

UNIVERSITÉ D'ALGER

4/83

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT MECANIKUES

lex

PROJET DE FIN D'ETUDES



**LAMINOIR DE TUBES A FROID
A CANNELURES HELICOIDALES**

Proposé et suivi par :

M. Troitski

Etudié par :

Mohand Larbi Amrouche

PROMOTION JANVIER 1983





UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT MECANIKES

PROJET DE FIN D'ETUDES

**LAMINOIR DE TUBES A FROID
A CANNELURES HELICOIDALES**

Proposé et suivi par :

M. Troitski

Etudié par :

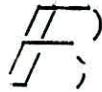
Mohand Larbi Amrouche

PROMOTION JANVIER 1983

**Avec mes remerciements à tous les Professeurs
qui ont contribué à ma formation ainsi qu'à tous
ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.**

**Qu'ils puissent trouver ici l'expression de toute
ma gratitude.**

Mohand Larbi AMROUCHE



REMERCIEMENTS

JE TIENS A REMERCIER VIVEMENT MONSIEUR IGOR TROITSKI MAITRE
ASSISTANT A L'ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D' ALGER , POUR
SES JUDICIEUX CONSEILS ET SON SUIVI LORS DE MON TRAVAIL
JE TIENS A REMERCIER EGALEMENT L'ENSEMBLE DES ENSEIGNANTS
QUI ONT CONTRIBUE A MA FORMATION D'INGENIEUR ET EN PARTICULIER
CEUX DU DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE.

DEDICACES



M E S P A R E N T S

M E S N E V E U X

M E S A M I S

M E S C O L L E G U E S D E P R O M O T I O N

JE DEDIE CE MODESTE TRAVAIL

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

SOCOLOVSKI - V = LAMINAGE DE TUBE A FROID (MOSCOU) 1967

TSELIKO A : LAMINOIR MOSCOU 1962

TCHEVAKINE - YOU ET KOFF : CALIBRAGE DE CYLINDRE DE TRAVAIL DU
A FROID MOSCOU 1963

CONSTRUCITION MECANIQUE : ELEMENT DE PROJET TOME 2

CALCUL DES LAMINOIRS, ELEMENT DE MACHINE

L. GEMINAR

F. GROS LA FAIGE

HENRIOT G. THEORI DES ENGRENAGES (6)

LAMINAGE DE TUBE A FROID MOSCOU 1972 KOFF Z.

GUIDE DU DESSINATEUR INDUSTRIEL A. CHEVALIER

CATALOGUE GENERAL (SKF) SUR ROULEMENT

RESISTANCE DES MATERIAUX

L. ALEINIK -J. DURU

THEORIE DES MACHINES ET DES MECANISMES LARTOBOLOVSKI

—TABLE DE MATIERE—

Introduction

- Chap. I Laminage de tubes à froid - 1
- 1.1 - Principe de fonctionnement
 - 1.2 - Développement du Laminage de tube à Froid
- Chap II - Construction et principe de fonctionnement - 12
du Laminoir de tubes à froid, à cylindres
à cannelures hélicoïdales
- 2.1 - Schema cinématique (voir fig.1)
 - 2.2 - Calcul des paramètres constructifs
 - 2.3 - Calibrage des cannelures et du mandrin
- Chap III - Analyse cinématique et calcul des forces - 23
- 3.1 - Détermination des Vitesses et des accélérations
 - 3.2 - Détermination des Forces dans les articulations
 - 3.3 choix. du moteur
- Chap. IV. Calcul de résistance. 35
- CHAP V. Conclusion

Introduction

Le développement des principales branches de l'industrie, dépend en grande partie, du Volume, de la qualité et des dimensions des tubes fabriqués (car les tubes sont très utilisés en industrie).

Et l'un des principaux procédés de fabrication de tube de dimensions petites et moyennes, de bonnes qualités et grande précision est :

Le processus de laminage à froid qui est le processus le plus économique et aussi le plus parfait. Et dans certains cas, comme par exemple dans la production des tubes à parois très très minces, des tubes en aciers spéciaux ou en alliage ce processus de laminage à froid est unique.

Le développement de l'industrie, exige une croissance dans la production des tubes en Acier non soudé, ce qui favorise le processus de laminage à froid car les tubes fabriquées à l'aide de ce processus sont justement sans cordon de soudure.

Mais cette croissance ne peut être réalisée que sur la base des progrès techniques avec utilisation des méthodes nouvelles de la technique et construction de nouvelles usines avec modernisation de leur équipement.

Pour cela, on attache ces derniers temps, une grande importance à toutes questions liées avec le perfectionnement des équipements technologiques.

Ayant pour but l'augmentation de la productivité et l'amélioration de la qualité et de la précision des tubes fabriqués.

Ainsi, la croissance permanente dans le développement des constructions Aéronautiques, vaisseaux spatiaux énergétiques, chimique et Radio-électrique exige de plus en plus la fabrication des tubes à parois minces, ayant une bonne qualité et grande précision.

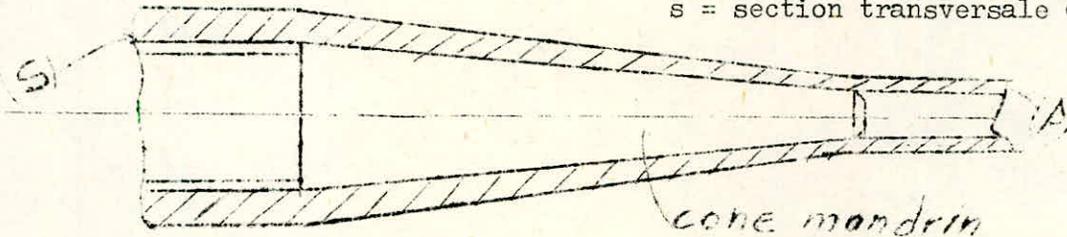
Le sujet qui nous est proposé, consiste à envisager la construction d'un laminoir nouveau, permettant d'augmenter de un à six fois la fabrication des tubes à parois minces, grâce à l'utilisation de nouveaux outils de laminage qui sont : des cylindres à cannelures hélicoïdales.

Ces nouveaux cylindres permettent d'augmenter le coefficient de déformation μ , défini comme suit :

$$\mu = \frac{S}{s}$$

S = section transversale d'ébauche

s = section transversale de finition.



Ainsi avec un tel laminoir, certaines opérations, comme par exemple :

- laminage
- Etirage
- Traitement thermique et chimique des surfaces superficielles deviennent inutiles.

EXEMPLE :

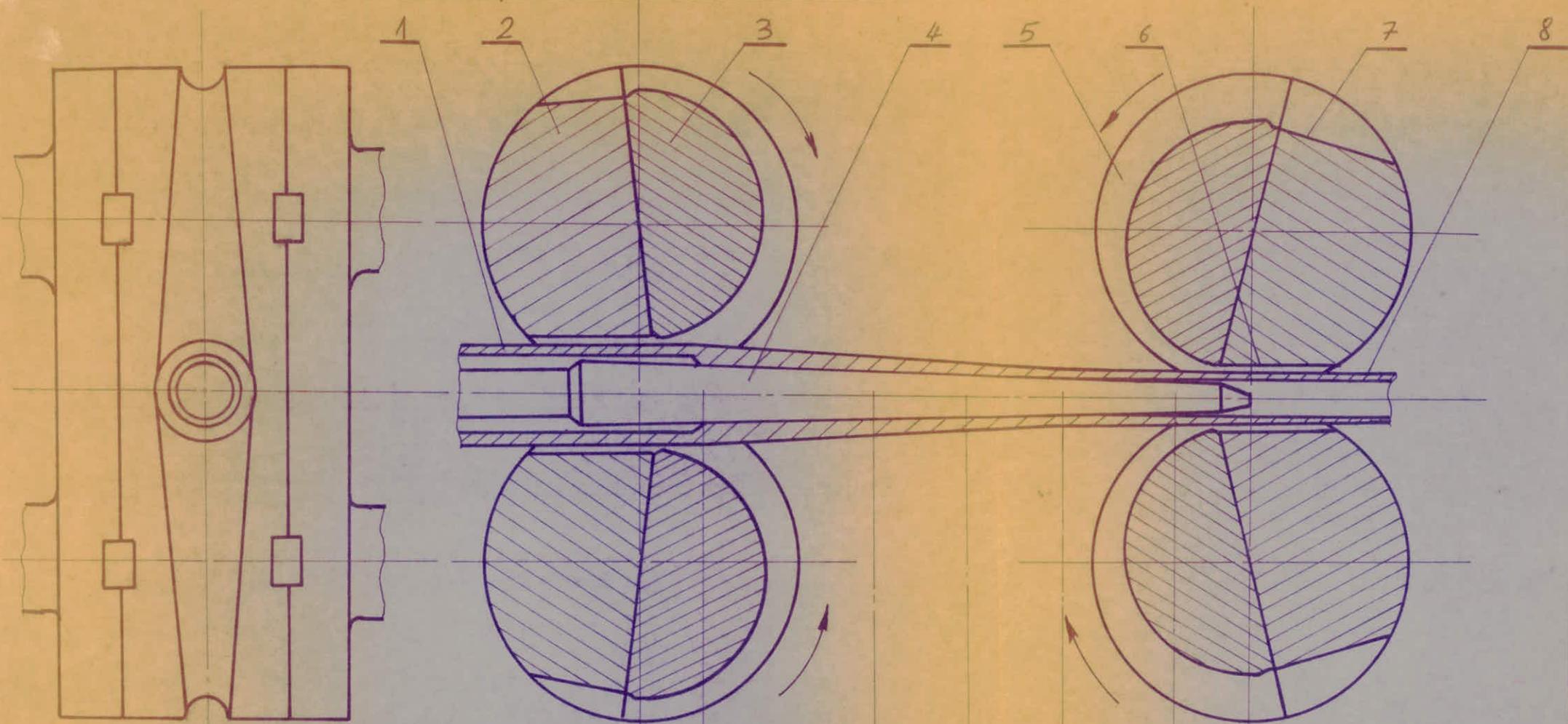
Soit à réaliser les dimensions (86 X 1,8) ----- (76 X 0,5) mm
(diamètre et épaisseur d'ébauche) --- (diamètre et épaisseur de finition).

Sur un laminoir ordinaire, pour passer des dimensions d'ébauches (86 X 1,6) aux dimensions de finitions (76 X 0,5) on est obligé de faire cinq (5) passes.

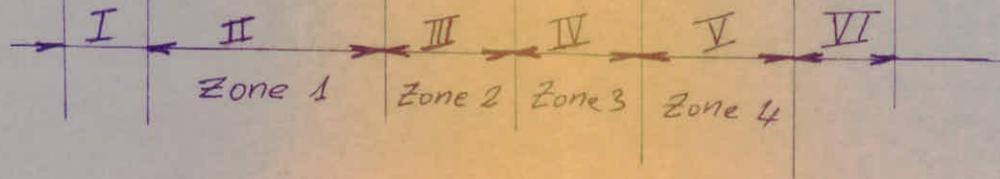
Par contre en utilisant notre nouveau laminoir on peut obtenir la finition par une seule passe on évite ainsi les opérations citées précédemment.

De cette façon, l'utilisation d'un tel laminoir permet d'augmenter considérablement la production des tubes à parois minces, de diminuer les dépenses et par conséquent donner un grand avantage économique.

Principe de fonctionnement



- 1- Section d'ébauche
- 2- cylindre outil
- 3- calibre
- 4- cône mandrin
- 5- cannelure
- 6- meplat de finition
- 7- meplat d'ébauche
- 8- section de finition



PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Le processus de déformation des tubes s'effectue de la façon suivante.

1ere) phase :

la tige avec le mandrin conique s'engagent à l'intérieur de l'ébauche

2eme-phase :

l'ébauche avec le mandrin s'engagent à leurs tour entre les deux cylindres qui forment le calibre (à l'aide des deux cannelures taillées respectivement sur les deux cylindres) ceci constituant la position initiale de la cage mobile

3ém Phase :

L'ébauche se déplace vers l'avant (vers la sortie) de quelques millimètres la cage réalise à ce moment là, la course allée et au fur et à mesure que la cage avance les cylindres tournent le diamètre du calibre diminue durant cette course allée.

Il passe du diamètre de l'ébauche au diamètre de finition.

