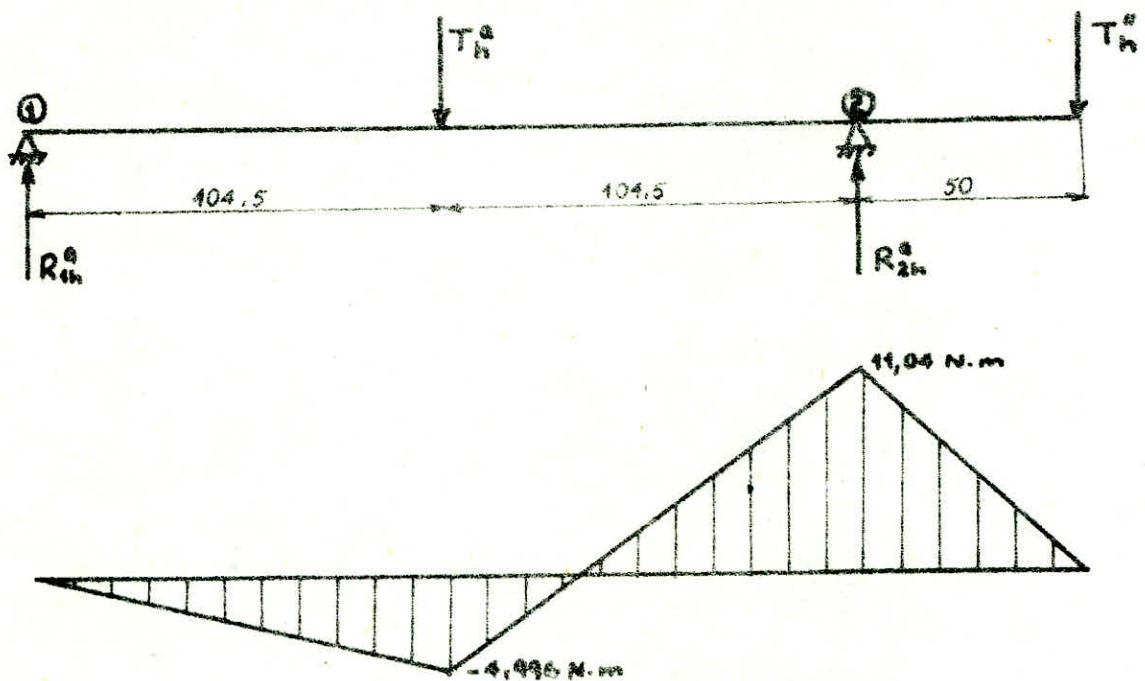
remarque : Dans ce qui suit, on va changer le sens de R_{2V} et on va utiliser le signe plus.

La 2^{ème} condition d'équilibre donne:

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Leftrightarrow R_{1V}^0 - 2R_A^0 + 2R_B^0 - R_{2V}^0 + T_V'' = 0 \Rightarrow$$

$$R_{1V}^0 = 2(R_A^0 - R_B^0) + R_{2V}^0 - T_V'' = 2168,08 \text{ N.}$$

b/ ETUDE DE L'EQUILIBRE SUIVANT LE PLAN HORIZONTAL :



b1/ calcul de T_H^a et T_H^b

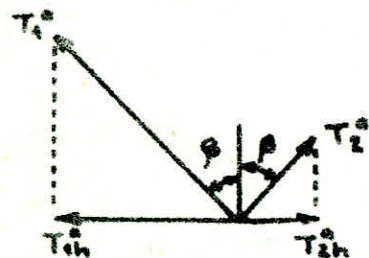
$$\vec{T}_H^a = \vec{T}_{1h}^a + \vec{T}_{2h}^a \Rightarrow \vec{T}_H^a = (\vec{T}_1^a - \vec{T}_2^a) \sin \beta =$$

$$T_H^a = (2267,49 - 984,25) \sin 9^\circ = 201,21 \text{ N}$$

De même :

$$T_H^b = (T_1^b - T_2^b) \sin \beta' = (1779,20 - 621,35) \sin 11^\circ$$

$$T_H^b = 220,9 \text{ N}$$



b2/ réactions des paliers suivant ce plan .

$$\sum \vec{M}_{\vec{F}_{ext}} = \vec{0} ; \quad \sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Leftrightarrow$$

$$- T_H^a \cdot 104,5 + R_{2h}^a \cdot 209 - T_H^b \cdot 254 = 0$$

$$\Rightarrow R_{2h}^a = \frac{T_H^a \cdot 104,5 + T_H^b \cdot 254}{209}$$

$$R_{2h}^a = \frac{201,21 \cdot 104,5 + 220,9 \cdot 254}{209} = 374,3 \text{ N}$$

III. 4. 1.3 CALCUL DES MOMENTS FLECHISSANTS SUR L'ARBRE D'ENTRÉE :

a/ PLAN VERTICAL :

Zone n° 1 : $0 \leq x \leq 5$ mm

$$M(x) = -R_{IV}^a x \Rightarrow M(0) = 0 ; M(5) = -5 \cdot 2168,08 = -10,84 \text{ N.m}$$

Zone n° 2 : $5 \leq x \leq 96$

$$M(x) = -R_{IV}^a x + R_A^a (x-5)$$

$$M(96) = -2168,08 \cdot 96 + 1745 \cdot 91 = -49,53 \text{ N.m}$$

Zone n° 3 : $96 \leq x \leq 113$

$$M(x) = -R_{IV}^a x + R_A^a (x-5) - R_B^a (x-96)$$

$$M(113) = -2168,08 \cdot 113 + 1745 \cdot 108 - 140,66 \cdot 17 = -58,91 \text{ N.m}$$

Zone n° 4 : $113 \leq x \leq 204$

$$M(x) = -R_{IV}^a x + R_A^a (x-5) - R_B^a (x-96) - R_B^a (x-113)$$

$$M(204) = -2168,08 \cdot 204 + 1745 \cdot 199 - 140,66 \cdot 108 - 140,66 \cdot 91 = 123,5 \text{ N.m} \quad ***$$

Zone n° 5 : $204 \leq x \leq 209$

$$M(x) = -R_{IV}^a x + R_A^a (x-5) - R_B^a (x-96) - R_B^a (x-113) + R_A^d (x-204)$$

$$M(209) = -2168,08 \cdot 209 + 1745 \cdot 204 - 140,66 \cdot 113 - 140,66 \cdot 96 + 1745 \cdot 5 = -117,8 \text{ N.m}$$

Zone n° 6 : $209 \leq x \leq 259$

$$M(x) = -R_{IV}^a x + R_A^a (x-5) - R_B^a (x-96) - R_B^a (x-113) + R_A^d (x-204) + R_{2V} (x-209)$$

$$M(x) = -2168,08 \cdot 259 + 1745 \cdot 254 + 140,66 \cdot 163 - 140,66 \cdot 146 + 1745 \cdot 55 + 1315,9 \cdot 50 = 0$$

b/ PLAN HORIZONTAL

Zone n° 1 : $0 \leq x \leq 104,5$

$$M(x) = -R_{1h} x \Rightarrow M(0) = 0 ; M(104,5) = -47,81 \cdot 104,5 = -4,996 \text{ N.m}$$

Zone n° 2 : $104,5 \leq x \leq 209$

$$M(x) = -R_{1h} x + T_h^a (x-104,5)$$

$$M(209) = -47,81 \cdot 209 + 201,21 \cdot 104,5 = 11,044 \text{ N.m}$$

ZONE n° 3 : $209 \leq x \leq 259$

$$M(x) = -R_{1h} \cdot x + T_h^a (x - 104,5) - R_{2h} (x - 209)$$
$$M(259) = -47,75 \cdot 259 + 201,21 \cdot 154,5 - 374,4 \cdot 50 = 0 \text{ N.m.}$$

a/ CALCUL DU MOMENT FLECHISSANT RESULTANT :

Il est donné par : $M_{fres} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2}$

Le moment fléchissant est maximum au point A' : $x = 204$

en ce point : $M_{fv} = -96,67 \text{ N.m}$ et $M_{fh} = 7,804 \text{ N.m}$

d'où : $M_{fres} = \sqrt{(-96,67)^2 + (7,804)^2} = 123,546 \text{ N.m}$

C'est en ce point que l'arbre est le plus sollicité à la flexion.

b/ CALCUL DU MOMENT DE TORSION.

$$M_t = \frac{P_a}{\omega_a} = \frac{\eta P \cdot 60}{2\pi \cdot n_a} \quad n_a = \frac{n}{2}$$

$$M_t = \frac{0,96 \cdot 3000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 475} = 59,898 \text{ N.m}$$

c/ CALCUL DU MOMENT IDEAL :

$$M_i = \sqrt{M_{fres}^2 + M_t^2} = 137,52 \text{ N.m}$$

e/ DIAMETRE MINIMUM DE L'ARBRE D'ENTREE :

Pour le matériau de l'arbre on a choisi de l'acier (A34) dont la limite élastique $R_e = 190 \text{ N/mm}^2$.

La résistance pratique de l'arbre est définie par :

$$R_p = \frac{R_e}{S} ; \quad S : \text{ désigne le coefficient de sécurité.}$$

On adopte un coef. de sécurité $S = 2$ que nous juge suffisant du fait qu'on analyse les conditions les plus sévères du fonctionnement.

Le diamètre est donné :

$$D_e \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = \left(\frac{10 \cdot 137,52 \cdot 10^3}{95} \right)^{1/3} = 24,5 \text{ mm}$$

on prend : $D_e = 35 \text{ mm}$.

III. 4.2 CALCUL DE L'ARBRE INTERMEDIAIRE

L'arbre intermediaire supporte les actions des poulies extensible (b) et (c). Dans le cas le plus défavorable les flasques (b) se trouvent fermés, et celle de (c) ouverts.

La vitesse de rotation de cette arbre est $n_b = 260,6 \text{ tr/min}$.

III. 4.2.1 ACTIONS DES FLASQUES SUR L'ARBRE :

Le principe de calcul reste le même que pour l'arbre d'entrée. on va se limiter à poser les formules finales sans redémontrer.

a) Actions de la poulie (b) :

$$Q_b = \frac{R_b}{2(\sin \varphi - f \cos \varphi)} = \frac{\eta R_0}{2(\sin \varphi - f \cos \varphi)}$$

$$Q_b = \frac{0,96 \cdot 3208,74}{2(\sin 10^\circ - 0,3 \cos 10^\circ)} = - 12691,98 \text{ N}$$