Le calibrage des cannelures et du mandrin conique se fait de telle façon que toute la longueur de la zone de déformation du tube se dévise en 4 parties (ou zones).

1ERE ZONE :

zone de déformation où a lieu la diminution du diamètre et de l'épaisseur de la paroi du tube

2 EME ZONE :

Partie brute où la déformation de la paroi du tube est plus faible que dans la première zone.

3eme ZONE :

Avant dernière partie (avant finition) où la déformation est très très faible (0,5 -- -0, 1)(mm)

4eme ZONE :

Zone de calibrage (zone de finition) où l'on donne au tube la forme cylindrique voulue.

Developpement du laminage de tubes à froid

a) Sespossibilités

Grace à ces différentes possibilités, le processus de laminage à froid est le processus courant pour la fabrication de tubes à paroi minces, ainsi et parmi ses possibilités, on note:

- la fabrication de tubes minces avec dimensions géométriques très précises
- grand coefficient de déformation (μ) et grande pureté des surfaces extérieures et intérieures.

- le laminage de tubes de sections variables
 - le laminage de tubes de métal ayant la résistance à la traction très basse (assuré par le chemin favorable à la déformation pendant le laminage)
- le grand succès acquis ces dernières années dans le perfectionnement de la technologie et dans la construction des laminoirs, favorisent une grande utilisation des laminoirs de tubes à froid.

b) Améliorations apportés à la construction des laminoirs des tubes à froid.

De grands changements se sont opérés dans la construction des laminoirs de tubes à froid.

En effet, on a élaboré et mis en pratique l'équilibrage des outils optimaux, les chemins de production (ébauche - finition) des tubes de métaux et d'alliages variés, des nouveaux lubrifiants et nouvelles couches d'ébauche servant à diminuer les forces de frottements pour les aciers spéciaux (Aciers inoxydables) pendant le laminage.

Et toutes ces mesures, donnent la possibilité d'augmenter la productivité liées à l'augmentation du degré de déformation (ω), la durée de vie des cylindres outils, d'améliorer la qualité et les dimensions géométriques des tubes et d'élargir les séries des tubes laminées.

On a élaborée et mis en application aussi, des mécanismes plus parfaits d'avance et de rotation de l'ébauche, on a augmenté la dureté des cages (fixe et mobile).

Et en résultat de toutes ces mesures, on a réussi à augmenter la précision des tubes laminés, à améliorer leur qualités, à augmenter la vitesse de la cage mobile des laminoirs.

Mais toutefois la construction des cylindres et des calibres demi-disques reste pratiquement inchangée.

Et en liaison de cela, les paramètres principaux qui sont en rapport avec le diamètre des cylindres et avec la course de la cage, ne diffèrent pas des paramètres des anciens laminoirs.

Remarques.

- les dimensions des cylindres et des calibres des laminoirs de tubes à froid existant, déterminent le poids de la cage mobile et par conséquent sa vitesse rapide. La vitesse existante de cette cage mobile, pour les laminoirs de type moyen est de 60 à 120 doubles courses par minutes.
- L'augmentation de la vitesse de la cage mobile est freinée par des grandes charges dynamiques sinusoïdales s'exerçant sur les éléments du mécanisme Bielle - Manivelle des transmissions principales.
- La tentative de diminuer le poids de la cage mobile par diminution des diamètres des cylindres, conduit à la diminution de la longueur de la cannelure (taillée sur le cylindre outil) et par conséquent à la diminution de la course de la cage, par suite la diminution de la longueur de la cannelure conduit à une augmentation du coefficient de déformation (λ'), ce qui diminue les conditions de déformation du métal.

- La tentative de diminuer le diamètre des cylindres sans diminuer le diamètre de la cannelure, conduit à la création des calibres en forme de (U) qui évitent ainsi la dégradation des conditions de déformation qui ont lieu en utilisant les calibres demi-disques.

- Le perfectionnement des cylindres outils et la diminution de leur dimensions, conduit à la diminution des difficultés technologiques qui ont lieu lors de la fabrication des outils de grandes dimensions qui exige la création d'équipement thermique et mécanique unique.

- L'étape suivante de la diminution des diamètres est la création des cylindres de forme circulaire avec coïncidence des méplats de translation et de rotation.

Ainsi, le développement des laminoirs de tubes à froid est Axé sur le chemin de la création d'une nouvelle cage.

Et la bonne solution qui a permis de diminuer le poids des parties mobiles des laminoirs de tubes à froid a été trouvée par des constructeurs soviétiques.

Ils ont utilisés dans la construction des laminoirs de série lourde, le nouveau schéma cinématique de la cage.

Dans cette cage, il n'ya pas de châssis mobiles solides; au lieu de ces châssis, dans la translation, se trouve une cassette légère soudée avec les cylindres.

Les éléments qui travaillent sont, les roulements pignons ainsi que les autres pièces nécessaires.

Et la particularité de ces châssis consiste dans un tel cas à ce que les efforts du laminage ne se ferment pas dans le système mobile.

Ces efforts se transmettent par roulement sur poutre d'appui spéciale fixée dans le châssis immobile, ils diminuent le poids de la cage mobile de sept (7) à vingt tonnes.

Mais le châssis immobile devient plus massif et par conséquent plus-cher.

C'est pourquoi, cette construction ne trouve pas son utilisation dans des laminoirs de type petits et moyens.

Ces derniers temps, on utilise largement le principe d'équilibrage des masses mobiles, qui permet de diminuer les charges dynamiques dans la chaîne de transmission principale.

Et pour augmenter la productivité d'un seul laminoir, on utilise le laminage en fil; c'est-à-dire le laminage simultané de certains tubes.

Ces derniers temps, on a élaboré la construction des laminoirs de type petits et moyens, permettant simultanément de diminuer le poids de la cage mobile, avec augmentation de la course de cette cage.

Le calibre utilisé se présente sur le cylindre en forme de cannelure hélicoïdale.

L'utilisation du principe de fermeture des forces de l'aminage dans la cage immobile, diminue les charges dynamiques dans la transmission principale, augmente la productivité du laminoir et évite les opérations intermédiaires de traitement thermique et chimique des tubes.

Actuellement, on élabore des laminoirs avec la cage tournante, sa productivité dépasse de douze (12) fois celle des laminoirs ordinaires du même type.

De cette façon, le développement des laminoirs montre que les tâches de la production des tubes à parois minces, l'augmentation des produits de ces tubes ainsi que la productivité des laminoirs sont résolus (par les bureaux d'études des Usines).

Le projet proposé est destiné à la création d'une nouvelle cage à l'intérieur de laquelle les cylindres outils possèdent des cannelures hélicoïdales, avec son installation dans la chaîne du laminoir de type moyen, utilisant l'ébauche de diamètre extérieur allant jusqu'à quatre Vingt Dix millimètres (90 mm).

Le projet prévoit aussi l'augmentation de la productivité qui répond aux revendications de nos jours.

CHAPITRE 2

Construction et principe de fonctionnement du laminoir de tubes à froid à cylindres ayant des cannelures hélicoidales (L T F C H - 75)

le laminoir (L T F C H - 75) est destiné à laminier des tubes à parois minces et très minces.

Ils comprennent les organes principaux suivants :

- cage de travail
- mécanisme de transmission
- transmission principale
- mécanisme de translation et de rotation de l'ébauche.

[permettant de rectifier certains défauts susceptibles d'exister en fin de laminage.]

- mécanisme de fixation de la tige (cette tige est liée au cou de travail)
- mécanisme de déplacement de la tige
- la table de finition (ou de chargement)
- l'équipement pour lubrification
- l'équipement électrique.

2.1 Schéma Cinématique (fig. 1)

Description :

la cage de travail se compose de deux parties principales qui sont :

- Chassis solide immobiles (1), formés par deux plaques latérales solidement liées entre elles par boulons (avec bague d'entretoise) et liées aux plaques frontales.
- Cage mobile se composant de deux chassis liés entre eux par boulons.
A l'intérieur de la cage se trouvent les appuis des cylindres.
- Un chariot se composant de huit rouleaux d'appui.

la cage mobile effectue un mouvement de va et vient qu'elle reçoit du levier balançant (4) lequel est lié avec la manivelle. La coïncidence de l'axe des cannelures hélicoidales avec l'axe de laminage (Axe des tubes) est réalisée par un clinage de l'axe de la cage dans le plan vertical sous un angle égal à l'inclinaison de l'hélice ($\approx 12^\circ$) pour cela, la glissière (2) la crémaillère (6) et la poutre d'appui (9) sont inclinées sous le même angle (12°)

les cylindres de travail (8) pendant leur déplacement avec la cage mobile sont animés d'un mouvement de rotation communiqué par les roues dentées d'entraînement (11) montées sur les cylindres d'appuis (10) et transmis par les roues dentées de synchronisation (12) les roues dentées d'entraînement s'engrènent avec la crémaillère (6)

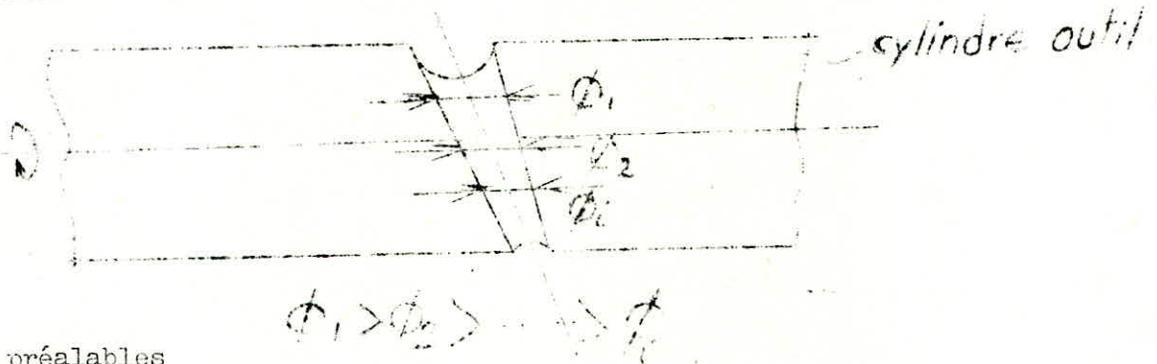
les cylindres d'appui roulent sur les poutres d'appui (9) logées dans les rainures taillées sur les chassis (plaques latérales) avec toujours la même inclinaison.

le serrage des cylindres, est réalisé par déplacement axial des poutres d'appui à l'aide de boulons.

le déplacement de la cage sur les glissières inclinées s'effectue à l'aide des rouleaux d'appui (7), les glissières, les cylindres et les poutres sont fabriqués avec le même matériau qui est de l'acier allié

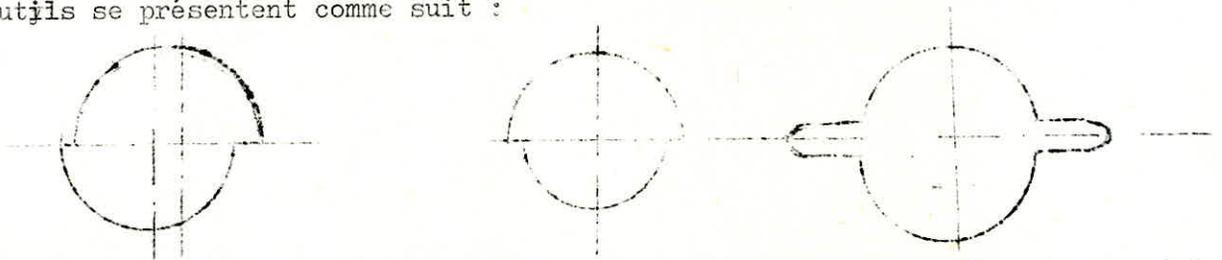
la précision des dimensions à la finition (diamètre extérieur, intérieur et paroi du tube) est obtenue par coïncidence parfaite des deux diamètres des cannelures hélicoïdales taillées respectivement sur les surfaces latérales des deux cylindres outils.

leur diamètre des cannelures varie au cours du travail.



défauts préalables

les défauts des tubes laminés dus à un mauvais réglage des cylindres outils se présentent comme suit :



Afin de corriger ces différents défauts et pour obtenir une très bonne précision des dimensions des tubes par notre laminoir, il faut réaliser un bon serrage des cylindres et une coïncidence parfaite des cannelures.

pour cela on a prévu un déplacement axial de chaque cylindre de travail (outil) par l'intermédiaire de vis et de brides fixant l'appui des cylindres dans les lumières des châssis.