L'équation de $\sum M_{\text{ext}/A} = 0$ conduit :

$$R_b^b = \frac{Q_b [(\cos \varphi + f \sin \varphi) R_{\text{max}} - (\sin \varphi - f \cos \varphi) \cdot 72,5}{91}$$

$$R_b^b = 14833,98 \text{ N}$$

DE L'équation $\sum F_{\text{ext},j} = 0 \Rightarrow$

$$R_A^b = R_b^b + Q_b (\sin \varphi - f \cos \varphi)$$

$$R_A^b = 14833,98 + 12691,98 (\sin 10^\circ - 0,3 \cos 10^\circ) = 13288 \text{ N}$$

b/ action de la poulie (c) sur cette arbre :

$$R_c = (T_1^c + T_2^c) \cos \beta = (4983,94 + 1440,419) \cos 9^\circ = 6345,26 \text{ N}$$

$$Q_c = \frac{R_c}{2(\sin \varphi + f \cos \varphi)} = 6763,364 \text{ N}$$

$$R_A^c = \frac{Q_c [(\cos \varphi - f \sin \varphi) R_{\min} + (\sin \varphi + f \cos \varphi) \cdot 9,5]}{91}$$

$$R_A^c = \frac{6363,364 [(\cos 10^\circ - 0,3 \sin 10^\circ) \cdot 45 + (\sin 10^\circ + 0,3 \cos 10^\circ) \cdot 9,5]}{91} =$$

$$R_A^c = 3450,66 \text{ N}$$

$$R_B^c = \frac{Q_c [(\cos 10^\circ - 0,3 \sin 10^\circ) \cdot 45 - (\sin 10^\circ + 0,3 \cos 10^\circ) \cdot 81,5]}{91}$$

$$R_B^c = 278,13 \text{ N}$$

III. 4.2.2 CALCUL DES RÉACTIONS DES PALIERS DE L'ARBRE INTERMÉDIAIRE.

a/ ETUDE DE L'ÉQUILIBRE SUIVANT LE PLAN VERTICAL.
en équilibre nous avons :

$$\sum M_{11} = 0 \Rightarrow$$

$$R_A^c \cdot 5 - R_B^c \cdot 96 - R_B^b \cdot 113 + R_A^c \cdot 204 + R_A^b \cdot 284,5 - 2R_B^b \cdot 375,5 + R_A^b \cdot 466,5 + R_{2V} \cdot 480 = 0 \Rightarrow$$

$$R_{2V} = \frac{R_B^c (96 + 113) + 2R_B^b \cdot 375,5 - R_A^c (204 + 5) - R_A^b (284,5 + 466,5)}{480}$$

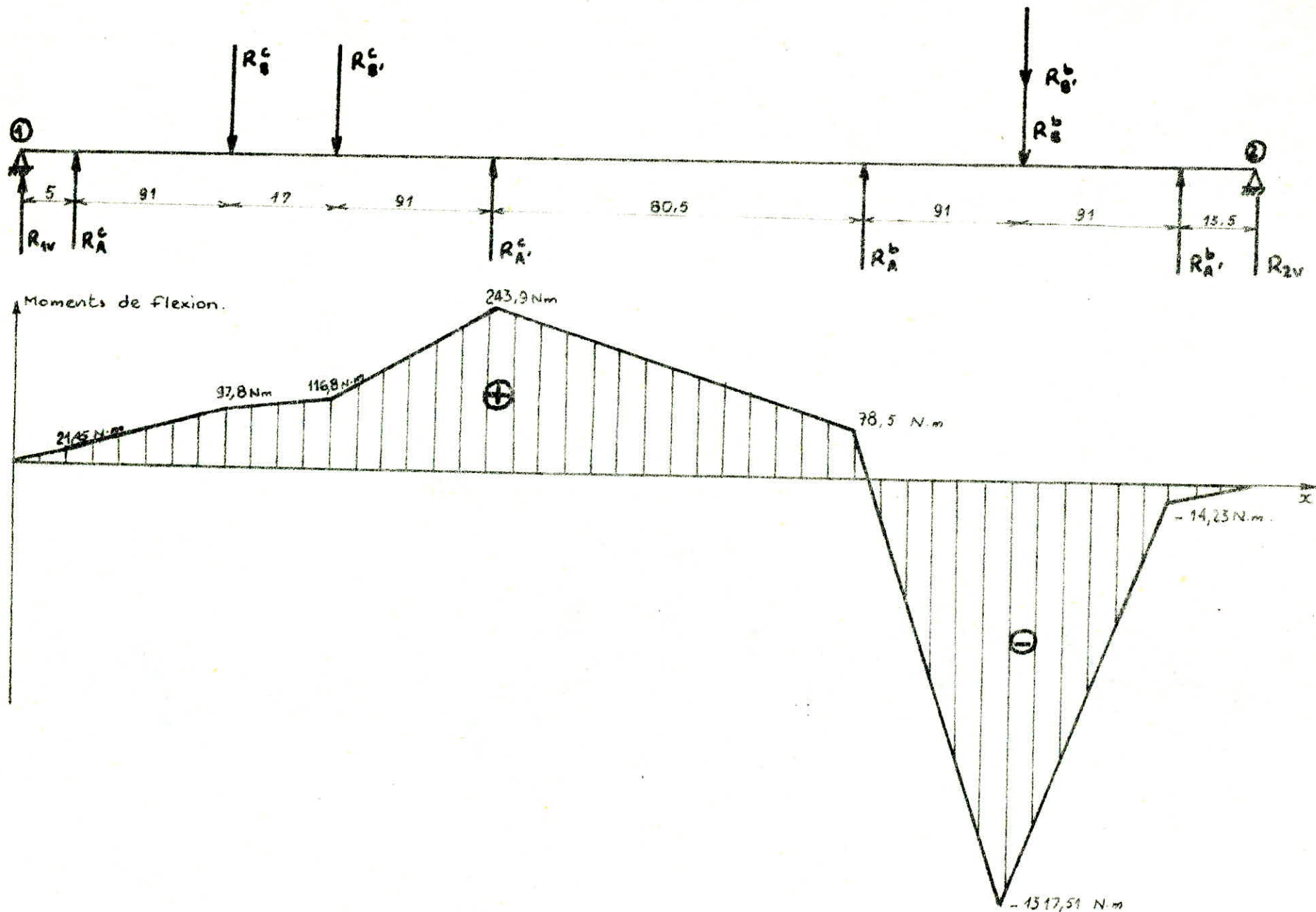
$$R_{2V} = 1037,05 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow -R_{1V} - 2R_A^c + 2R_B^c - 2R_A^b + 2R_B^b - R_{2V} = 0$$

$$\Rightarrow R_{1V} = 2[(R_B^c + R_B^b) - (R_A^c + R_A^b)] - R_{2V}$$

$$R_{1V} = 2[(278,13 + 14833,76) - (3450,66 + 13288,17)] - 1037,05 \text{ N}$$

$$R_{1V} = -4290,49$$



PLAN VERTICAL

III. 4.2.3 CALCUL DES MOMENTS FLECHISSANTS SUR L'ARBRE INTERMEDIAIRE:

g/ PLAN VERTICAL :

Zone n°1 : $0 \leq x \leq 5$

$$M(x) = -R_{IV} \cdot x \Rightarrow M(0) = 0 ; M(5) = 4290,49 \cdot 5 = 21,45 \text{ N.m}$$

Zone n°2 : $5 \leq x \leq 96$

$$M(x) = -R_{IV} x - R_A^C (x-5)$$

$$M(96) = 4290,49 \cdot 96 - 3450,66 \cdot 91 = 97,87 \text{ N.m}$$

Zone n°3 : $96 \leq x \leq 113$

$$M(x) = -R_{IV} x - R_A^C (x-5) + R_B^C (x-96)$$

$$M(113) = 4290,49 \cdot 113 - 3450,66 \cdot 108 + 278,13 \cdot 17 = 116,86 \text{ N.m.}$$

Zone n°4 : $113 \leq x \leq 204$

$$M(x) = -R_{IV} \cdot x - R_A^C (x-5) + R_B^C (x-96) + R_B^C (x-113)$$

$$M(204) = 4290,49 \cdot 204 - 3450,66 \cdot 199 + 278,13 \cdot 108 + 278,13 \cdot 91 = 243,928 \text{ N.m}$$

Zone n°5 : $204 \leq x \leq 284,5$

$$M(x) = -R_{IV} \cdot x - R_A^C (x-5) + R_B^C (x-96) + R_B^C (x-113) - R_A^C (x-204)$$

$$M(284,5) = 4290,49 \cdot 284,5 - 3450,66 \cdot 279,5 + 278,13 \cdot 188 + 278,13 \cdot 171,5 - 3450,66 \cdot 80,5 = 78,536 \text{ N.m}$$

Zone n°6 : $284,5 \leq x \leq 375,5$

$$M(x) = -R_{IV} \cdot x - R_A^C (x-5) + R_B^C (x-96) + R_B^C (x-113) - R_A^C (x-204) - R_A^D (x-284,5)$$

$$M(375,5) = 4290,49 \cdot 375,5 - 3450,66 \cdot 371,5 + 278,13 \cdot 279,5 + 278,13 \cdot 262,5 - 3450,66 \cdot 171,5 - 13288 \cdot 91 = -1517,51 \text{ N.m} \quad ***$$

Zone n°7 : $375,5 \leq x \leq 466,5$

$$M(x) = -R_{IV} x - R_A^C (x-5) + R_B^C (x-96) + R_B^C (x-113) - R_A^C (x-204) - R_A^D (x-284,5) + 2R_B^D (x-375,5)$$

$$M(466,5) = 4290,49 \cdot 466,5 - 3450,66 \cdot 461,5 + 278,13 \cdot 370,5 + 278,13 \cdot 353,5 - 3450,66 \cdot 262,5 - 13288 \cdot 102 + 2 \cdot 14853 \cdot 91 = -14,234 \text{ N.m}$$

Zone n° 3 : $466,5 \leq x \leq 480 \text{ mm}$

$$M(x) = -R_W x - R_A^c(x-5) + R_B^c(x-96) + R_B^c(x-113) - R_A^c(x-204) - R_A^b(x-284,5) + 2R_B^b(x-375,5) - R_A^b(x-466,5)$$

$$M(480) = 4290,49 \cdot 480 - 3450,66 \cdot 475 + 278,13 \cdot 384 + 278,13 \cdot 367 - 3450,66 \cdot 276 - 13288 \cdot 195,5 + 2 \cdot 14855 \cdot 104,5 - 15288 \cdot 15,5$$

$$M(480) = 0$$

b/ PLAN HORIZONTAL :

Dans le plan horizontal l'arbre est soumis aux composantes des tensions $T_1^c, T_2^c, T_1^b, T_2^b$ sur ce plan.

$$T_h^c = (T_1^c - T_2^c) \cdot \sin \beta = (4482,94 - 1940,419) \sin 9^\circ = \underline{397,89 \text{ N}}$$

$$T_h^b = (T_1^b - T_2^b) \cdot \sin \beta = \eta(T_1^a - T_2^a) \sin \beta$$

$$T_h^b = 0,96(2267,49 - 981,25) \cdot \sin 9^\circ = \underline{193,165 \text{ N}}$$

b1/ RÉACTIONS AUX PALIERS :

$$\sum M_{F_h/1} = 0 \Leftrightarrow$$

$$-T_h^c \cdot 104,5 - T_h^b \cdot 375,5 + 480 \cdot R_{2h} = 0$$

$$R_{2h} = \frac{T_h^c \cdot 104,5 + T_h^b \cdot 375,5}{480} = \underline{237,73 \text{ N}}$$

$$R_1 F_h = 0 \Leftrightarrow$$

$$R_{1h} - T_h^c - T_h^b + R_{2h} = 0$$

$$R_{1h} = T_h^b + T_h^c - R_{2h} = 193,16 + 397,89 - 237,73 = \underline{353,32 \text{ N}}$$

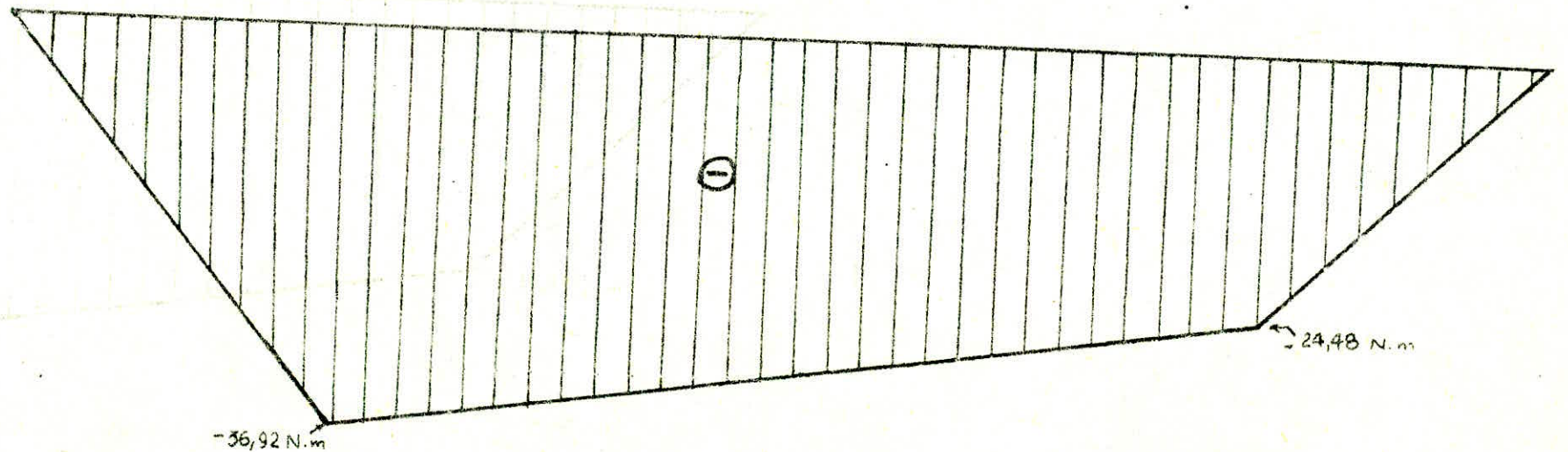
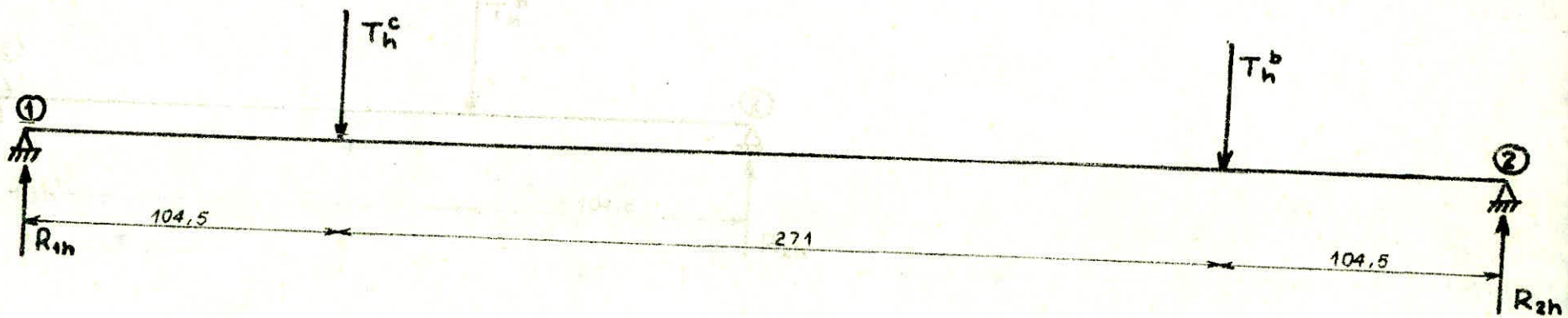
b2/ MOMENTS FLECHISSANTS

Zone n° 1 : $0 \leq x \leq 104,5$

$$M(x) = -R_{1h} \cdot x \Rightarrow M(0) = 0 ; M(104,5) = -353,32 \cdot 104,5 = \underline{-36,9 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

Zone n° 2 : $104,5 \leq x \leq 375,5$

$$M(x) = -R_{1h} \cdot x + T_h^c(x - 104,5) \Rightarrow M(375,5) = \underline{-92,10 \text{ N}\cdot\text{m}}$$



PLAN HORIZONTAL

PLAN HORIZONTAL

Zone ns 3: $375,56 \text{ x } \leq 480$

$$M(x) = -R_{1h} x + T_c^h (x - 104,5) + T_h^b (x - 375,5)$$
$$M(x) = -353,32 \cdot 48 + 397,89 \cdot 375,5 + 193,16 \cdot 104,5 = 0$$

a/ CALCUL DU MOMENT RESULTANT

Le moment fléchissant résultant est max au point B',
Là où l'arbre est plus sollicité à la flexion.

$$M_{fres} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2} = \sqrt{(1317,51)^2 + (24,48)^2} = \underline{1317,73 \text{ N.m}}$$

b/ CALCUL DU MOMENT DE TORSION

Dans le cas le plus défavorable $n_b = n_c = 250,6 \text{ tr/min}$

$$M_t = \frac{\eta^2 \cdot P \cdot 60}{2\pi n_b} = \frac{(0,96)^2 \cdot 3000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 250,6} = \underline{114,48 \text{ N.m}}$$

c/ CALCUL DU MOMENT IDEAL:

$$M_i = \sqrt{M_{fres}^2 + M_t^2} = \sqrt{(1317,73)^2 + (114,48)^2} = \underline{1322,7 \text{ N.m}}$$

d/ DIAMETRE MINIMUM DE L'ARBRE INTERMEDIAIRE

Comme en remarque de la valeur de M_i , cette
arbre est fortement chargé. De ce fait on va choisir
de l'acier xc42, dont $R_e = 68,5 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$ d'où $R_p = \frac{R_e}{3} = 54,25 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$
s: coefficient de sécurité ($s=2$).

$$D_{int} \geq \sqrt[3]{\frac{10 M_i}{R_p}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1322,7 \cdot 10^3}{342,5}} = 33,8 \text{ mm.}$$

On prend: $D_{int} = 40 \text{ mm.}$

III.5 CALCUL DES ROULEMENTS DES ARBRES :

Les efforts axiaux sur les arbres s'équilibrent car les flasques se déplacent en translation à la même vitesse, mais dans des sens opposés, donc seul les efforts radiaux qui influent.

III.5.1 ROULEMENTS DE L'ARBRE D'ENTRÉE :

a/ Palier ① :

$$P = F_r = R_i^* = \left[(R_{iv}^*)^2 + (R_{ih}^*)^2 \right]^{1/2} = \left[(2168,08)^2 + (47,81)^2 \right]^{1/2}$$

$$P = 2168,6 \text{ N soit } P = 221,06 \text{ Kg.}$$

Pour une vitesse de rotation $n_e = 475 \text{ tr/min}$ et une durée de service $H = 5000 \text{ h}$ (que nous jugeons suffisante pour une machine d'essais). On obtient des abaques

$$C/p = 5,74 \text{ d'où } C = 5,74 \cdot P = 5,74 \cdot 221,06 = 1268,54 \text{ Kg.}$$

On choisit le roulement : SKF 6303 dont les caractéristiques sont :

$$d = 25 ; D = 62 ; B = 17 ; r = 2 ; C = 1660 \text{ Kg} ; C_0 = 1040 \text{ Kg}$$

b/ Palier ② :

$$P = F_r = R_i^* = \left[(R_{iv}^*)^2 + (R_{ih}^*)^2 \right]^{1/2} = \left[(1315,9)^2 + (374,3)^2 \right]^{1/2}$$

$$P = 1368,1 \text{ N} = 139,45 \text{ Kg.}$$

$$n_e = 475 \text{ tr/min} ; H = 5000 \text{ h} \Rightarrow C/p = 5,74$$

$$C = 5,74 \cdot 139,45 = 800,7 \text{ Kg.}$$

On choisit un roulement :

$$\text{SKF 6202} : d = 25 ; D = 52 ; B = 15 ; r = 4,5 ; C = 1040 \text{ Kg} ; C_0 = 710$$

III. 5.2. ROULEMENTS DE L'ARBRE INTERMEDIAIRE

a) Palier ① :

$$P = F_r = \sqrt{(R_{1v})^2 + (R_{1h})^2} = \sqrt{(4290,49)^2 + (47,75)^2} = 4290,75 \text{ N}$$

$P = 437,38 \text{ kg}$; pour $n_{int} = 230,6 \text{ tr/min}$; et $H = 5000 \text{ h}$ on a :

$$C/p = 4,22 \quad \text{d'où} : \quad C = 4,22 \cdot 437,38 = 1845,74 \text{ kg.}$$

On choisit un roulement du type SKF 6202 dont les dimensions

$$d = 35 ; D = 72 ; B = 17 ; r = 2 ; C = 1960 ; C_0 = 1370$$

b) Palier ② :

$$P = F_r = \sqrt{(R_{2v})^2 + (R_{2h})^2} = \sqrt{(1037,05)^2 + (374,35)^2} = 1102,5 \text{ N}$$

$$P = 112,38 \text{ kg.} ; C/p = 4,22 \Rightarrow C = 4,22 \cdot 1102,5 = 474,25$$

un roulement SKF 6010 suffit, mais des raisons géométrique et des d'en

$$d = 30 ; D = 62 ; B = 16 ; r = 1,5 ; C = 1460 \text{ kg} ; C_0 = 1000 \text{ kg}$$

III. 5.3 ROULEMENTS DE L'ARBRE DE SORTIE :

On remarque que les deux paliers de cet arbre sont presque à égale charge. on va calculer le roulement du palier le plus chargé, et on va adopter le même roulement sur l'autre palier.

$$P = F_r = \sqrt{(791,59)^2 + (190,98)^2} = 813,7 \text{ N}$$

$$n_s = \frac{n_{int}}{\sqrt[3]{18}} = 111,95 \text{ tr/min} , H = 5,63 \Rightarrow C/p = 3,63 \rightarrow C = 310 \text{ kg.}$$

pour des raisons géométriques on choisit :

$$\text{SKF 6202} \quad d = 30 ; D = 62 ; B = 16 ; C = 1460 \text{ kg} ; C_0 = 1000 \text{ kg.}$$

III. 6 CALCUL DES BUTÉES DES DEMI-POULIES :

Le calcul des efforts axiaux sur les flasques est détaillé au chapitre IV (calcul du mécanisme de réglage); dans ce qui suit, on utilise les résultats trouvés dans ce chapitre.

* Butées des demi-poulies

$$A_a = Q_a (\cos \varphi - f \sin \varphi) + F_{cla} + f' (R_A^a + R_B^a) = 3764,53 \text{ N}$$

$$A_a = 383,74 \text{ kg} ; \text{ Pour } n_e = 475 \text{ tr/min} ; H = 5000 \text{ h} ; C/p = 5,74$$

$$P = P \cdot 5,74 = A_a \cdot 5,74 = 383,74 \cdot 5,74 = 2202,66 \text{ kg}.$$

on choisit la butée du type : SKF 51111

$$d = 55 ; d_2 = 55,2 ; D = 78 ; H = 16 ; r = 1 ; C = 2700 \text{ kg}.$$

* Butées des demi-poulies de l'arbre intermédiaire :

- On va calculer les butées de la poulie la plus chargée et on adopte les mêmes butées sur l'autre poulie, cela facilite l'entretien.

$$A_b = Q_b (\cos \varphi + f \sin \varphi) - F_{db} - f' (R_A^b + R_B^b)$$

$$A_b = 9775,319 \text{ N} \text{ soit } A_b = 996,46 \text{ kg}.$$

$$n_{int} = 230,6 \text{ tr/min} , H = 5000 \text{ h} \Rightarrow C/p = 4,22$$

$$\text{d'où } C = 4,22 \cdot A_b = 4,22 \cdot 996,46 = 4205,06 \text{ kg}$$

on choisit la Butée SKF 51212

$$d = 55 ; d_2 = 55,2 ; D = 90 ; H = 25 ; r = 1,5 ; C = 4900 \text{ kg}$$

* Butées des demi-poulies de l'arbre de sortie :

$$A_d = 4000,5 \text{ N} = 407,798 \text{ kg} \text{ Pour } n_s = 111,95 \text{ tr/min} ; H = 5000 \text{ h} \rightarrow C/p = 3,62$$

on aura : $C = 1480,3 \text{ kg}$. la Butée SKF 51111 suffit.