Et la rotation d'un cylindre outil par rapport à l'autre afin d'obtenir une coïncidence correcte des mêmes sections respectives des cannelures est réalisée grâce à un déplacement prévu de crémaillère supérieure suivant l'axe qui se fait à l'aide des boulons de serrage.

la vérification de la coïncidence des cannelures est corrigée à l'aide des calibres de contrôle.

Description du déchargement

lorsque l'on change le chemin de laminage (c'est-à-dire commencer une nouvelle série de tubes) ou lorsque les cannelures ont une grande usure et par conséquent n'assurant pas la précision voulue, on procède au changement des cylindres outils.

Pour cela, on procède comme suit :

on tire d'abord du laminoir le reste de l'ébauche, on déplace la cage jusqu'à sa position extrême finale, on coupe le courant électrique, on sépare la cage du levier puis on enlève la plaque frontale et on fait rouler la cage de façon à l'écarter des châssis.

On retire ensuite les cylindres de travail et on les remplace par des nouveaux cylindres voulus. Le ^{con} mandrin est aussi remplacé.

Et après avoir réalisé le réglage du calibre, la cage mobile est remise à sa place.

ou l'assemble avec le levier et de nouveau elle est prête à travailler.

Contrôle :

Après avoir lamine deux (2) mètres environ de tube, on réalise le contrôle des paramètres géométriques du tube fini, ses qualités et si c'est nécessaire, on procède à un réglage supplémentaire.

Mécanisme de transmission

Il est destiné à transformer le mouvement de rotation de l'arbre moteur en un mouvement de translation de la cage.

Il est commandé par le mécanisme. Bielle - manivelle.

On utilise d'habitude un moteur électrique alimenté par un courant alternatif sinusoïdal donnant la possibilité d'obtenir de faibles vitesses.

Le Moteur est installé sous la table des ébauches il est relié avec la manivelle par l'intermédiaire d'un réducteur.

Mécanisme d'avance et de rotation de l'ébauche.

Ce mécanisme réalise l'avance et la rotation interrompues de l'ébauche dans les positions extrêmes de la cage.

Ce mécanisme reçoit le mouvement du moteur principal par l'intermédiaire du réducteur.

Mécanisme de fixation de la tige.

Ce mécanisme est destiné à fixer dans la position extrême initiale le mécanisme qui commande la tige. Il reçoit les efforts axiaux de laminage qui se transmettent de la tige.

La fixation est réalisée à l'aide d'un coin, qui se déplace sur des glissières verticales à l'aide d'un système hydraulique.

Mécanisme de déplacement de la tige.

Ce mécanisme est destiné à déplacer le système qui commande la tige qui est nécessaire pendant le rechargement du laminoir.

Ce mécanisme présente certains châssis moulés respectivement liés entre eux.

Le châssis extrême est relié avec le mécanisme de fixation et tous les châssis sont munis par des glissières pour conduire le mécanisme qui commande la tige.

La roue dentée d'entraînement s'installe sur le dernier châssis. Elle est entraînée par un moteur spécial et par l'intermédiaire de réducteur conique.

Tables de chargement.

Elles sont destinées à recevoir les ébauches avant le laminage c'est-à-dire on charge les ébauches avant de commencer le laminage sur ces tables de chargement.

Elles ont une forme de portique formant des grilles inclinées.

Ces grilles sont installées sur des colonnes soudées les extrémités des tables, sont munies par des bords servant à éviter la chute des ébauches.

(Ces tables sont munies des mécanismes de chargement) .

Tables de finitions

Elles sont destinées à couper les tuyaux finis (au niveau des longueurs voulues) et à diviser et à stocker les tubes dans des poches ces tables sont munies de scie volante.

Lubrification et refroidissement.

Le travail convenable des différents mécanismes du laminoir dépend en grande partie du choix correct du lubrifiant et de son renouvellement périodique.

Pour cela, on installe dans les laminoirs un système de lubrification fluide des réducteurs.

On utilise d'habitude l'huile de haute qualité.

La lubrification des roulements des cylindres est faite à la graisse épaisse; elle doit être changée une fois tous les dix jours.

Tandis que la lubrification des roues dentées est réalisée une fois par mois à l'aide d'une lubrification pareille à la précédente.

La lubrification des glissières du commandant de la tige et des mécanismes de déplacement est réalisée une fois par mois par un lubrifiant de même qualité que précédemment (graisse) la chaîne du mécanisme de déplacement de la tige se lubrifie une fois tous les dix (10) jours.

Les glissières du gouvernant de l'ébauche sont lubrifiées chaque jour.

Les laminoirs sont équipés aussi d'un système de refroidissement pour éviter un dégagement très important de chaleur sur le point de travail.

Le liquide de refroidissement utilisé est ^{comme} *liquide spécial*.
ce liquide possède, une bonne propriété de lubrification, bonne absorption de chaleur.

Le système de refroidissement se compose de deux pompes, d'un filtre et d'un récipient pouvant contenir jusqu'à deux mètres cubes du liquide de refroidissement.

En rapport au système de lubrification liquide, les pompes du type Roues dentées avec filtre et récipient d'huile.

Une lubrification par la graisse se réalise manuellement ou par pompe spéciale.

CHAPITRE II/

CONSTRUCTION ET PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU (LTFCH 75)

laminoir de tubes à froid à cannelures Hélicoidales diamètre maximum de finition, 75 mm

- 2-1 Schéma cinématique (voir fig. 1)
- 2-2 calcul des paramètres constructif et technologique principaux du LTFCH 75

Données de base/

Diamètre max d'ébauche 100 mm
 Diamètre min d'ébauche 32 mm
 Epaisseur min de la paroi du tube fini 0,4 mm
 Course de la cage (C) 1400 mm
 Angle d'inclinaison de la glissière = 12° par rapport à l'axe de laminage.
 Produits max du degré de déformation () par l'avance (m) 100 mm
 Diamètre du cylindre outil 260 mm

1/ Calcul du rayon primitif d'une roue d'entraînement (ou rayon roulant)