CHAPITRE IV :

CALCUL DU MECANISME DE REGLAGE DE LA VITESSE DE SORTIE .

IV.1 Description :

Le principe utilise un système de transmission par vis - écrou qui transforme le mouvement rotatif en mouvement rectiligne, communiqué aux leviers () et par suite aux flasques. ce système présente les avantages suivants :

- Construction simple.
- Rapport important, autoblocage.
- Possibilité de réaliser un filetage de pas très précis de la vitesse.

Néanmoins, il présente des inconvénients, dont on cite :

- frottement important sur les filets, d'où leur usure
- rendement faible.

* Conditions à satisfaire :

Ce type de transmission doit satisfaire aux impératifs d'une tenue à l'usure, et d'une stabilité de précision de longue durée.

* Matériau: et conception :

Le matériau des vis, en plus de sa résistance suffisante doit présenter une tenue à l'usure élevée et une bonne usinabilité. elles sont exécutées en

acier (). La construction des vis est caractérisée sa simplicité, on s'efforce d'éliminer les liteaux annulaires de grands diamètres qui constitue l'étape d'ébauche, puis par un procédé de filetage (filière, tour, ...) on réalise les filets à l'endroit voulu de la vis.

Pour les écrous, se font en bronze, ou en fonte anti-friction, ou à corps en fonte ou en acier sur lequel on rapporte une couche de bronze par centrifugation.

Les transmissions par vis-écrou nécessitent généralement un rattrapage périodique ou continu du jeu axial et du jeu résultant de l'usure des filets.

IV.2 CALCUL DE LA PUISSANCE DU SERVO-MOTEUR.

IV.2.1 CALCUL DU NOMBRE DE TOURS DE LA VIS DE REGLAGE ()

La vitesse de sortie du servo-moteur est choisie au préalable à $n_{svm} = 750 \text{ tr/min}$ ($n_{nom} = 720 \text{ tr/min}$):

La vis a pour dimension $d = 25 \text{ mm}$. Pour pouvoir recouvrir des vitesses assez voisines à la sortie, on a choisi un filetage de pas $P = 2 \text{ mm}$. Pour des raisons de stabilité, les filets sont trapézoïdaux.

La région filetées sur la vis doit nous assurer un déplacement du flasque de :

$$x_f = \frac{(D_{max} - D_{min})}{2} \operatorname{tg} \varphi = \frac{(185,57 - 90)}{2} \cdot \operatorname{tg} 10^\circ$$

$$x_f = \underline{\underline{8,408 \text{ mm}}}$$

Le déplacement de l'écrou sera donc

$$x_e = \frac{l_1}{l} \cdot x_f = \frac{312}{140} \cdot 8,408 = 18,74 \text{ mm}$$

Le temps de réglage nécessaire pour faire varier la vitesse de sortie de n_{smin} à n_{smax} (ou inversement) nous a été imposé à $t = 50 \text{ s}$. On peut alors calculer le nombre de tours de la vis nécessaire pour effectuer ce déplacement, qui sera égal :

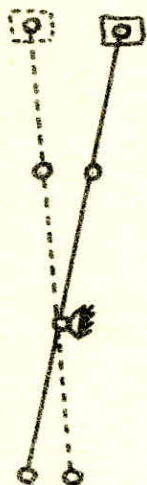
$$\frac{x_e}{p} = \frac{18,74}{2} = 9,37 \text{ tr.}$$

La vitesse de rotation de la vis sera :

$$n_{vis} = \frac{x_e/p}{t/60} = \frac{9,37}{50/60} = 11,24 \text{ tr/min.}$$

d'où le rapport de transmission total :

$$i = \frac{n_{nom}}{n_{vis}} = \frac{720}{11,24} = 64.$$



IV. 2.2 CALCUL DU RENDEMENT DE LA VIS DE REGLAGE.

$$\eta_{vis} = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } (\beta + \psi')}$$

β : Angle de l'hélice donné par la relation :

$$\text{tg } \beta = \frac{p}{\pi \cdot d_m} \quad \text{ou} \quad d_m = d - \frac{p}{4} = 25 - \frac{2}{4} = 24,5 \quad (\phi \text{ moyen de la vis})$$

$$\text{tg } \beta = \frac{2}{\pi \cdot 24,5} = 0,02598 \rightarrow \beta = 1,483^\circ \text{ soit } \beta = 1^\circ 29' 18''.$$

$$\text{tg } \psi' = \frac{\text{tg } \psi}{\cos \alpha} \quad \psi : \text{angle de frottement}$$

α : Demi-angle au sommet des filets ($\alpha = 15^\circ$).

Le coefficient de frottement en bronze-acier $f = 0,09 \pm 1,2$

On adopte $f = 0,1 \Rightarrow \operatorname{tg} \psi = 0,1$ d'où $\operatorname{tg} \psi'$
 ce qui donne $\psi' = 5,9^\circ$.

L'irréversibilité est assurée du fait que $\theta < \psi'$ donc
 On ne risque pas d'avoir modification de la vitesse pendant
 le fonctionnement, après un réglage donné.

finalement on aura : $\eta_{\text{vis}} = \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} (\theta + \psi')} = \underline{0,200}$

II.2.3 CALCUL DE LA CHARGE AXIALE SUR LA VIS :

a) CALCUL DE LA CHARGE AXIALE A_{12} . (voir schéma).

$$A_a = Q_a (\cos \psi - f \sin \psi) + F_{da} + f' (R_a^a + R_b^a)$$

$$A_b = Q_b (\cos \psi + f \sin \psi) - F_{db} - f' (R_a^b + R_b^b)$$

F_{da}, F_{db} : effort entre clavettes et flasques des poulies
 extensibles (resp. Ⓐ, Ⓑ).

$R_a^a, R_a^b, R_b^a, R_b^b$: Actions des flasques aux extrémités A et B
 des poulies Ⓐ, Ⓑ.

f' : coefficient de frottement entre flasques - arbres

$$f' = 0,1.$$

f : coefficient de frottement entre flasques - courroies

$$f = 0,3.$$

$$F_{da} = f' \cdot F_a \cdot \frac{D_{\min}}{D_e} \quad D_e : \text{diamètre de l'arbre d'entrée.}$$

$$F_{da} = 0,1 \cdot 1286,6 \cdot \frac{90}{30} = \underline{385,98 \text{ N}}$$

$$F_{db} = f' \cdot F_b \cdot \frac{D_{\max}}{D_{\text{int}}} \quad D_{\text{int}} : \text{diamètre de l'arbre intermédiaire.}$$

$$F_{db} = 0,1 \cdot 1255,98 \cdot \frac{105,37}{40} = \underline{572,78 \text{ N}}$$

D'où : $A_a = 3420,17 (\cos 10^\circ - 0,3 \sin 10^\circ) + 385,98 + 0,1 (1745 + 140,66)$

$$A_a = \underline{3764,5 \text{ N.}}$$

$$A_b = 12691,98 (\cos 10^\circ + 0,3 \sin 10^\circ) - 572,78 - 0,1 (15288,17 + 14855,98)$$

$$A_b = 9775,32 \text{ N}$$

La charge axiale sur la vis au niveau des écrous (1) ou (2).

$$\sum \mathcal{M}_{/pt \text{ d'articulation}} = 0 \implies A_{12} \cdot l_1 + A_a \cdot l - A_b l = 0$$

$$\text{d'où } A_{12} = \frac{l}{l_1} (A_b - A_a) = \frac{140}{312} \cdot (9775,32 - 3764,5) = 26,97 \text{ N}$$

b/ CALCUL DE LA CHARGE AXIALE A_{34} :

$$A_c = Q_c (\cos \varphi - f \sin \varphi) + F_{dc} + f' (R_A^c + R_B^c)$$

$$A_d = Q_d (\cos \varphi + f \sin \varphi) - F_{dd} - f' (R_A^d + R_B^d)$$

avec :

$$F_{dc} = f' \cdot F_c \cdot \frac{D_{\min}}{D_{\text{int}}} = 0,1 \cdot 2543,55 \cdot \frac{90}{40} = 572,3 \text{ N}$$

$$F_{dd} = f' \cdot F_d \cdot \frac{D_{\max}}{D_s} \quad ; \quad D_s : \text{diamètre de l'arbre de sortie}$$

$$F_{dd} = 0,1 \cdot 2441,78 \cdot \frac{185,37}{35} = 1293,25 \text{ N}$$

$$A_c = 6763,36 (\cos 10^\circ - 0,3 \sin 10^\circ) + 0,1 (3450,4 + 278,43) + 572,3$$

$$A_c = 7253,36 \text{ N}$$

$$A_d = 6492,7 (\cos 10^\circ + 0,3 \sin 10^\circ) - 0,1 (7587,95 + 6797,2) - 1293,25$$

$$A_d = 4000,5 \text{ N}$$

$$\text{Finalement : } A_{23} = \frac{l}{l_1} \cdot (A_d - A_c) = \frac{140}{312} \cdot (7253,36 - 4000,5)$$

$$A_{23} = 1459,61 \text{ N}$$

II. 2. 4 CALCUL DU RENDEMENT DU REDUCTEUR ROUE - VIS SANS - FIN

Il s'agit du rendement en reducteur, car la vis qui est motrice, il est donné par la relation :

$$\eta_r = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \mu)}$$

γ_1 : Angle de pas.

μ : Angle de frottement.

notre rapport de transmission est de : $i = 64$.

le tableau suivant donne le nombre de filets recommandé pour la vis.

i	> 40	22 à 40	15 à 22	10 à 15	6 à 10	6 à 8	5 à 6	4 à 5	3 à 4
Nbre de filets	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Dans notre cas $i = 64$ qui est supérieur à 40 donc $Z_1 = 1$ (valeur recommandée), et par conséquent $Z_2 = i \cdot Z_1 = 64$ dents.

La stabilité de la vitesse de sortie nécessite un mécanisme de réglage irréversible ; L'abaque (n° 1), recommande un angle d'inclinaison primitif du filet de la vis par rapport à l'axe $\beta_1 = 86^\circ \div 88^\circ$.

nous adoptons $\beta_1 = 86^\circ \Rightarrow \gamma_1 = 4^\circ$.

de la même abaque on tire :

$q_1 = 14$ nombre de dents fictif de la vis.

en choisissant un module axial $m_{x1} = 1,5$; que nous allons le justifier après.

$$d_1 = m_{x1} \cdot q_1 = 1,5 \cdot 14 = 21 \text{ mm.}$$

$$D = \frac{\pi \cdot d_1}{\sin \beta_1} = \frac{\pi \cdot 21 \cdot 10^{-3}}{\sin 86^\circ} = 0,06613$$

$$V_f = n_1 \frac{\pi \cdot d_1}{\sin \beta_1} = \frac{720 \cdot \pi \cdot 21 \cdot 10^{-3}}{60 \sin 86^\circ} = 0,7936.$$

Pour une vis sans en acier cémenté, trempé, rectifié
roue en fonte G.S.

$$f_0 = \operatorname{tg} \mu_0 = 0,1 \text{ coef de frottement statique (Abaque (n°2))}$$

La formule de Moïsau donne la valeur du coefficient
de frottement dynamique (f).

$$f = \operatorname{tg} \mu = \frac{\operatorname{tg} \mu_0}{1 + \sqrt{V_f / 1970 \pi}} = \frac{0,0988}{1 + \sqrt{0,7936 / 1970 \pi}} \Rightarrow \mu = 5^\circ 38' 49''$$

finallement, on aura, le rendement de l'engrennag roue-
vis sans fin.

$$\eta_r = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \mu)} = \frac{\operatorname{tg} 4^\circ}{\operatorname{tg}(4 + 5,647)} = 0,411.$$

remarque : On remarque bien que $\gamma_1 < \mu$ ce qui verifie
l'hypothèse de reversibilité.