$$R_r = r_{cyl} - 0,8 \left(\frac{R_f^{min} + R_{eb}^{max}}{2} \right)$$

r_{cyl} = rayon du cylindre outil

$r_{cyl} = 130 \text{ mm}$

R_f^{min} = rayon minimum de finition

$R_f^{min} = 16 \text{ mm}$

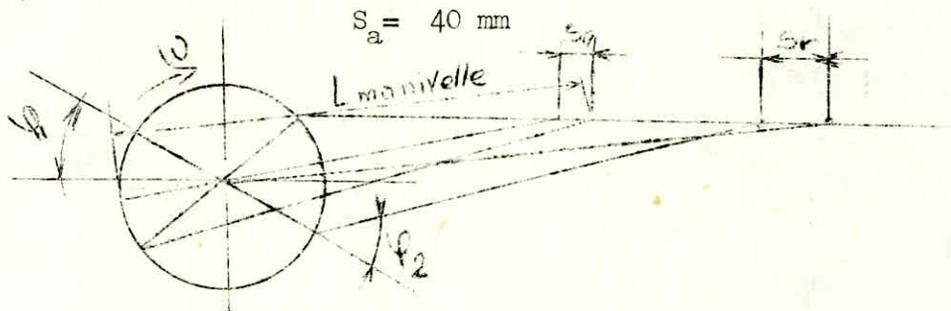
R_{eb}^{max} = rayon max d'ébauche

$R_{eb}^{max} = 50 \text{ mm}$

$$= R_r = 130 - 0,8 \left(\frac{16 + 50}{2} \right) = 105 \text{ mm}$$

2/Calcul de la course à vide de la cage

a/course à vide due à l'avance de l'ébauche



b/course à vide de rotation due à la rotation de l'ébauche

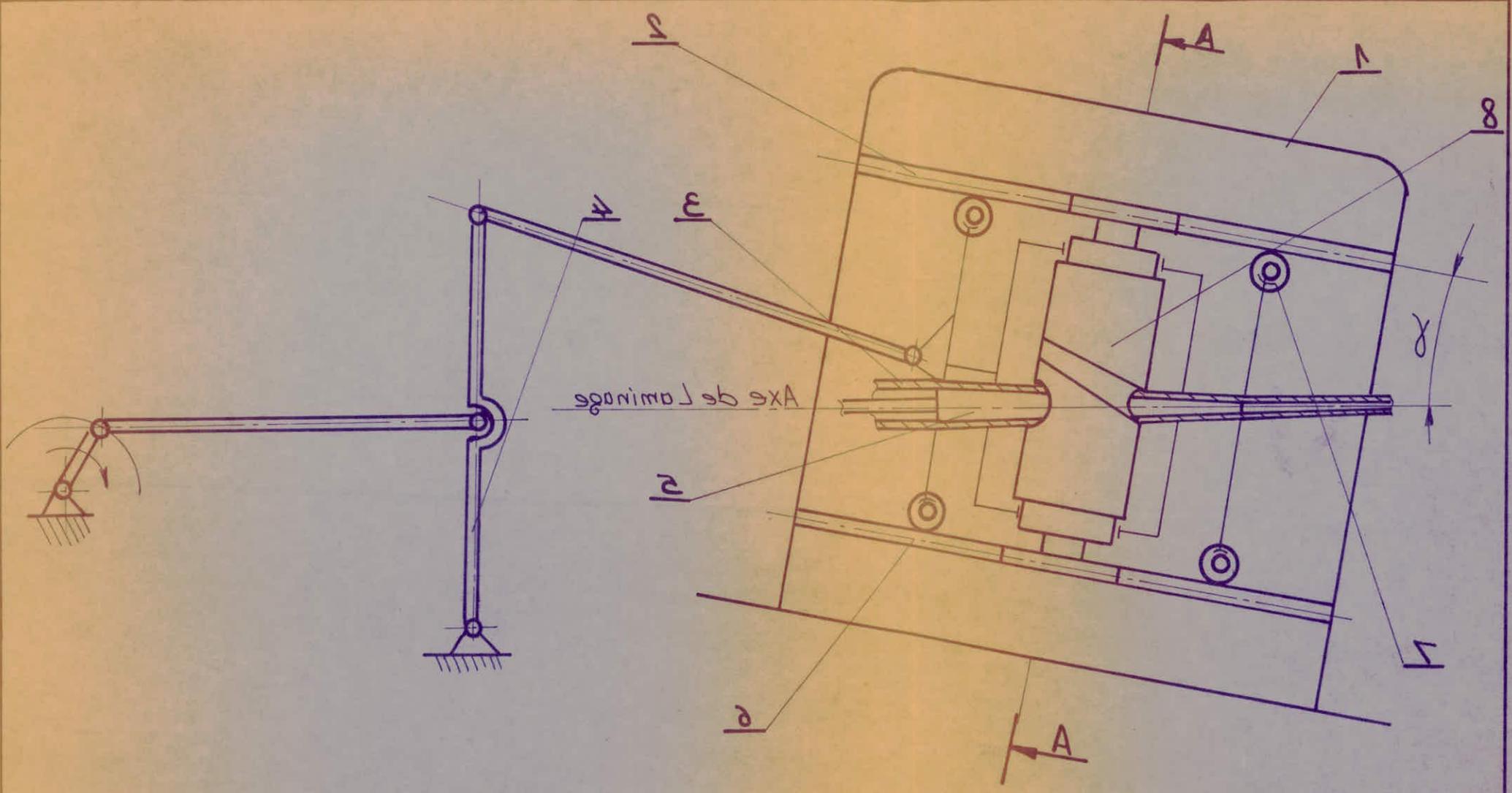
$S_r = 54 \text{ mm}$

3/angle de rotation du cylindre

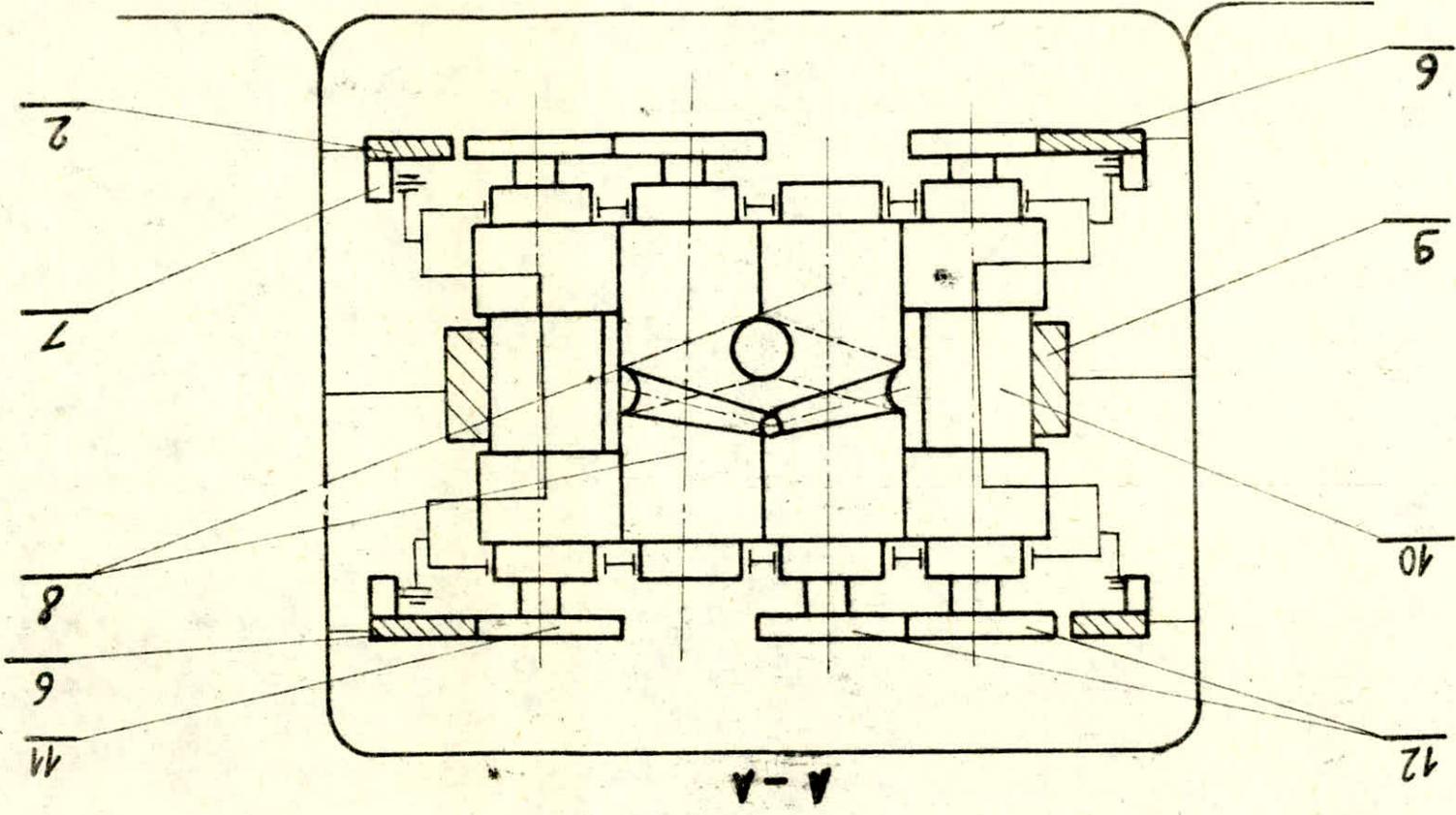
$$\gamma = \frac{2c}{2R_r} \times \frac{180 \cdot 3600}{\pi}$$

$$\gamma = \frac{2 \cdot 1400}{2 \cdot 105} \times \frac{180 \cdot 3600}{\pi} = 2750 \text{ } 197,4 \text{ } "$$

(Laminaires dentées à frot à cannelures hélicoïdales ? diamètre maximum de finition 75 (mm))
 Schéma cinématique de la cage de travail du (L T F C H - 82)

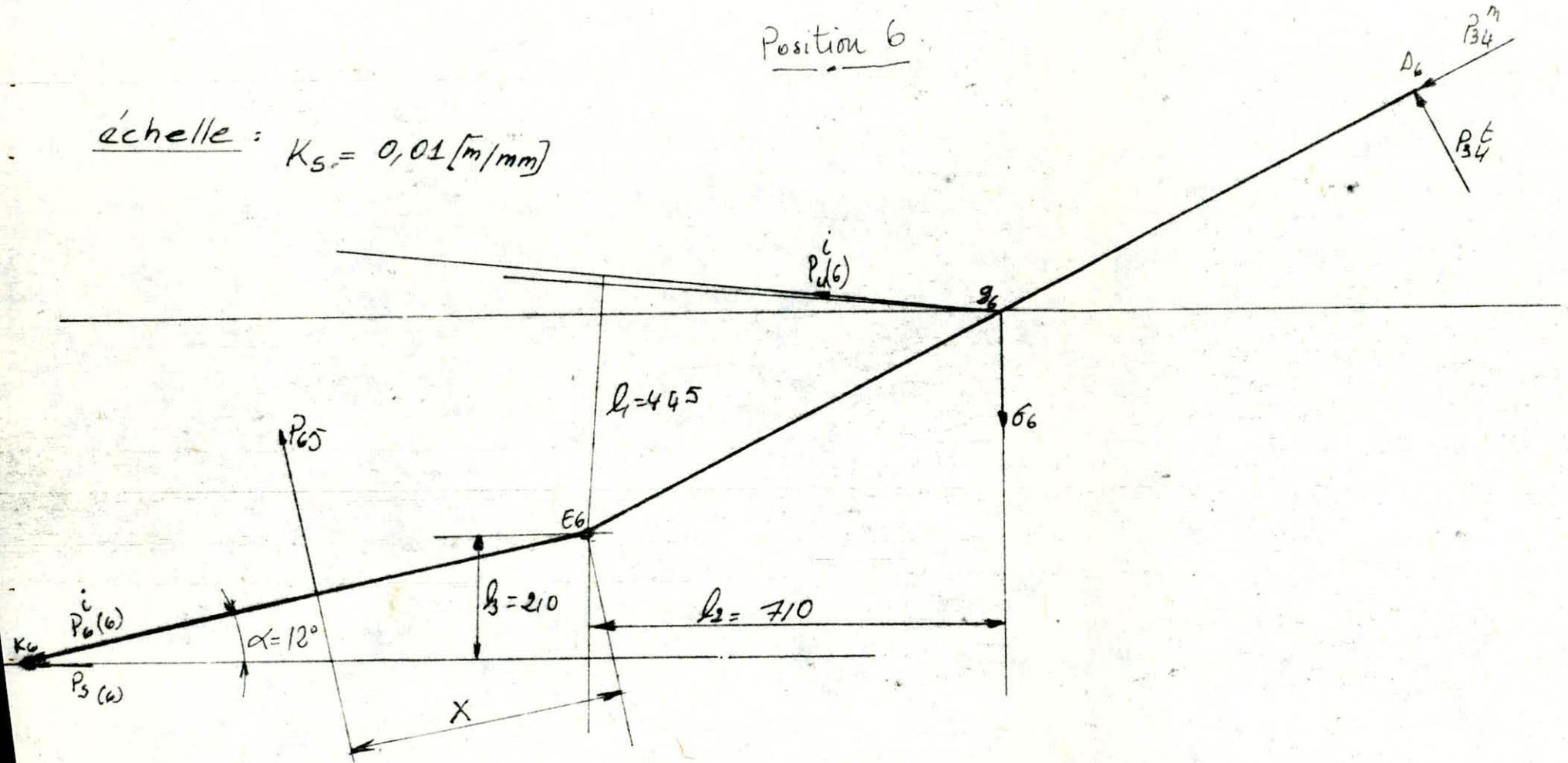


à garnitures hélicoïdales : (LIPON).
Schéma cinématique de la cage de travail du laminoir de tubes à froid.



Position 6

échelle : $K_S = 0,01 [m/mm]$



$$\gamma_{\max} = 2750 \cdot 197,4'' \simeq 764^\circ$$

$$\gamma_{\max} = 764^\circ \simeq 2,12 \text{ tours}$$

Pour la course à vide due à la rotation

$$\gamma_a = \frac{2X S_a}{2X R_r} \times \frac{180 \times 3600}{\pi} = \frac{2X40}{210} \times \frac{180 \cdot 3600}{\pi} \simeq 22^\circ = 78577,069''$$

pour la course à vide due à la rotation de l'ébauche

$$\gamma_r = \frac{2X S_r}{2X R_r} \times \frac{180 \cdot 3600}{\pi} = \frac{2X50}{210} \times \frac{180 \times 3600}{\pi} = 98221,335'' \simeq 27,3^\circ$$

4/Longueur du cylindre outil

En partant de la formule suivante :

$$P_\Sigma = \frac{5,70 (\sigma_a)^2 \cdot b \cdot r \cdot r'_{\text{cyl app}}}{E (r + r'_{\text{cyl app}})}$$

Avec /

σ_a = contrainte de contact admissible - 15000-20000 ($\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$)

E = module d'élasticité, E = 2,1 10^4 (Kgf/mm²)

r, r' = rayon respectif du cylindre outil et du cylindre d'appui

$$r = r' = 130 \text{ mm}$$

b = longueur de la partie du cylindre où s'effectue le contact

$P_\Sigma = P_{\max}$ = force maximale de laminage 160 tonnes forces = 160 000 (daN)

σ_a = contrainte de contact admissible

$$b = \frac{P_\Sigma \cdot E (r+r')}{5,70 (\sigma_a)^2 \cdot r \cdot r'}$$

a)

$$b = \frac{160000 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 260}{5,7 (200)^2 \cdot (130)^2} = 226,72 \simeq 230 \text{ (mm)}$$

... ..
... ..
... ..

... ..
... ..
... ..

... ..
... ..
... ..

... ..
... ..
... ..

... ..
... ..

$$L = \sum_{i=1}^n L_i \quad : \quad \text{nombre total de tours pendant lesquels agissent les charges } P_i$$

a) détermination de L_i (tr) pour chaque position de la manivelle

$$L_i = \frac{30 V_{Ei}}{\pi R_r}$$

avec /

R_r = rayon roulant

$R_r = 105$ mm

V_{Ei} = vitesse du point E_i mesurée directement sur l'épure des vitesses en mm puis multiplier par l'échelle des vitesses : $K_v = 0,025$ (m/s/mm)

Exemple:

pour la position (1) de la manivelle, $(P_{e1}) = 99,5$ (mm)

$$\Rightarrow V_{E1} = 0,025 \times 99,5 = 2,488 \text{ (m/s)}$$

Ainsi, en procédant de cette façon, on obtient les résultats résumés dans ce tableau:

diff-position de la manivelle	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_{Ei} = K_v (P_{ei})$	0	2,48	4,50	4,925	2,625	2,05	5,50	4,688	2,40	0
$L_i = \frac{30 V_{Ei}}{\pi R_r}$	0	226,2	409,2	446,9	238,7	168,4	500,2	426,3	218,3	0

a₂) Détermination des charges constantes (de 40° à 40°)

diff-positions de la manivelle	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_i correspondant en (kgf)	0	87500	108000	68000	2000	2000	68000	108000	87500	0

Finalelement :

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{87500}{4}\right)^3 \cdot 226,273 + \dots + \left(\frac{87500}{4}\right)^3 \cdot 218,270}{226,273 + 409,956 + \dots + 218,270}}$$

$$= 21\,332,3 \text{ (kgf)} \quad = 209\,269,86 \text{ N}$$

$$\quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad = 20926,986 \text{ (daN)}$$

$$\quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad = 20927 \text{ (daN)}$$

Remarques:

on a divisé par 4 les charges constantes P, car on utilise 4 roulements à rouleaux coniques sur chaque cylindre

b) Calcul de la charge dynamique équivalente

$$P = P_m \times \text{Coeff dyn} \times \text{coeff th} \times \text{Coeff bague tournante}$$

avec :

coefficient dynamique = 1,25
 coefficient thermique = 1
 coefficient bague tournante = 1 (car bague inférieure)

$$P = 20927 \times 1,25 = 26\,158,75 \text{ (daN)}$$

en choisissant le type de roulement suivants :

roulement à rouleau conique type KB
 série de dimensions 23, de charge dynamique de base : C = 52000 (daN)

déterminons la durée normale de fonctionnement en millions de tours

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^K$$

C = 52000 (daN)
 P = 26158,75 (daN)
 K = 10/3

$$L = \left(\frac{52000}{26158,75}\right)^{10/3} = 9,877 \text{ (millions de tours)}$$

calcul de la durée nominale de fonctionnement en heures

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$$

n = vitesse de rotation de la manivelle.
 n = 70 tr/mn

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 70} (9,877) = 2351,67 \text{ (heures)}$$

Comme la durée nominale de fonctionnement en heures est de 1800 ---2200 pour les laminoirs donc la valeur que l'on vient de calculer est bonne d'ou le roulement choisi convient

Caractéristiques d'un tel roulement

d = 105 (mm)
 D = 225 (mm)
 I = 81,5 (mm)
 c = 52000 (daN)
 c_c = 48000 (daN)

n (tr/mm) ≅ 1500 tr par mm lubrification faite à la graisse .

n = 2000 (tr/mm) quant la lubrification est faite à l'huile .

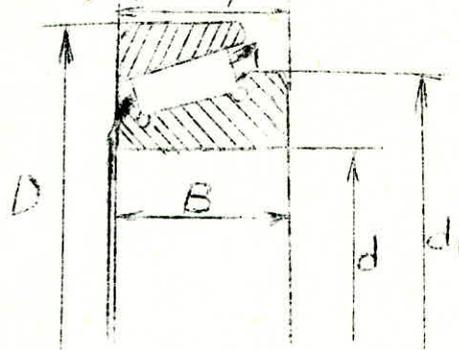
masse: 14,5 -Kg

désignation : 32 32 1 T

d₁ = 158, mm

B = 77 mm

C = 63 mm



6/CALCUL D'ENGRENAGE

toutes les roues dentées utilisées ont une denture droite et sont identiques .

caractéristiques de ces roues dentées:

donnees:

-largeur des roues: b= 100 (mm)
 -module : m = 10 mm

a) roues dentées roulant sur la crémaillère

-nombre de dents
 $d = mZ = 2Rr$ $d = 105 \times 2 = 210$ mm
 $Z = \frac{d}{m} = \frac{210}{10} = 21$ dents

- Pas
 $P = m$ $P = 10 \times 3,1416 = 31,416$ mm .

- saillie
 $h_a = m$ $H_a = 10$ (mm)

(17)

creux

$$hf = 1,25 \text{ mm}$$

$$hf = 1,25 \times 10 = 12,5 \text{ (mm)}$$

$$hf = 12,5 \text{ (mm)}$$

hauteur de la dent

$$h = ha + hf$$

$$h = 10 + 12,5 = 22,5 \text{ (mm)}$$

diamètre primitif

$$d = 2 Rr = 210 \text{ (mm)}$$

diamètre de tête

$$da = d + 2m$$

$$= 210 + 20 = 230 \text{ (mm)}$$

diamètre du pied

$$df = d - 2,5m$$

$$df = 210 - 25 = 185 \text{ (mm)}$$

largeur de la dent

$$b = K \cdot m = 100 \text{ mm}$$

$$K = \frac{b}{m} = 100 / 10 = 10$$

b) Roues dentées de synchronisation

entraxe :

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{2d_1}{2} = d_1$$

$$a = 260 \text{ (mm)}$$

d_1 : diamètre de la première roue de synchronisation

d_2 : diamètre de la deuxième roue de synchronisation

diamètre primitif

$$d = 260 \text{ mm}$$

nombre de dents

$$d = mZ = Z = \frac{d}{m}$$

$$d = \frac{260}{10} = 26 \text{ dents}$$

saillies

$$ha = m = 10 \text{ mm}$$

creux

$$hf = 1,25m = 12,5 \text{ mm}$$

hauteur de la dent

$$h = ha + hf$$

$$h = 10 + 12,5 = 22,5 \text{ mm}$$

diamètre de tête

$$da = d + 2m = 260 + 20 = 280 \text{ (mm)}$$

diamètre de pied

$$df = d - 2,5m = 260 - 25 = 235 \text{ mm}$$

CALIBRAGE DES CANNELURES ET DU MANDRIN

en partie courante, on utilise la méthode qui se base sur le principe de changement relative des déformations le long des cannelures. Les calculs se réduit à la détermination des épaisseurs des parois du cône de travail dans les sections de contrôle (1)

La longueur de la zone de déformation de la cannelure est séparée suivant 7 positions égales, les points de contrôle (section) se trouvent dans le passage d'une portion à l'autre (juste à la frontière)

Le schéma (4) présente le schéma à calculer le chemin est :

83 X 5,6 ----- 63 X 2,1

données de base

Diamètre de l'ébauche 83 mm

diamètre de finition 63 mm

épaisseur de la paroi de l'ébauche 5,6 mm

épaisseur de la paroi de finition 2,1 mm

la longueur de la portion conique de travail des cannelures

$$l = 956 \text{ mm}$$

la longueur de la^p zone de réduction de diamètre

$$l_{\text{Red}} = 46 \text{ mm}$$

la longueur de la zone de calibrage : $l_c = 350 \text{ mm}$

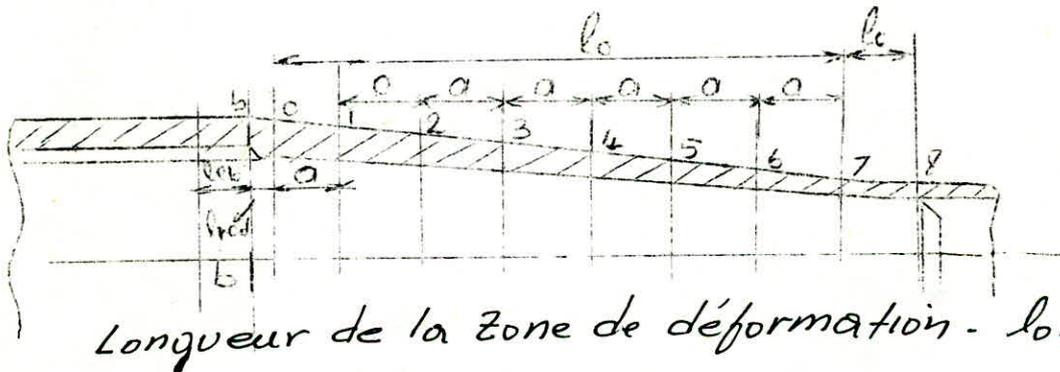


Schéma (4)

CARACTERISTIQUES DE CALIBRAGE

coefficient de déformation

μ :

$$\mu = \frac{t_{eb} (D_{eb} - t_{eb})}{t_f (D_f - t_f)} = \frac{5,6 (83 - 5,6)}{2,1 (63 - 2,1)} = 3,4$$

AVEC:

t_{eb} = épaisseur de la parroie de l'ébauche
 t_f = épaisseur de la parroie de finition
 D_{eb} = diamètre de l'ébauche
 D_f = diamètre de finition

diminution relative des surfaces d'ébauche mesurée en %

$$\frac{F_{eb} - F_f}{F_{eb}} \times 100 = \left(1 - \frac{1}{1,4}\right) \times 100 = \left(1 - \frac{1}{3,4}\right) \times 100 = 70,6 \%$$

Avec:

F_{eb} = surface d'ébauche
 F_f = surface de finition

déformation relative de la parroie d'ébauche

$$\frac{t_{eb} - t_f}{t_f} \times 100 = \frac{5,6 - 2,1}{5,6} = \frac{3,5}{5,6} = 62,5 \%$$

Diminution de l'ébauche du diamètre

$$D_{eb} - D_f = 83 - 63 = 20 \text{ mm}$$

Calibrage du mandrin

prenons la conicité du mandrin correspondante à la diminution
 du diamètre extérieur d'ébauche = 20 mm

$$0,02 = 2 \operatorname{tg} \alpha = \text{conicité du mandrin}$$

le diamètre du mandrin correspondant à l'extrémité des parties
 coniques des cannelures est égale au diamètre interne de finition
 lequel est égale à :

$$d_{int f} = d_f - 2 t_f$$

avec :

d_{ef} = diamètre de finition 63 mm
 t_f = épaisseur de la parroie de finition 2,1 mm
 $d_{int f}$ = diamètre interne de finition

$$d_{int f} = 63 - 2 \cdot 2,1 = 58,8 \text{ mm}$$

diamètre de la partie cylindrique du mandrin

$$D_{cyl} = d_{int f} + l_p \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha$$

Avec:

D_{cyl} = diamètre de la partie cylindrique du mandrin

$d_{\text{int f}}$ = diamètre interne de finition 58,8 mm

l_p = longueur de la partie conique de travail

$$l_p = 956 \text{ mm}$$

$$D_{\text{cyl}} = 58,8 + 956 \times 0,01 = 68,36 \text{ mm}$$

calcul du profil de profondeur des cannelures pour différentes sections

La valeur d'écartement ou simplement valeur du jeu entre la surface interne de l'ébauche et la partie cylindrique du mandrin .

$$\begin{aligned} D_p &= (D_{\text{eb}} - 2t_{\text{eb}}) - D_{\text{cyl}} \\ &= (83 - 2 \times 5,6) - 68,36 = 3,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

L'épaisseur de la paroi de l'ébauche augmente après la réduction tenant compte de cette augmentation due à la réduction .

$$\begin{aligned} t_{\text{red}} &= t_{\text{eb}} + D \mu_{\text{red}} \\ &= t_{\text{eb}} + 0,06 DP \\ &= 5,6 + (0,06 \times 3,4) = 5,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Déformation suivant la paroi

$$\mu_{\text{paroi}} = \frac{t_{\text{red}}}{t_f} = \frac{5,8}{2,1} = 2,76 \text{ mm}$$

en utilisant le graphique (1) déterminons les déformations suivant la paroi dans les sections de contrôle

$$t_x = \frac{t_{\text{red}}}{\mu_x} = \frac{t_{\text{red}}}{\mu_x} \mu_x$$

avec:

t_x = épaisseur de la section de contrôle

μ_x = degré de déformation

(21)

épaisseur de la paroi du tube dans la section de contrôle

$$t_x = \frac{t_{red}}{f_x}$$

N° section de contrôle	0	1	2	3	4	5	6	7
épaisseur de la paroi	1,02	1,35	1,62	1,95	2,16	2,43	2,60	2,76

diamètre du mandrin dans la section de contrôle. Il est déterminé par la formule suivante:

$$d_x = d_{int} f + l_x^2 t_x$$

avec:

l_x = distance de la portion, de la partie du calibrage jusqu'à la section considérée.

N° section contrôle	0	1	2	3	4	5	6	7
diamètre du mandrin d_x	68,2	67,9	66,6	65,3	64,0	62,7	61,4	60,1

Diamètre des calibres dans les sections de contrôle

$$D_x = d_x + 2t_x - D_K$$

D_x = jeu entre les calibres pendant l'alésage, rectification, et pendant le laminage

N° de la section de contrôle	0	1	2	3	4	5	6	7
Diamètre des calibres D_x (mm)	79,4	75,1	73,4	70,9	68,8	67,1	65,4	63,9
Δ_K	0,4	1,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,4	0,4

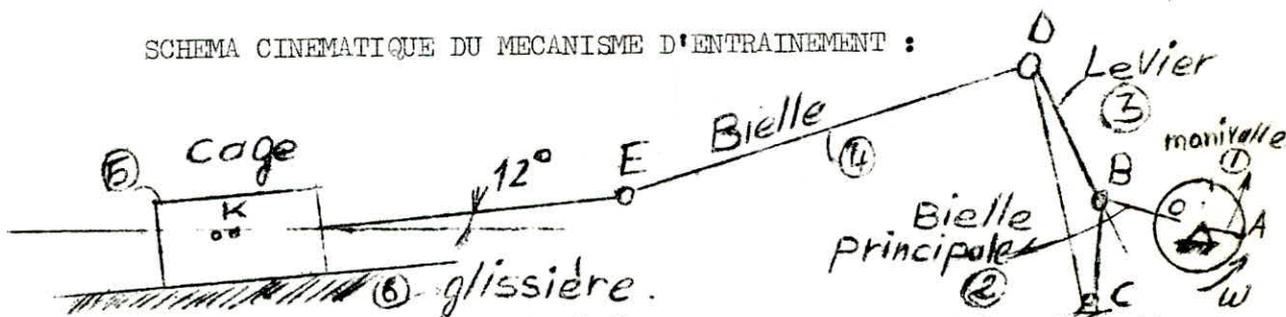
(22)

La cage de travail qui accomplit un mouvement progressif de retour, avec un grand nombre de double courses par minute, recoit de grandes accélérations qui font naitre des forces d'inerties, dont il faudra tenir compte dans les calculs prochains.