IV. 2.5 CALCUL DE LA VITESSE DE TRANSLATION DES ECROUS :

Le déplacement des plaques se fait au même temps
et de même distance, et la même vitesse en valeur absolue.

$$V = \frac{x_e}{t} = \frac{18,74 \cdot 10^{-3}}{50} = 0,375 \cdot 10^{-3} \text{ m/s.}$$

IV. 2.6 CALCUL DE LA PUISSANCE UTILE AU DEPLACEMENT DES ECROUS.

$$P_u = 2 (A_{12} + A_{34}) \cdot V = 2 (2697 + 1459,61) \cdot 0,375 \cdot 10^{-3}$$

$$P_u = 0,065 \text{ watts.}$$

$$P_{\text{tête}} = \frac{P_u}{\eta_{\text{vis}} \cdot \xi_r} = \frac{8,055}{0,200 \cdot 0,411} = 37,17 \text{ watts.}$$

On choisit un servo-moteur de 0,06 Kw.

IV. 3 CALCUL DU REDUCTEUR ROUE-VIS SANS FIN

IV. 3.1 CALCUL DES DIMENSIONS :

IV. 3.1.1 Pour la vis.

Nous avons $\beta_1 = 86^\circ > 75^\circ$ donc on utilise les formules suivantes :

- Saillie : $h_{a1} = m_{x1} = 1,5 \text{ mm.}$
- Creux : $h_{f1} = 1,25 m_{x1} = 1,25 \cdot 1,5 = 1,875 \text{ mm}$
- Diamètre primitif : $d_1 = m_{x1} \cdot q_1 = 1,5 \cdot 14 = 21 \text{ mm.}$
- Diamètre de tête : $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 21 + 2 \cdot 1,5 = 24 \text{ mm.}$
- Diamètre de pied : $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 21 - 2 \cdot 1,5 = 17,25 \text{ mm}$
- Pas axial : $P_{x1} = m_{x1} \cdot \pi = 1,5 \cdot \pi = 4,712 \text{ mm}$
- Entraxe : $a = \frac{m_{x1} (q_1 + z_2)}{2} = 58,5 \text{ mm}$

IV. 3.1.2 Pour la roue.

- Saillie : $h_{a2} = m_{x1} = 1,5 \text{ mm}$
- Creux : $h_{f2} = 1,25 = 1,875 \text{ mm}$
- Diamètre primitif : $d_2 = m_x \cdot z_2 = 1,5 \cdot 64 = 96 \text{ mm.}$
- Diamètre de tête : $d_{a2} = d_2 + 2m_x = 96 + 2 \cdot 1,5 = 99 \text{ mm}$
- Diamètre extérieur : $d_{e2} = d_{a2} + 2e_2 = 99 + 2 \cdot 1,5 = 102 \text{ mm}$
- Largeur de la roue : $b_2 = (0,67 \div 0,75) d_{a1} = 0,75 \cdot 24 = 18 \text{ mm}$

III. 5.2 ETUDE DYNAMIQUE

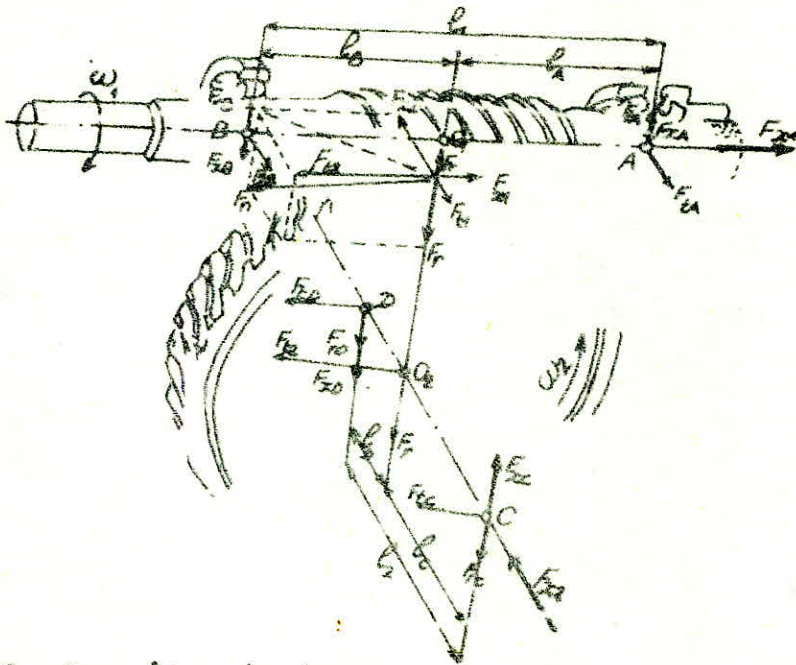
La vis est liée à l'arbre du servo-moteur, c'à d dans ce cas là, la vis qui est motrice.

Le moment de la roue sera : $M_2 = M_1 \cdot i \cdot S_r$; et

La Puissance : $P_2 = P_1 \cdot S_r$.

Soit la vis à filet à droite.

Le schéma suivant montre les différents efforts sollicitants la roue, et la vis.



et efforts sur les dentures :

* effort tangentiel sur la roue :

$$F_{t2} = \frac{M_2}{r_2} = \frac{M_1 \cdot i \cdot S_r}{r_2} \quad \text{avec } M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{90 \cdot 60}{2\pi \cdot 720} = 1,195 \text{ N.m}$$

$$F_{t2} = \frac{1,195 \cdot 77 \cdot 0,444}{96/2 \cdot 10^{-3}} = 786,98 \text{ N.}$$

* effort axial sur la roue :

$$F_{a2} = \frac{M_1}{r_1} = \frac{1,195}{24 \cdot 10^{-3}} = 49,79 \text{ N.}$$

* Effort radial sur la roue

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{x21} \quad \text{du Tableau, on tire } \alpha_{x21} = 14^\circ 30' \text{ pour } Z_2 = 64.$$

$$F_{r2} = 786,98 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ 30' = 203,52 \text{ N.}$$

Nous avons évidemment :

F_{x1} : Effort axial sur la vis : égal et opposé à F_{t2} .

F_{t1} : Effort tangentiel sur la vis : égal et opposé à F_{x2} .

F_{r1} : Effort radial sur la vis : égal et opposé à F_{r2} .

b) Effort sur les arbres et les paliers :

* Effort radial sur l'arbre de la roue en O_2 :

$$\vec{R}_2 = \vec{F}_{t2} + \vec{F}_{r2} \Rightarrow \bar{R}_2 = \sqrt{(786,98)^2 + (203,52)^2} = 812,87 \text{ N.}$$

* Effort sur le palier C : $\vec{R}_c = \sqrt{\vec{F}_{tc} + \vec{F}_{rc} + \vec{F}_{xc}}$.

$$F_{tc} = F_{t2} \cdot \frac{l_0}{l_2} = 786,98 \cdot \frac{15}{40} = 295,11 \text{ N.}$$

$$F_{xc} = F_{x2} \cdot \frac{r_2}{l_2} = 113,619 \cdot \frac{96/2}{40} = 136,32 \text{ N.}$$

$$F_{rc} = F_{r2} \cdot \frac{l_0}{l_2} = 203,52 \cdot \frac{15}{40} = 76,32 \text{ N}$$

$$R_c = \sqrt{(F_{xc} - F_{rc})^2 + F_{tc}^2} = 301,1 \text{ N}$$

* Effort radial sur la vis en O_1 :

$$\vec{R}_1 = \vec{F}_{t1} + \vec{F}_{r1} \longrightarrow \bar{R}_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(113,61)^2 + (203,52)^2}$$

* Effort radial sur le palier A :

$$\vec{R}_A = \vec{F}_{tA} + \vec{F}_{rA} + \vec{F}_{xA}$$

$$F_{tA} = F_{t1} \cdot \frac{l_0}{l_1} = 115,61 \cdot \frac{60}{125} = 55,4 \text{ N.}$$

$$F_{rA} = F_{r1} \cdot \frac{l_0}{l_1} = 203,52 \cdot \frac{60}{125} = 99,278 \text{ N}$$

$$F_{xA} = F_{x1} \cdot \frac{r_1}{l_1} = 786,48 \cdot \frac{21/2}{125} = 67,18 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{(F_{xA} + F_{rA})^2 + F_{tA}^2} = \sqrt{(67,18 + 99,278)^2 + (55,4)^2}$$

$$R_A = 175,43 \text{ N}$$

• Charge axiale sur le vis \vec{F}_{x1} : $F_{x1} = F_{t2} = 786,98 \text{ N.}$

* Effort radial sur le palier B :

$$\vec{R}_B = \vec{F}_{t0} + \vec{F}_{r0} + \vec{F}_{x0}$$

$$F_{t0} = F_{t1} \cdot \frac{l_A}{l_1} = 115,619 \cdot \frac{65}{125} = 58,2 \text{ N}$$

$$F_{r0} = F_{r1} \cdot \frac{l_A}{l_1} = 203,52 \cdot \frac{65}{125} = 104,24 \text{ N.}$$

$$F_{x0} = F_{x1} \cdot \frac{r_1}{l_1} = 786,48 \cdot \frac{21/2}{125} = 67,18 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(F_{r0} - F_{x0})^2 + F_{t0}^2} = \sqrt{(104,24 - 67,18)^2 + (58,2)^2}$$

$$R_B = 68,99 \text{ N.}$$

L'engrenage fonctionne dans les deux sens, il convient donc de prendre toujours pour le calcul des paliers une composante F_x , s'ajoutant à une composante F_r .

II. 5.5 CALCUL DE ROULEMENTS SUR LES PALIERS DE L'ARBRE DE LA VIS:

a/ Pour la vitesse de rotation $N = 720 \text{ tr/min}$, et une durée de service $H = 10.000$ heures. on obtient des abaques

$$C/p = \sqrt[k]{\frac{H \cdot n}{16666}} \quad k = 5 \text{ (roulement à billes)}$$

$$C/p = \sqrt[5]{\frac{10000 \cdot 720}{16666}} = 7,559$$

1^{ère} supposition : Le roulement se calcule à partir de l'effort radial $F_r = R_A = 175,16 \text{ N}$.

d'où : $C = 7,559 \cdot 175,16 = 1324 \text{ N}$ soit : $132,4 \text{ daN}$.

On choisit un roulement SKF 6304 pour lequel on a :

$C = 800 \text{ daN}$; $C_0 = 430 \text{ daN}$. dont les dimensions :

$d = 12 \text{ mm}$; $D = 52 \text{ mm}$; $B = 10 \text{ mm}$.

2^{ème} supposition : En tenant compte de l'effort axial.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{ax}}{R_A} = \frac{786,98}{175,43} = 4,486$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{786,98}{175} = 0,271 \text{ ce qui donne } e = 0,37$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow X = 0,56 ; Y = 1,2$$

d'où $P = X F_r + Y F_a = 0,56 \cdot 175,43 + 1,2 \cdot 786,98 = 1042,61 \text{ N}$

Ce qui donne : $C = 1042,6 \cdot 7,559 = 7881 \text{ N}$ soit $C = 788,1 \text{ daN}$

Le roulement SKF 6304 choisi convient bien.

Le palier (B) de la vis est moins chargé, que le palier A.

Un roulement du même type suffit largement.