3-1 Détermination des vitesses et des accélérations.

La détermination des vitesses et des accélérations de la cage mobile sera faite par la construction des épures des vitesses et des épures d'accéléérations.

SCHEMA CINEMATIQUE DU MECANISME D'ENTRAINEMENT :



- a) à l'échelle $K_s = 0,01$ (m/mm), on construit le schéma cinématique pour 8 positions de la manivelle (plan des positions) et ceci (de 40 à 40 degré) en prenant soin de numéroter chaque position
- b) construction de l'épure des vitesses pour notre mécanisme.

Nous considérons la loi du mouvement de l'élément d'entraînement comme étant linéaire, c'est à dire que la vitesse du mouvement de cet élément d'entraînement sera constante.

$$\omega_{OA} = \frac{\pi n}{30}$$

$$\omega_{OA} = \frac{\pi \cdot 70}{30} = 7,33 \text{ (rad/s)}$$

n = nombre de tours par minute de la manivelle
 $n = 70$ tours par minute.

Sa vitesse linéaire :

$$V_{OA} = V_A = \omega_{OA} \cdot l_{OA}$$

l_{OA} = longueur de la manivelle

$$V_{OA} = 7,33 \cdot 0,35 = 2,565 \left(\frac{m}{s}\right); l_{OA} = 0,35 \text{ (m)}$$

cette vitesse est constante elle est connue aussi en direction qu'en module à l'échelle $K_v = 0,025$ (m/s) / mm, on commence la construction de l'épure des vitesses, on choisit un point P appelé pole des vitesses, à partir de ce point on trace les différents vecteurs vitesses Pa_i dont les extrémités a_i se situent sur le cercle de rayon Pa_i

Pour déterminer les vitesses des points B_i , on commence par placer les dix points b_i on utilisant les équations suivantes :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (\vec{V}_{BA} \perp \vec{BA})$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} \quad (\vec{V}_C = \vec{0}, \vec{V}_{BC} \perp \vec{BC})$$

on mène donc des points A_i les perpendiculaires au segment BA_i (bielle) ceci pour chaque position de la manivelle puis du pole P, on mène une autre perpendiculaire au segment BC_i (levier) et l'intersection des deux perpendiculaires nous donnent les points b_i .

Pour pouvoir placer les points d_i on utilise le cas de similitude à savoir : vecteurs $pb_i =$ vecteurs bid_i et l'angle $b_iPd_i = 12$ degré donc l'intersection de la droite passant par le point P faisant un angle de 12 degré par rapport vecteur Pb_i avec la droite passant par b_i et faisant un angle de 12 degré avec la première droite passant par le pole P, nous donne le point d_i .

Et pour tracer les points e_i , on s'aide des équations suivantes

$$\vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED} \quad (\vec{V}_{ED} \perp \vec{ED})$$

$$\vec{V}_E = \vec{V}_X + \vec{V}_{EX} \quad (\vec{V}_X = \vec{0}, \vec{V}_{EX} \parallel \vec{XX})$$

$X =$ point fixe appartenant au plan contenant le point E.

ainsi de pole P on mène une parallèle à la glissière (voir schéma cinématique) puis l'intersection avec la perpendiculaire au vecteur ED nous donne le point e_i et ainsi de suite pour toutes les positions de la manivelle.

Et pour pouvoir connaître les valeurs des différentes vitesses, on a qu'à mesurer les vecteurs pb_i , pa_i ou pd_i ect... en millimètres puis multiplié par l'une des vitesses choisies auparavant.

On procédant ainsi, on a déterminé les différentes valeurs des différentes vitesses de chaque point pour les différentes positions de la manivelle que l'on a réunies dans le tableau suivant.

différentes positions	Vitesse correspondantes [m/A]									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_E = K_v [P_e]$	0	2,488	4,50	4,925	2,625	2,05	5,50	4,688	2,40	0
$V_{ED} = K_v [ad]$	0	1,05	0,688	0,625	0,925	0,775	0,863	0,725	1,00	0
$V_B = K_v [P_b]$	0	4,475	2,425	2,45	1,338	1,038	2,738	2,525	1,125	0
$V_D = K_v [P_d]$	0	2,90	4,725	4,80	2,600	2,025	5,35	4,925	2,775	0
$V_{BA} = K_v [a_b]$	2,565	1,85	0,788	0,313	1,60	3,025	2,45	0,10	2,075	2,565

Pour déterminer les vitesses des points B_i , on commence par placer les dix points b_i on utilise les équations suivantes :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (\vec{V}_{BA} \perp \vec{BA})$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} \quad (\vec{V}_C = \vec{0}, \vec{V}_{BC} \perp \vec{BC})$$

on mène donc des points A_i les perpendiculaires au segment BA_i (bielle) ceci pour chaque position de la manivelle puis du pole P, on mène une autre perpendiculaire au segment BC_i (levier) et l'intersection des deux perpendiculaires nous donnent les points b_i .

Pour pouvoir placer les points d_i on utilise le cas de similitude à savoir : vecteurs $pb_i =$ vecteurs $biPd_i$ et l'angle $biPd_i = 12$ degré donc l'intersection de la droite passant par le point P faisant un angle de 12 degré par rapport vecteur Pb_i avec la droite passant par b_i et faisant un angle de 12 degré avec la première droite passant par le pole P, nous donne le point d_i . Et pour tracer les points e_i , on s'aide des équations suivantes

$$\vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{V}_{ED} \quad (\vec{V}_{ED} \perp \vec{ED})$$

$$\vec{V}_E = \vec{V}_X + \vec{V}_{EX} \quad (\vec{V}_X = \vec{0}, \vec{V}_{EX} \parallel \vec{XX})$$

$X =$ point fixe appartenant au plan contenant le point E.

ainsi de pole P on mène une parallèle à la glissière (voir schéma cinématique) puis l'intersection avec la perpendiculaire au vecteur ED nous donne le point e_i et ainsi de suite pour toutes les positions de la manivelle.

Et pour pouvoir connaître les valeurs des différentes vitesses, on a qu'à mesurer les vecteurs pb_i, pa_i ou pd_i ect... en millimètres puis multiplié par 1 des vitesses choisies auparavant.

On procédant ainsi, on a déterminé les différentes valeurs des différentes vitesses de chaque point pour les différentes positions de la manivelle que l'on a réunies dans le tableau suivant.

différentes positions	Vitesse correspondantes [m/A]									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_E = K_v [P_e]$	0	2,488	4,50	4,925	2,625	2,05	5,50	4,688	2,40	0
$V_{ED} = K_v [ad]$	0	1,05	0,688	0,625	0,925	0,775	0,863	0,725	1,00	0
$V_B = K_v [P_b]$	0	1,475	2,425	2,45	1,338	1,038	2,738	2,525	1,425	0
$V_D = K_v [P_d]$	0	2,90	4,725	4,80	2,600	2,025	5,35	4,925	2,775	0
$V_{BA} = K_v [ba]$	2,565	1,85	0,788	0,313	1,60	3,025	2,45	0,10	2,075	2,565

Calculant d'abord les différentes accélérations normales relatives

$$\vec{w}_{B_1 A_1}^n, \vec{w}_{B_1 C}^n, \vec{w}_{E D_1}^n$$

Tableau des valeurs

différentes positions de la manivelle	Accélérations normales correspondantes										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$w_{B_1 A_1}^n = \omega_{B_1 A_1}^2 \cdot l_{BA}$	2,924	1,52	0,276	0,0435	1,137	4,046	2,673	0,004	1,913	2,924	2,924
$w_{B_1 C}^n = \omega_{B_1 C}^2 \cdot l_{BC}$	0	2,487	6,719	6,860	2,046	1,231	8,567	7,288	2,322	0	0
$w_{E D_1}^n = \omega_{E D_1}^2 \cdot l_{ED}$	0	0,689	0,296	0,243	0,535	0,375	0,465	0,328	0,625	0	0

Avec:

(Voir TAB. des $\omega_{B_1 A_1}$, $\omega_{B_1 C}$ et $\omega_{E D_1}$ Plus bas)

$w_{B_1 A_1}^n$: accélération normale du point B_1 relativement au point A_1

$\omega_{B_1 A_1}$: vitesse angulaire du point B_1 par rapport au point A_1

l_{BA} , l_{BC} , l_{ED} : longueurs respectives de la bielle (BA), levier (BC) et bielle (ED)

Longueur de BA = 2250 (mm)

longueur de BC = 875 (mm)

longueur de ED = 1600 (mm)

pour tracer l'épure de accélérations, on procède comme suit:

on choisit un pôle des accélérations (π), puis à l'échelle $K_a = 0,15$

on commence à tracer les vecteurs accélérations des points A_1 c'est à dire égaux à :

$$w_{OA}^n = \omega_{OA}^2 \cdot l_{OA} = 7,33^2 \cdot 0,35 = 18,805 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

différentes positions	Vitesses angulaires correspondantes (rad/s)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\omega_{B_1 A_1} = \frac{Kv(b_1 a_1)}{l_{BA}}$	1,140	0,822	0,350	0,139	0,711	1,344	1,090	0,044	0,922	1,140	1,140
$\omega_{B_1 C} = \frac{Kv(b_1 c)}{l_{BC}}$	0	1,686	2,771	2,80	1,529	1,186	3,129	2,886	1,629	0	0
$\omega_{E D_1} = \frac{Kv(e_1 d_1)}{l_{ED}}$	0	0,656	0,430	0,390	0,578	0,484	0,539	0,453	0,625	0	0

Puis à l'aide des équations suivantes on construit les points ($\overset{\circ}{d}_i$) :

$$\begin{aligned} \vec{w}_{Bi} &= \vec{w}_{Ai} + \vec{w}_{BiAi} \\ \vec{w}_{Bi} &= \vec{w}_{Ai} + \vec{w}_{BiAi}^n + \vec{w}_{BiAi}^t \\ \vec{w}_{Bi} &= \vec{w}_C + \vec{w}_{BiC}^n + \vec{w}_{BiC}^t \end{aligned}$$

Avec:

$\vec{w}_{Bi}, \vec{w}_{Ai}, (\vec{w}_C = 0)$: accélérations respectives des points (A_i) et (C) - (*absolues*)

\vec{w}_{Ai} = connues en direction et en module

\vec{w}_{Bi} = inconnues

$\vec{w}_C = 0$

\vec{w}_{BiAi}^t = accélérations absolues du point (B_i) relativement au point (A_i)

$\vec{w}_{BiAi}^n = \vec{w}_{BiAi}^n + \vec{w}_{BiAi}^t$: (accélérations normale et tangentielle relative)

$\vec{w}_{BiAi}^n // \vec{B_iA_i}$ et dirigée du point (B_i) vers le point (A_i) ; connue en direction et en module

$\vec{w}_{BiAi}^t \perp \vec{B_iA_i}$: connue en direction.

Même raisonnement pour ($\vec{w}_{BiC}^n, \vec{w}_{BiC}^t$)

Pour pouvoir construire les points ($\overset{\circ}{e}_i$), on construit d'abord les points ($\overset{\circ}{d}_i$) par similitude comme dans le tracé des points (d_i) dans le des vitesses.