IV.3.4 Jusu.

Le matériau de roue est le 0035 à $t = 850^\circ\text{C}$;
 dont la résistance à rupture $R = 55-67 \text{ N/mm}^2$ et le $R = 50 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$
 et un coefficient de sécurité $C = 3$ on va avoir $\sigma_{adm} = 30 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

Le couple sur la roue est $M_2 = M_1 \cdot i$

$$M_2 = 2187 \cdot 14 = 30,671 \text{ N.m}$$

Le module est donné par la relation de la résistance

$$m_x \geq \left(\frac{M_2}{\sigma_{adm} \cdot Z_2} \right)^{1/3} = \left(\frac{30,671 \cdot 10^3}{300 \cdot 64} \right)^{1/3} = 1,205 \text{ mm}$$

IV.3.5 Verification du palier lisse de la vis de réglage (B) côté roue-vis sans fin :

a/ A la pression diamétrale

la pression admissible sur le palier, est fonction
 de la réaction, des dimension du palier, et du matériau
 de ce dernier pour notre cas $P_{adm} = 5 \text{ N/mm}^2$ (Adx)

$$P = \frac{F}{\pi \cdot \ell \cdot d/2} \quad \text{avec } j = 14, \ell = 13; F = R_c = 271,89 \text{ N}$$

$$P = \frac{271,89}{\pi \cdot 13 \cdot 14/2} = 0,951 \text{ N/mm}^2 < 5 \text{ N/mm}^2.$$

b/ A la vitesse admissible

pour palier en Adx avec lubrification $V_{adm} = 3 \text{ m/s}$.

la vitesse linéaire sur le palier lisse est $V = \omega \frac{d}{2}$

$$V = 2\pi \frac{N}{60} \cdot \frac{d}{2} = 2\pi \cdot \frac{11,25}{60} \cdot \frac{14}{2} \cdot 10^{-3} = 8,24 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} < V_{adm}$$

c/ Au facteur $(PV)_{adm} = 10^7 \text{ N/m.s}$

nous avons le produit :

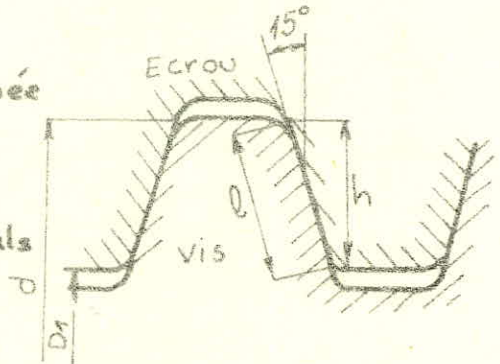
$$PV = 0,951 \cdot 10^6 \cdot 8,24 \cdot 10^{-3} = 7836,24 \text{ N/m.s} < 10^7 \text{ N/m.s}$$

IV. 3.6 Verification de la vis (B) à la pression superficielle sur les filets.

La pression admissible est donnée

par $P_{adm} = (7 \div 13) \text{ N/mm}^2$

La vis est à filets trapezoïdals
de diamètre $d = 25 \text{ mm}$; $p = 2 \text{ mm}$



Nous avons déjà calculé la charge axiale sur la vis (B)

$$A = A_{12} + A_{34} = 2697,15 + 1459,61 = 4156,76 \text{ N.}$$

La surface apparente de contact entre les filets de la vis et l'écrou est égale :

$$S_h = \frac{\pi}{4} (d^2 - D_i^2) \cdot n$$

n : nombre de filets de la vis prise en charge sur l'écrou

$$n = \frac{\text{Longueur active de l'écrou}}{\text{pas}} = \frac{32}{2} = 16 \text{ filets.}$$

L'angle au sommet d'un filet est $15^\circ \times 2 = 30^\circ$

La surface réelle de contact est :

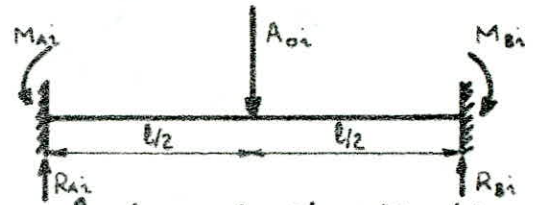
$$S_p = \frac{S_h}{\cos 15^\circ} = n \frac{\pi}{4} (d^2 - D_i^2) / \cos 15^\circ = 16$$

$$S_p = 16 \cdot \frac{\pi}{4} (25^2 - 23^2) / \cos 15^\circ = 1248,42 \text{ mm}^2$$

finalement : la pression de contact superficielle entre la vis (B) et l'écrou () est :

IV.3.7 VERIFICATION DU BOULON (g) ; DU POINT FIXE D'ARTICULATION À LA FLEXION.

On assimile le boulon, à une poutre (du point de vue RDM) encastrée des deux côtés.



La flèche maximale est au point $x = \frac{l}{2}$ (point d'application de la charge) est donnée par la relation :

$$f = - \frac{A_{0i} l^3}{192 E I}$$

Le matériau du boulon est (A33) dont le module d'élasticité $E = 5 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

a/ VERIFICATION DES BOULONS DU 1^{er} ETAGE :

Nous avons :

$$A_{01} = A_a + A_b - A_{12} = 3764,538 + 9775,319 - 2697,15 = 10842,7 \text{ N}$$

ce qui provoque une flèche :

$$f = - \frac{10842,7 \cdot (260)^3}{192 \cdot 5 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{64} (15)^4} = 0,798 \text{ mm}$$

b/ VERIFICATION DES BOULONS DU 2^{ème} ETAGE :

$$A_{02} = A_c + A_d - A_{34} = 7253,36 + 4000,5 - 1459,6 = 9794,26 \text{ N}$$

d'où $f = 0,720 \text{ mm}$.

Ces valeurs peuvent être admissibles vu que les boulons n'ont pas une grande importance du point de vue centrage. un petit jeu fonctionnel peut facilement assurer cette flèche sans qu'il y aura de danger.

VERIFICATION A LA RESISTANCE DES CLAVETTES

Les clavettes à vérifier, sont celle des arbres d'entrée, intermédiaire, et de sortie. Pour éviter d'utiliser plusieurs types de clavettes, on va vérifier la clavette la plus chargée, et on utilise ce même type de clavette sur les 3 arbres du variateur, afin de faciliter l'entretien.

a/ VERIFICATION AU CISAILLEMENT.

La vérification au cisaillement se fait au niveau de la clavette de l'arbre d'entrée là où elle ^{est} chargée à la torsion.

Nous avons : $d = 30 \text{ mm}$.

$$M_t = F_t \cdot r \Rightarrow F_t = 2M_t/d = 2 \frac{P_e}{\frac{2\pi}{60} n_e d} = \frac{\eta P}{\frac{\pi}{60} n_e d}$$

$$F_t = \frac{0,46 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 60}{\pi \cdot 475 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 3859,92 \text{ N}$$

La clavette à vérifier a pour section 10×8 sur $l = 90$

$$\text{d'où } S = B \cdot l = 10 \cdot 90 = 900 \text{ mm}^2$$

la contrainte est donnée par :

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \frac{3859,92}{900} = 4,288 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm} = 60 \text{ N/mm}^2.$$

b/ VERIFICATION AU MATTASSE (Pression spécifique) :

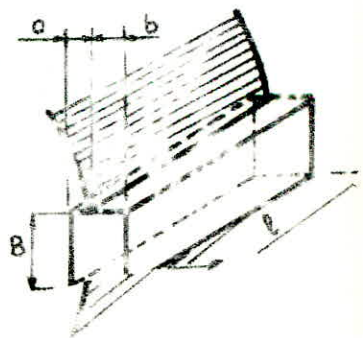
. Au niveau du champ entre la clavette et l'arbre.

La pression admissible $P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$.

$$P = \frac{N}{S} \leq P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2.$$

$$N = F_t = 3859,92 \text{ N}, \quad S = a \cdot l = 5 \cdot 90$$

$$S = 270 \text{ mm}^2$$



$$P = \frac{F_t}{a \cdot l} = \frac{3859,92}{270} = 14,296 \text{ N/mm}^2. < P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$

. Au niveau du champ entre la clavette et le moyeu.

$$P = \frac{F_t}{b \cdot l} = \frac{3859,92}{5 \cdot 90} = 8,571 \text{ N/mm}^2. < P_{adm} = 150 \text{ N/mm}^2$$

CONCLUSION

Le projet de ce variateur est, avant tout une modeste approche, sa conception en conséquence n'est qu'une amorce ou un pas vers sa réalisation qui tiendra compte de tous les facteurs inherents. en plus il pourra être amélioré par la suite.

ce variateur est destiné, à être un banc d'essai de laboratoire, donc il nécessite une bonne précision, et une stabilité de la vitesse de sortie réglée, pour cela je suggere au prochain utilisateur d'améliorer la commande et le mécanisme de réglage.

Pour terminer, nous espérons que ce variateur sera réalisé, permettant ainsi un banc d'essai en plus pour notre laboratoire.

Nous serons bien satisfaits d'avoir contribué en certain mesure à la solution de ce problème important.

Sections recommandées des courroies trapézoïdales en fonction de la puissance de la transmission et de la vitesse de la courroie.

Puissance de la transmission. (Kw)	type de courroie recommandée, la vitesse étant		
	Jusqu'à 5	5 à 10	plus de 10
Jusqu'à 1 inclus	O, A	O, A	O
De 1 à 2	O, A, B	O, A	O, A
" " 2 à 4	A, B	O, A, B	O, A
" " 4 à 7,5	B, B	A, B	A, B
" " 7,5 à 15	B	B, B	B, B
" " 15 à 30	—	B	B, Г
" " 30 à 60	—	Г, Д,	B Г
" " 60 à 120	—	Д	Г, Д
" " 120 à 200	—	Д, E	Г, Д
" " 200	—	—	Д, E

Valeur moyenne du Coefficient de frottement f (poulie - courroie).

matière de la courroie		Materiau des flasques			
		Papier pressé	Bois	Acier	Fonte
Cuir.	tannage végétal.	0,35	0,30	0,25	0,25
	tannage minéral.	0,50	0,45	0,40	0,40
Coton.	tissées	0,28	0,25	0,22	0,22
	Cousues	0,25	0,23	0,20	0,20
Laine.		0,45	0,40	0,35	0,25
Tissus caoutchoutés.		0,35	0,32	0,30	0,30

Tableau n° 1.