Puis à l'aide des équations suivantes on construit les points ($\overset{\circ}{e}_i$).

$$\vec{W}_{Ei} = \vec{W}_{Di} + \vec{W}_{EiDi}^n + \vec{W}_{EiDi}^t$$

$$\vec{W}_{Ei} = \vec{W}_x + \vec{W}_{Eix}^n + \vec{W}_{Eix}^t$$

Avec:

X étant un point fixe quelconque (de la glissière)

$\vec{W}_{EiDi}^n // \vec{EiDi}$ dirigée de (Ei — Di) : connue

$\vec{W}_{EiDi}^t \perp \vec{EiDi}$ (connue en direction)

$\vec{W}_x = 0,$
 $\vec{W}_{Eix}^n // XX$ (XX: axe de la cage)
 $\vec{W}_{Eix}^t = 0$

ainsi une fois l'épure des accélérations est tracée , pour connaître les valeurs des différentes accélérations il, suffit, de mesurer la ~~la~~ ~~vectorielle~~ correspondante à cette accélération (mm) et de le multiplier par l'échelle des accélérations choisie.

$$: K_a = 0,15 \frac{(m/s^2)}{(mm)}$$

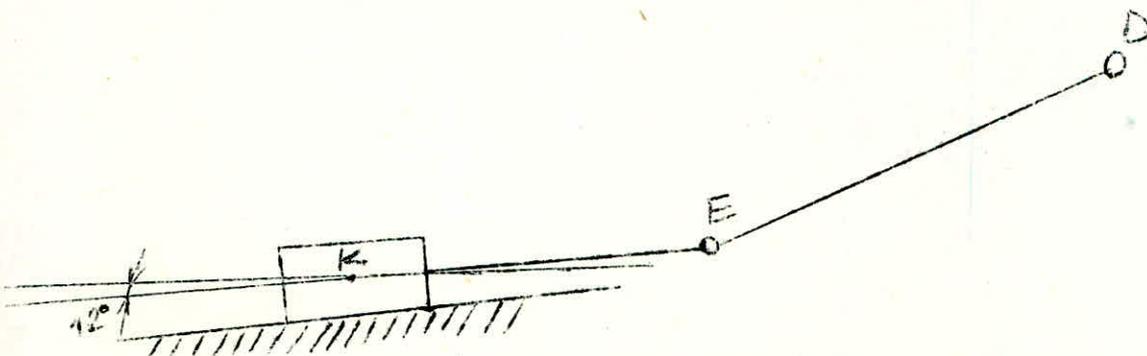
voir tracé de l'épure des accélérations sur la planche (diagramme cinématique et cinétostatique).

3.2 / DETERMINATION DES FORCES DANS LES ARTICULATIONS

On détermine les efforts agissant dans les articulations (notamment en D et en E) de façon à pouvoir effectuer les calculs nécessaires de certaines pièces du mécanisme à l'avance . On utilise la méthode grapho-analytique on divise le mécanisme en groupe d'assour, ce qui permet de définir des systèmes statiquement définissables .

Etudions donc l'équilibre du groupes d'assour le plus éloigné du maillon de départ

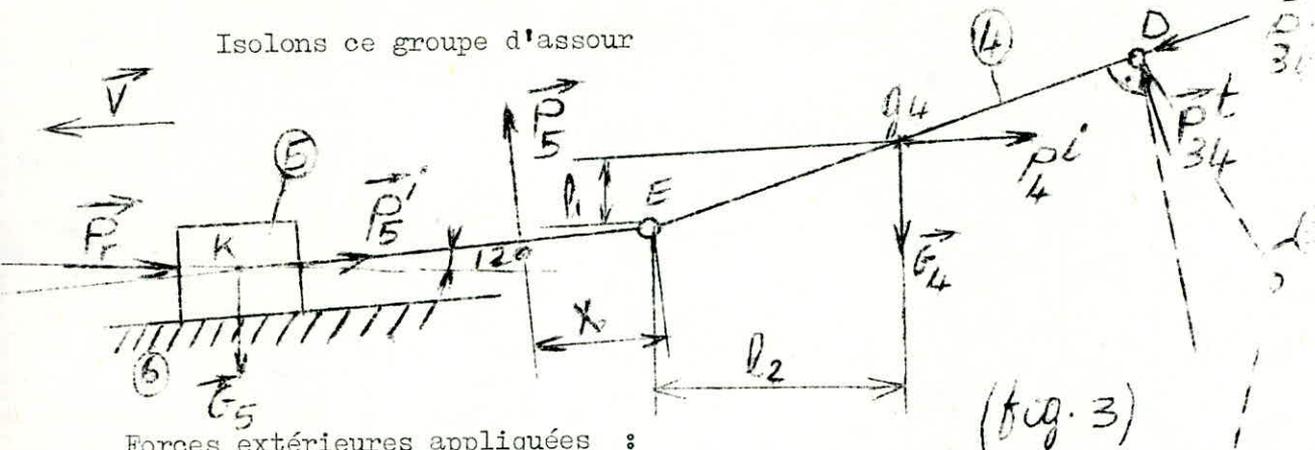
SCHEMA CINEMATIQUE DE CE GROUPE .



(Fig. 2) (27)

Déterminons donc les forces dans les couples cinématiques par la méthode graphique.

Isolons ce groupe d'assour



Forces extérieures appliquées :

$$\vec{P}_r, \vec{G}_5, \vec{P}_{65}, \vec{P}_5^i, \vec{G}_4, \vec{P}_4^i, \vec{P}_{34}^n, \vec{P}_{34}^t$$

Avec: /

- \vec{P}_r = force qui résiste au mouvement de la cage
- \vec{G}_5 = poids de la cage
- \vec{P}_{65} = réaction de la glissière (6) sur la cage (5)
- \vec{P}_5^i = force d'inertie de la cage
- \vec{G}_4 = poids du levier (4)
- \vec{P}_4^i = force d'inertie du levier (4)
- $\vec{P}_{34} = \vec{P}_D$ = force d'action du levier (3) sur le levier $\vec{P}_D = \vec{P}_{34}^n + \vec{P}_{34}^t$

Nous avons l'équation vectorielle suivante =

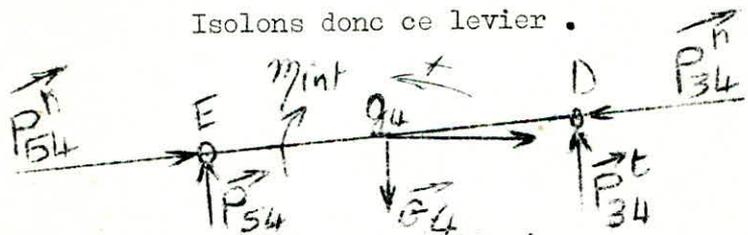
$$\vec{P}_{34}^t + \vec{P}_{34}^n + \vec{G}_4 + \vec{P}_4^i + \vec{P}_5^i + \vec{G}_5 + \vec{P}_r + \vec{P}_{65} = \vec{0}$$

La réaction P_{65} est connue en direction (elle est normale au levier KE)

donc les inconnues sont : $P_{34}^t, P_{34}^n, P_{65}$

La composante tangentielle P_{34}^t peut être déterminée en considérant l'équation des moments de toutes les forces qui agissent sur le levier ED.

Isolons donc ce levier .



Forces extérieures qui sont appliquées :

$$\vec{P}_{54} = \vec{P}_E, \vec{G}_4, \vec{P}_4^i, \vec{P}_D = \vec{P}_{34}$$

$$\sum M_E(\vec{F}_{ext}) = 0$$

$$M_E(\vec{G}_4) + M_E(\vec{P}_4^i) + M_E(\vec{P}_{34}^t) + M_{in} = 0$$

Remarques:

Le moment d'inertie du levier ED (pour différentes positions) est négligeable vu les positions du levier ED qui sont presque parallèles à l'axe de rotation (E) très faible.

$$-G_4 l_2 - P_4^i l_1 + P_{34}^t l_{ED} = 0$$

Ceci implique :

$$P_{34}^t = \frac{G_4 l_2 + P_4^i l_1}{l_{ED}}$$

l_1, l_2 = bras de leviers de la force d'inertie P_4^i du levier (4) et du poids G_4 du même levier, ces distances sont mesurées directement sur le groupe d'assour considéré lequel est tracé à l'échelle :

$$K_s = 0,01 \text{ (m/mm) (Voir trace)}$$

donc :

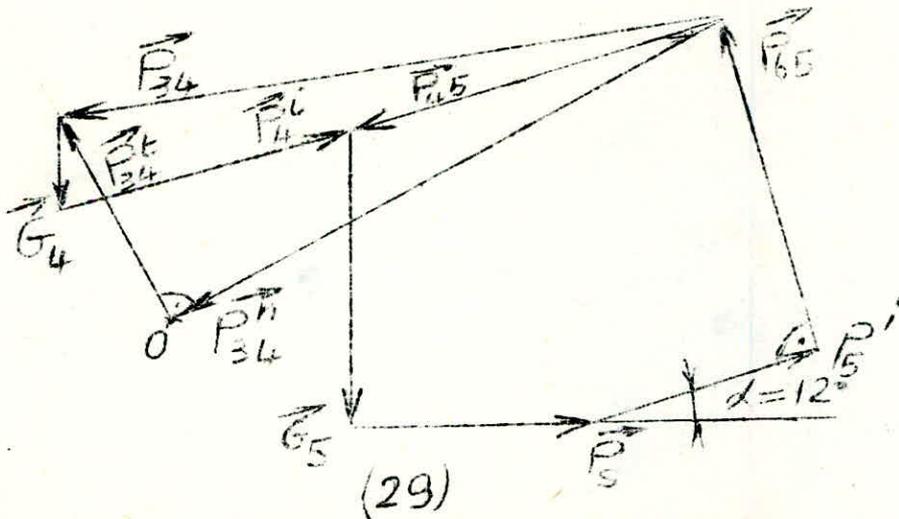
$$P_{34}^t = \frac{G_4 l_2 + P_4^i l_1}{l_{ED}} = \frac{(200 \times 9,81) \times 0,73 + (200 \times 2565) \cdot 0,2}{1,6} = 1616,568 \text{ (N)} = \underline{161,66 \text{ (daN)}}$$

Remarques:

La force d'inertie P_4^i peut changer de direction et de sens au cours de la rotation de la manivelle par conséquent son moment peut devenir négatif.

Les forces \vec{P}_{34} , \vec{P}_{65} et \vec{P}_e on les détermine graphiquement (en construisant le polygone des forces à l'échelle $K_f = 50 \text{ (daN/mm)}$ à l'équilibre, ce polygone des forces doit être fermé.

Exemple: Pour la position 1 on aura le polygone des forces suivante.



ainsi pour connaître les valeurs de \vec{P}_{34} , ($\vec{P}_{45} = \vec{P}_e$), \vec{P}_{65} il suffit de les mesurer directement sur le polygone des forces en (mm) et de les multiplier par l'échelle des forces choisies : ($K_f = 50 \frac{\text{daN}}{\text{mm}}$)

Détermination des accélérations des centres de gravité du levier (4) et des points E_i

différentes positions de la manivelle	Accélérations Correspondantes										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$W_{G_4} = K_a [\pi g_i]$	28,35	25,65	15,15	12,225	32,85	51,38	22,65	21,975	26,10	28,35	51
$W_{E_i} = K_a [\pi e_i]$	26,40	24,615	15,525	9,00	40,50	52,50	27,525	22,50	25,05	26,4	52,2

Pour déterminer l'accélération du centre de gravité, on joint les milieux du levier (4) (pour différentes positions de la manivelle) au pôle des accélérations (π), puis on mesure le vecteur ($\vec{V}G_i$) en millimètre que l'on multiplie par l'échelle des accélérations :

$$K_a = 0,15 \text{ (m/s}^2 \text{ /mm)} \quad \text{(voir épure des accélérations).}$$

CALCUL DES FORCES D'INERTIE

$$\begin{aligned} |P_{4j}^i| &= m_4 W_{G_j} \\ |P_{5j}^i| &= m_5 W_{E_i} \end{aligned}$$

Avec: P_{4j}^i = force d'inertie du levier ED pour la j^{ème} position

m_4 = masse du levier ED

W_{G_j} = accélération du centre de gravité de ED de la j^{ème} position

P_{5j}^i = force d'inertie de la cage pour la position j

m_5 = masse de la cage

W_{E_i} = accélération du point E correspondant

Exemples/

Pour la position (1) nous avons :

$$m_4 = 200 \text{ (kgf)}$$

$$W_{G_1} = 25,65 \text{ (m/s}^2 \text{)}$$

$$m_5 = 3350 \text{ (kgf)}$$

$$W_{E_1} = 24,675 \text{ (m/s}^2 \text{)}$$

$$P_{4j}^i = 200 \times 25,65 = 5130 \text{ (kg m/s}^2 \text{)} \\ = 5130 \text{ (N)}$$

$$P_{5j}^i = 3350 \times 24,675 = 8266,12 \text{ (kg m/s}^2 \text{)} \\ = 8266,12 \text{ (N)}$$