CARACTERISTIQUES	DIMENSIONS NORMALISEES						
	O	A	B	B	Г	II	E
surface de la section S ; cm ²	0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7,0	11,7
Longueur pratique (interieur) de la courroie en mm $\begin{cases} \text{min} \\ \text{max} \end{cases}$	$\begin{matrix} 500 \\ 2500 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 500 \\ 4000 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 630 \\ 6300 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 1800 \\ 9000 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 3150 \\ 11000 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 4500 \\ 14000 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 6300 \\ 14000 \end{matrix}$
Difference entre les longueur pratique et interieure de la courroie mm	$\begin{matrix} 25 \\ 25 \end{matrix}$	33	40	59	76	95	120
Diametres pratiques minimaux des poulies (mm)	63	90	125	200	315	500	800
Constantes $\begin{matrix} a \\ w \end{matrix}$	$\begin{matrix} 23 \\ 110 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 25 \\ 120 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 28 \\ 180 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 30 \\ 215 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 32 \\ 280 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 32 \\ 350 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 32 \\ 440 \end{matrix}$
vitesse maximale reco- mandee m/s.	25	25	25	25	30	30	50
Largeur pratique de la courroie a_c (mm)	8,5	11	14	19	27	32	42
h mm	10	12,5	16	21	28,5	34	45
h_0 mm	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5
$\begin{matrix} p \\ s \\ \varphi \end{matrix}$	$\begin{matrix} 12 \\ 8 \\ 34 \div 40 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 16 \\ 10 \\ 34 \div 40 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 20 \\ 12,5 \\ 34 \div 40 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 26 \\ 17 \\ \dots \end{matrix}$	$\begin{matrix} 37,5 \\ 24 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 44,5 \\ 29 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 58 \\ 38 \end{matrix}$

coefficient C_0 : (Tab 2a)

TRANSMISION	Angle de pente de l'axe de la transmission / L'horizontale		
	0° à 60°	60 à 80	80 + 90
Réglage automatique de la tension de la courroie	1,0	1,0	1,0
À galet tendeur ou simple ouverte.	1,0	0,9	0,8
Croisée	0,9	0,8	0,7
Semi-croisée ou semi-croisée à galet de guidage.	0,8	0,7	0,6

coefficient C_v : (Tab 2b)

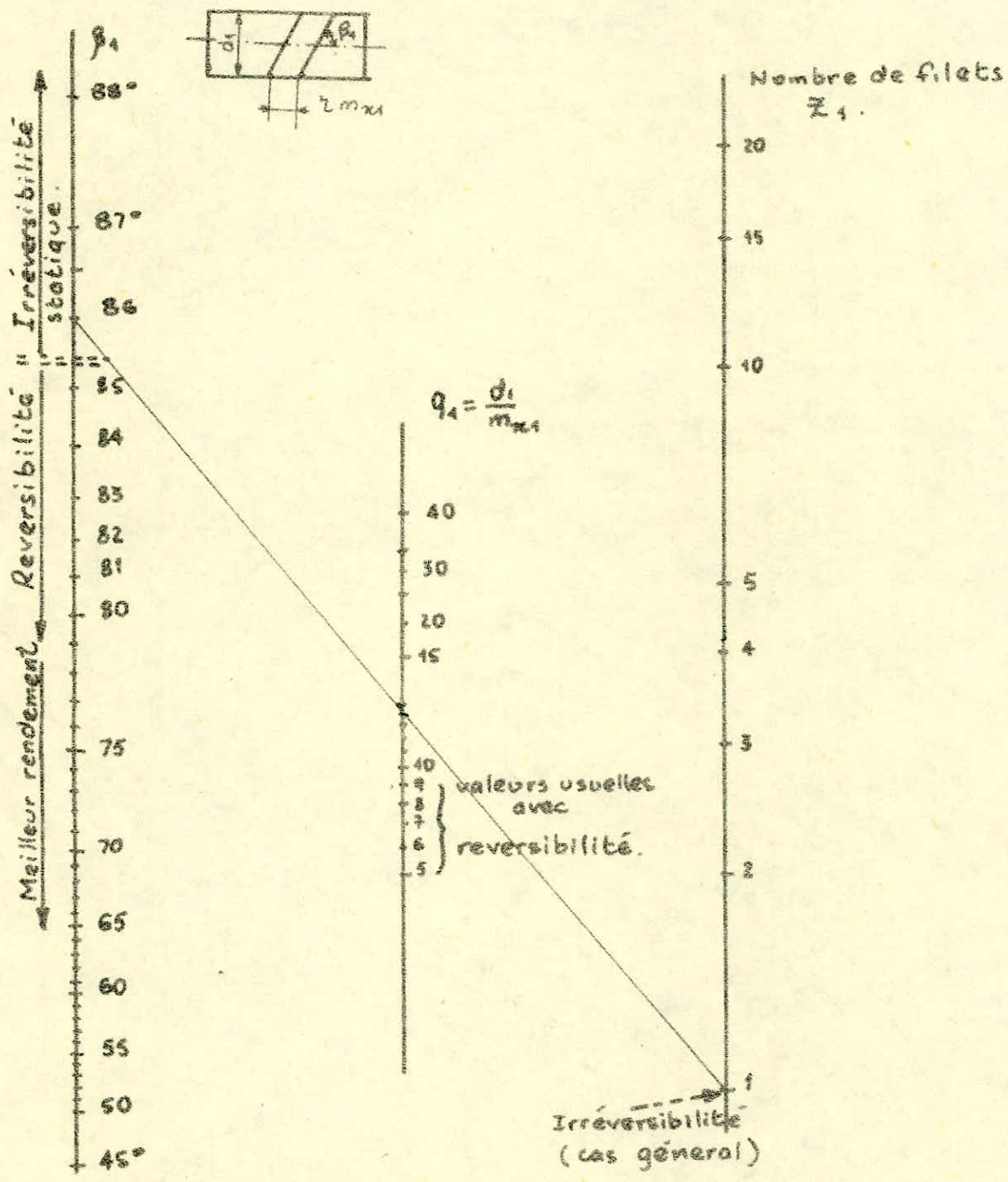
vitesse de la courroie (m/s)		1	5	10	15	20	25	30
C_v	Courroies plates	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
	Courroies trapèz.	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

coefficient C_a : (Tab 2c)

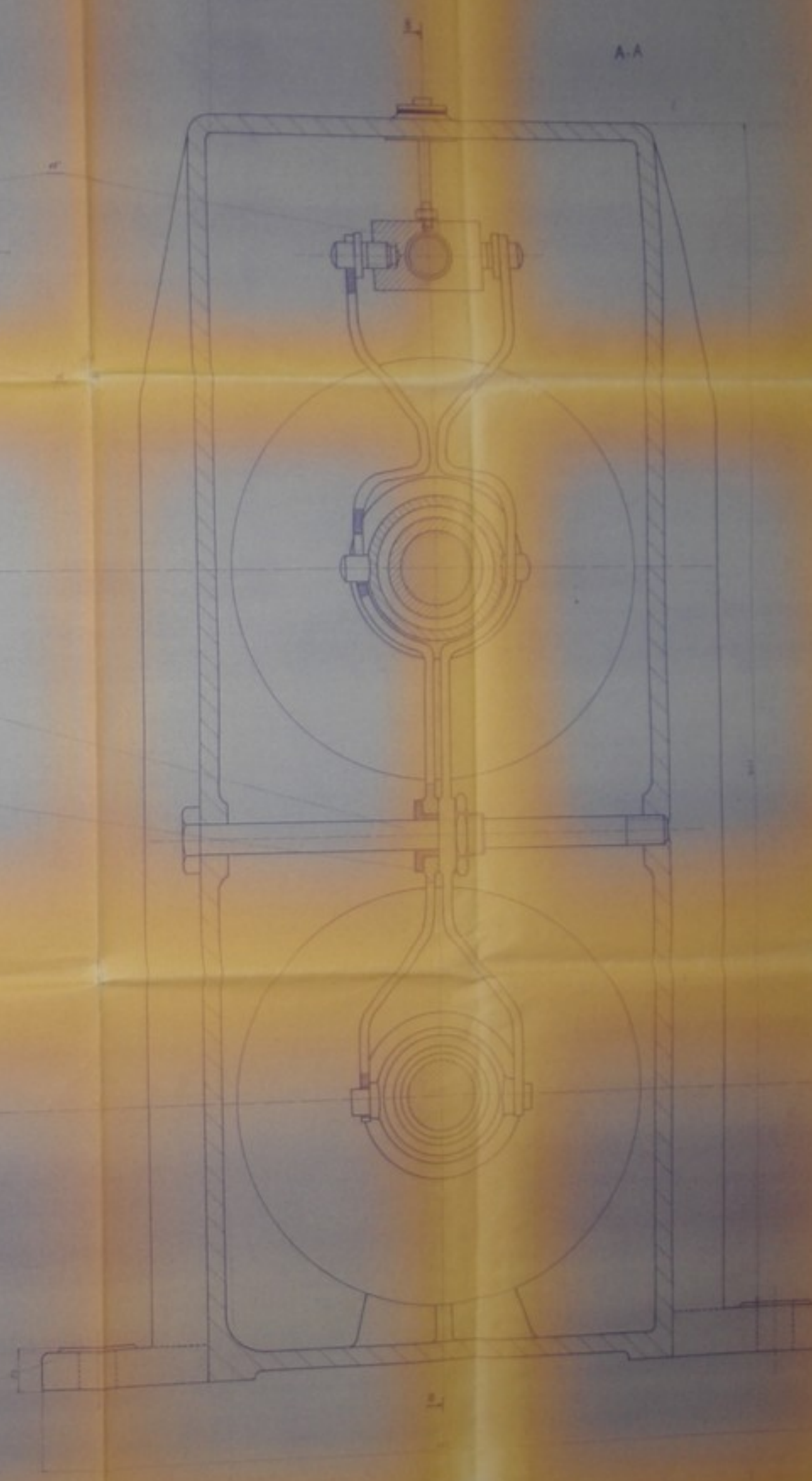
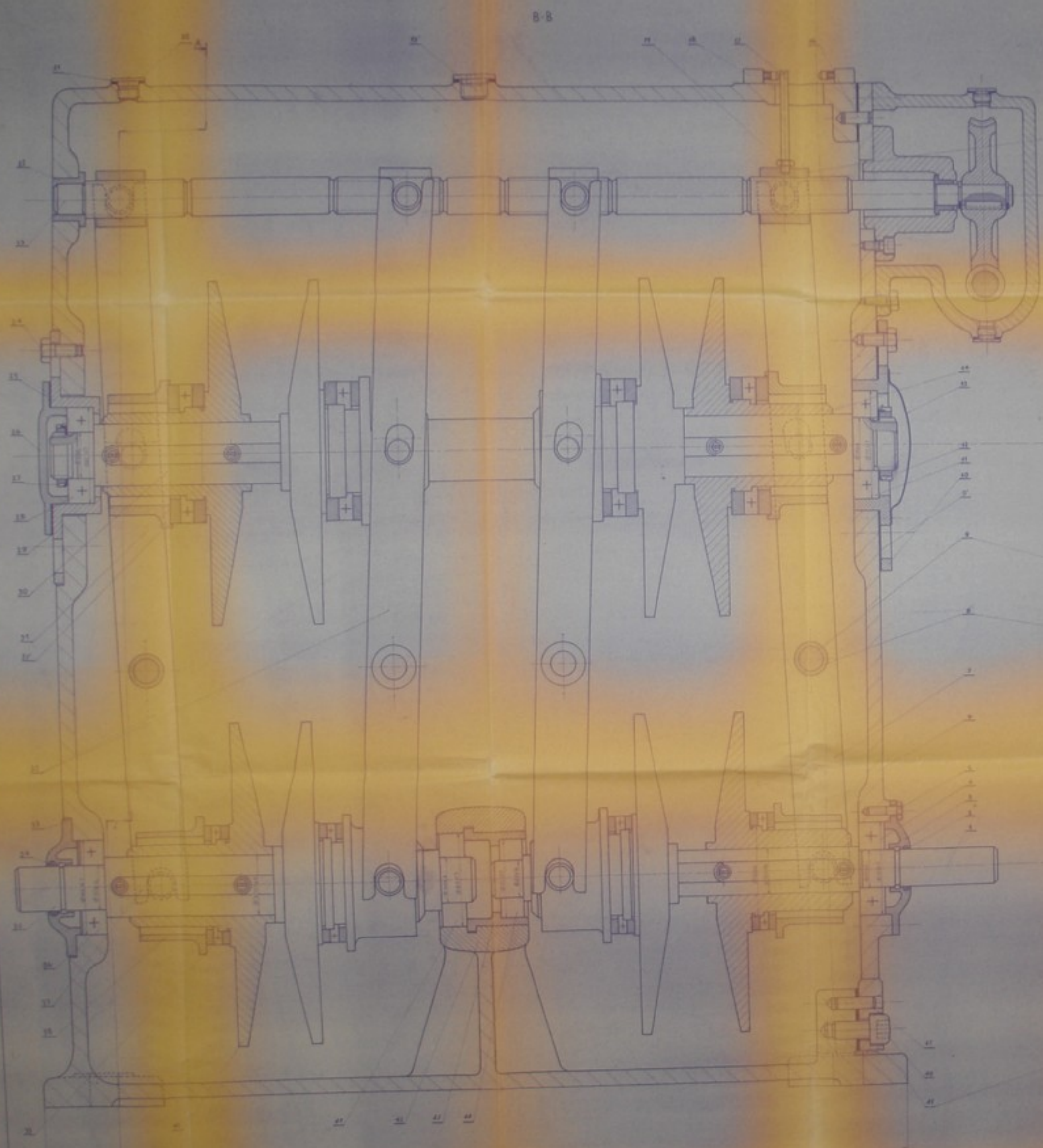
Arc embrassé α°		80	120	140	160	180	200	—
C_a	Courroies plates	—	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12	—
	Courroies trapèz.	0,62	0,85	0,90	0,96	1,0	1,08	—

coefficient du regime C_r : (Tab 2d)

charge	type de machine	coef C_r
Calme. Démarrage à 120% de la normale	Génératrice. ventilateur. Pompes centrifuges et compresseurs. transporteurs à bandes. Machines outils à coupe continue : tours, perceuses, rectifieuses.	1,0
variations de charge modérées. Démarrage à 150% de la normale.	Pompes à piston et compresseurs à trois cylindres et plus. Transporteurs à éléments articulés. Machines-outils automatiques.	0,9
variations de charge importantes. Démarrage à 200% de la normale.	Commande avec renversement de la vitesse. Roboteuses et mortaiseuses. Pompes à pistons et compresseurs à un ou deux cylindres. Transporteurs à vis et à radelles. Elevateurs. presses à vis et à excentrique à volant relativement lourd.	0,8
charges très irrégulières et par chocs. Démarrage à 300% de la normale.	Ascenseurs, excavateurs, droques presses à vis et à excentrique à volant relativement léger. Cisailles, marteaux-pilons, rouleaux, moulins.	0,7



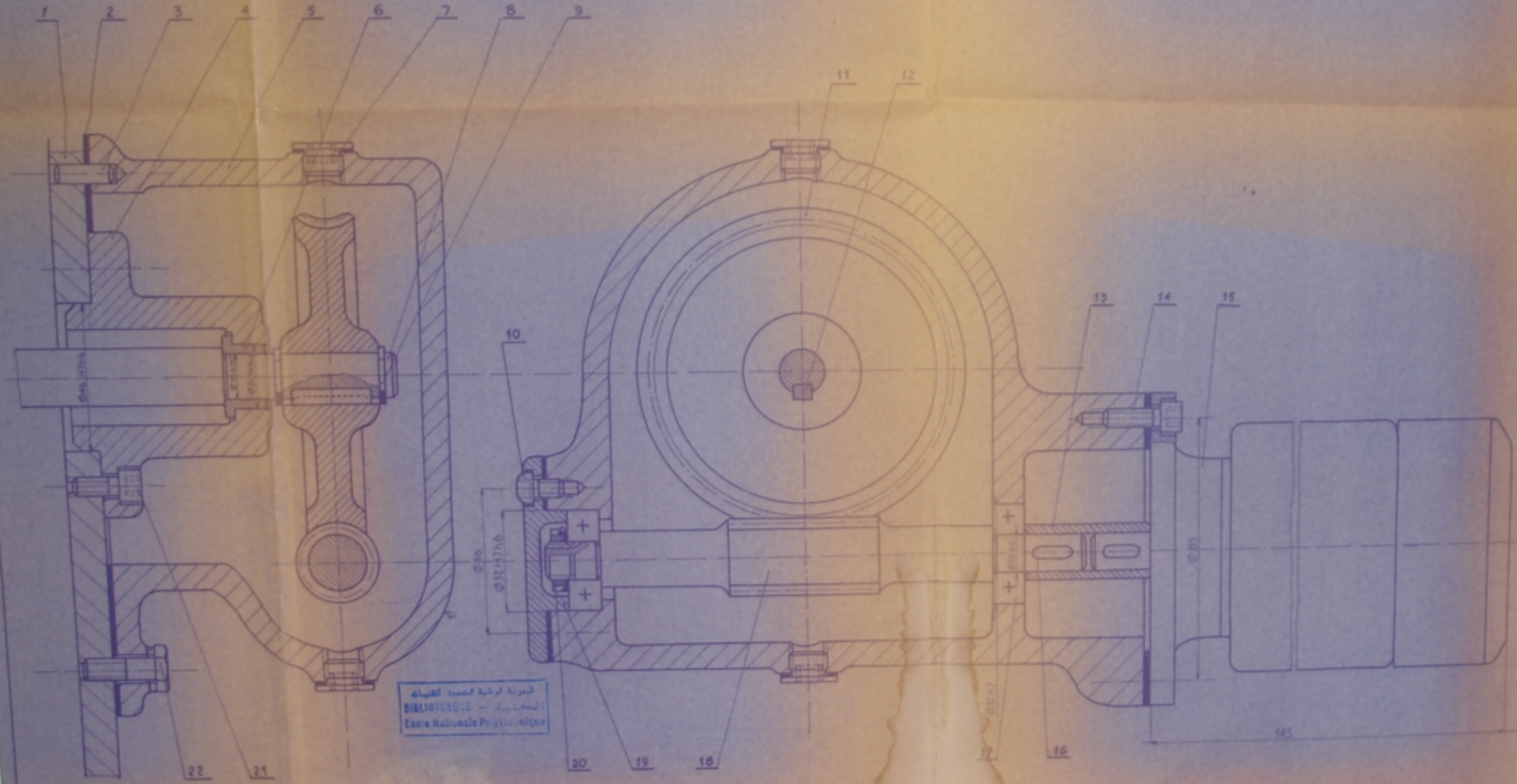
ABaque N° 1.



PROJ. 3273
PAGE 2

LISTE DES PIÈCES		QUANTITÉS		REMARQUES	
N°	Description	Qté	Unité	Qté	Unité
01	Filet de montage	1			
02	Vis M6 x 10	2			
03	Carbone de montage	1			
04	Boîtier en aluminium	1			
05	Boîtier en aluminium	1			
06	Boîtier en aluminium	1			
07	Boîtier en aluminium	1			
08	Boîtier en aluminium	1			
09	Boîtier en aluminium	1			
10	Boîtier en aluminium	1			
11	Boîtier en aluminium	1			
12	Boîtier en aluminium	1			
13	Boîtier en aluminium	1			
14	Boîtier en aluminium	1			
15	Boîtier en aluminium	1			
16	Boîtier en aluminium	1			
17	Boîtier en aluminium	1			
18	Boîtier en aluminium	1			
19	Boîtier en aluminium	1			
20	Boîtier en aluminium	1			
21	Boîtier en aluminium	1			
22	Boîtier en aluminium	1			
23	Boîtier en aluminium	1			
24	Boîtier en aluminium	1			
25	Boîtier en aluminium	1			
26	Boîtier en aluminium	1			
27	Boîtier en aluminium	1			
28	Boîtier en aluminium	1			
29	Boîtier en aluminium	1			
30	Boîtier en aluminium	1			
31	Boîtier en aluminium	1			
32	Boîtier en aluminium	1			
33	Boîtier en aluminium	1			
34	Boîtier en aluminium	1			
35	Boîtier en aluminium	1			
36	Boîtier en aluminium	1			
37	Boîtier en aluminium	1			
38	Boîtier en aluminium	1			
39	Boîtier en aluminium	1			
40	Boîtier en aluminium	1			
41	Boîtier en aluminium	1			
42	Boîtier en aluminium	1			
43	Boîtier en aluminium	1			
44	Boîtier en aluminium	1			
45	Boîtier en aluminium	1			
46	Boîtier en aluminium	1			
47	Boîtier en aluminium	1			
48	Boîtier en aluminium	1			
49	Boîtier en aluminium	1			
50	Boîtier en aluminium	1			
51	Boîtier en aluminium	1			
52	Boîtier en aluminium	1			
53	Boîtier en aluminium	1			
54	Boîtier en aluminium	1			
55	Boîtier en aluminium	1			
56	Boîtier en aluminium	1			
57	Boîtier en aluminium	1			
58	Boîtier en aluminium	1			
59	Boîtier en aluminium	1			
60	Boîtier en aluminium	1			
61	Boîtier en aluminium	1			
62	Boîtier en aluminium	1			
63	Boîtier en aluminium	1			
64	Boîtier en aluminium	1			
65	Boîtier en aluminium	1			
66	Boîtier en aluminium	1			
67	Boîtier en aluminium	1			
68	Boîtier en aluminium	1			
69	Boîtier en aluminium	1			
70	Boîtier en aluminium	1			
71	Boîtier en aluminium	1			
72	Boîtier en aluminium	1			
73	Boîtier en aluminium	1			
74	Boîtier en aluminium	1			
75	Boîtier en aluminium	1			
76	Boîtier en aluminium	1			
77	Boîtier en aluminium	1			
78	Boîtier en aluminium	1			
79	Boîtier en aluminium	1			
80	Boîtier en aluminium	1			
81	Boîtier en aluminium	1			
82	Boîtier en aluminium	1			
83	Boîtier en aluminium	1			
84	Boîtier en aluminium	1			
85	Boîtier en aluminium	1			
86	Boîtier en aluminium	1			
87	Boîtier en aluminium	1			
88	Boîtier en aluminium	1			
89	Boîtier en aluminium	1			
90	Boîtier en aluminium	1			
91	Boîtier en aluminium	1			
92	Boîtier en aluminium	1			
93	Boîtier en aluminium	1			
94	Boîtier en aluminium	1			
95	Boîtier en aluminium	1			
96	Boîtier en aluminium	1			
97	Boîtier en aluminium	1			
98	Boîtier en aluminium	1			
99	Boîtier en aluminium	1			
100	Boîtier en aluminium	1			

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE
 INGENIEURS DE
 NANTES



22	NF E27 613	Vis Hm MB 15/21			
21					
20	NF E27 614	Ecrou à encoches $\varnothing 12$	1		
19	VV030219	Couvercle	1	FL 20	
18	VV030218	Vis sans fin arbré	1	10A/12	
17		Roulement SKF6201			
16	NF E27 659	Clavette // forme A55 10	2		
15		Servo moteur P: 3kw	1		N ₁ 79016
14	NFE27.161	Vis à six pans Chc M6			
13	VV030213	Bague d'accouplement	1	CC 55	
12	NF E27 659	Clavette // forme A 5.6 25	1		
11	VV030211	Roue tangente	1	CC 55	
10	NFE27.161	Vis à six pans			
9	Virax	Circlips 7100	2		
8	VV030208	Vis de réglage	1		
7	NFE29.582	Bouchon à embase	2		
6	VV030206	Palier lisse	1	Adx	
5	VV030205	Cartier	1	FL 20	Mod. 11
4	VV030204	Palier	1	Adx	
3	VV030203	Piéd de centrage	1		
2	VV030202	Joint d'étanchéité	1	Carton tech	
1	VV030201	Bati du variateur	1	FL 20	Mod. 1
R ₁	NT du DESSIN	DESIGNATION	No/PI	MATIERE	Observation

مركز الوثائق المتعددة اللغويات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE	1	MECANISME DE COMMANDE	Departement MECANIQUE
DATE	06 05 85		
DESSINATEUR	BATRECHE	E.N.P.A.	VV030200
PROMOTEUR	BELHADEF		