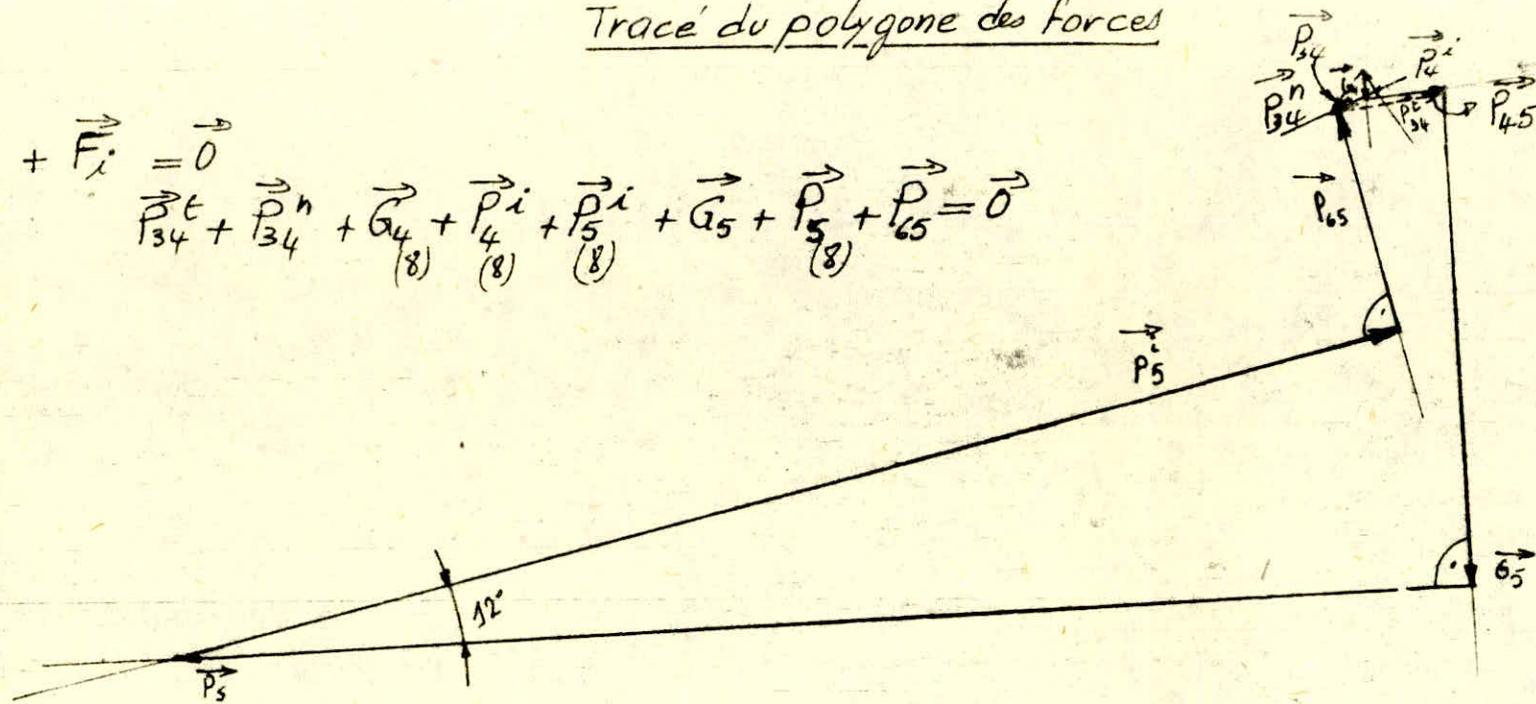
Position 8

Tracé du polygone des forces

échelle : $K_f = 50 \left(\frac{daN}{mm} \right)$

$$\sum \vec{F}_{ext} + \vec{F}_i = \vec{0}$$

$$\vec{P}_{34}^t + \vec{P}_{34}^n + \vec{G}_4 + \vec{P}_4^i + \vec{P}_5^i + \vec{G}_5 + \vec{P}_5 + \vec{P}_{65} = \vec{0}$$



Détermination des forces inconnues : $\vec{P}_{34} = \vec{P}_D$, $\vec{P}_{45} = \vec{P}_E$ et \vec{P}_{65} (réaction de la glissière)

on mesure la force considérée en [mm] ; puis on la multiplie par l'échelle ;
des forces $K_f = 50 \left[\frac{daN}{mm} \right]$.

$$P_{34} = 300 [daN]$$

$$P_{45} = 840 [daN]$$

$$P_{65} = 1500 [daN]$$

On calculon r ainsi nous obtiendrons le TAB. suivant:

différentes Positions	Forces d'Inerties Correspondantes										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	4'
$W_{g_i} \cdot m_4 = \frac{P_i}{4}$	567	513	225	244,5	777	1027,5	453	439,5	522,0	567	1009,5
$W_{E_i} \cdot m = \frac{P_i}{5}$	8844	8266,4	3068,2	3015	13366	11587	9220,8	7537	8392	8844	17160,2

Détermination de la force de résistance pour différentes positions de la manivelle .

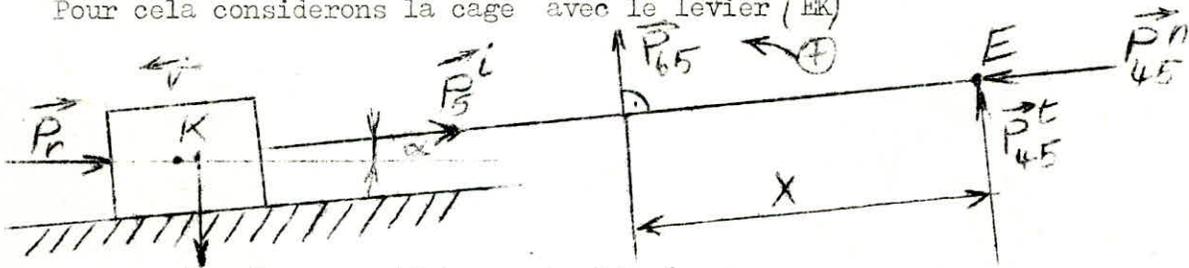
En utilisant le graphe donnant la force en service (de laminage) pour différentes positions de la manivelle autrement dit , pour cha cas de rotation de la manivelle dans cas de de 40° à 40° On tire les valeurs que l'on porte sur le tableau suivant:

différentes Position. man.	Forces R et P Correspondantes										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	4'
$P [Kg_f]$	0	87500	108000	68000	2000	2000	68000	108000	87500	0	
$P_r = 0,1 P [kg]$	0	8750	10800	6800	200	200	6800	10800	8750	0	

Ainsi les valeurs déterminées en traçant le polygone des forces sont portées dans le tableau suivant :

différentes positions de la manivelle	Forces en (dAN)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	4'
$\vec{P}_D^E = \vec{P}_{34}^E$	200,6	161,66	51,91	2,4	64	76,67	-34,68	84,32	164,55	200,6	102,1
$\vec{P}_{34} = \vec{P}_D$	8875	16775	13950	2650	15250	19550	17575	3300	300	8875	15900
$\vec{P}_E = \vec{P}_E$	8400	16425	13850	2900	14175	18150	17100	3650	840	8400	16900
$\vec{P}_{6/5}$	4375	8700	9200	5440	200	550	2900	150	1500	4975	6750

Calcul de la distance du point d'application de la réaction \vec{P}_{65} au point E
 Pour cela considérons la cage avec le levier (EK)



Les forces extérieures appliquées :

$$\vec{P}_{45} (E), \vec{P}_{65}, \vec{P}_5^1, \vec{P}_r, \vec{G}_5$$

équation des moments par rapport au point E

$$\sum M_E (\vec{F}_{ext}) = 0$$

$$(G_5 \cos \alpha) \cdot (l_{KE} - 0,08) + P_r \sin \alpha \cdot l_{KE} - P_{65} X = 0$$

$$X = \frac{(G_5 \cos \alpha) (l_{KE} - 0,08) + P_r \sin \alpha \cdot l_{KE}}{P_{65}} \quad (\text{suivant la cause, allée ou retour})$$

0,08 : distance en metre du point d'application de la force \vec{P}_r jusqu'au centre de gravité de la cage .

diff. Positions	Distance X en [m]										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	4
X	0,594	0,545	0,561	0,798		5,				0,594	0,48
l_{1D}	0,326	0,375	0,359	0,122			0,279		0,139	0,326	0,482
l_{1G}					13,66	14,38		4,11			

Avec: 0,08 distance en mètre du point d'application de la force P_r jusqu'au centre de gravité de la cage.

l_{1D} = distance du point d'application de la réaction \vec{P}_{65} par rapport au centre de gravité de la cage . Le point d'application de \vec{P}_{65} se trouve à droite des centres de gravité de la cage

l_{1G} = bras de levier de la réaction \vec{P}_{65} à gauche du centre de gravité de la cage

c'est à dire , on fait la différence $l_{KE} - X$

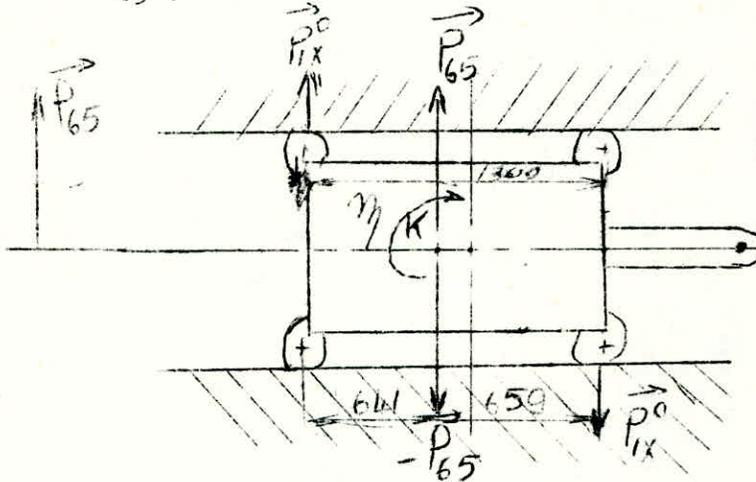
si $l_{KE} - X > 0$ \vec{P}_{65} se trouve à droite du centre de gravité de la cage

si $l_{KE} - X < 0$ \vec{P}_{65} se trouve à gauche du centre de gravité de la cage .

REMARQUES/

Cette force P_{65} , donne naissance à un moment qui a tendance à modifier la position de la cage dans le plan vertical. Et pour déterminer ce moment, déplaçons le point d'application de cette force (P_{65}) vers le centre de gravité de la cage.

Ainsi au centre de gravité de la cage, agiront le poids de la cage, plus un moment supplémentaire créée par cette réaction, ainsi que la force P_{65} .



Détermination des réactions sur les rouleaux d'appui

En faisant la somme des moments par rapport à K:

$$\sum M_{/K} = 0$$

$$- P_x^o (0,659 + 0,641) + P_{65} \cdot 1 = 0$$

$$\frac{P_{65} \cdot 1}{1,3} = P_{1x}^o ; P_{1x}^o = \frac{P_{65} \cdot 1}{1,3}$$

Et les pressions max sur les rouleaux supérieur et inférieur sont données par :

$$P_{sup} = P_{1x}^o + P_{65} \cdot \frac{0,641}{1,3} - G_5 \cos \alpha \cdot \frac{0,641}{1,3}$$

$$P_{inf} = P_{1x}^o + \frac{0,659}{1,3} (P_{65} + G_5 \cos \alpha)$$

Tableau des valeurs

diff. Positions	force en (daN)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_{1x}^o	1186,3	1539,2	1698,4	2322,4	10,79	16,90	959,23	1,154	276,92	1186,3
P_{sup}	2054,3	4243,9	4649,7	3419,7	-1476,4	-1296	804,14	-1502	-568	2054,3
P_{inf}	5335,8	7578	7991,6	6709,6	1741,6	1925,2	4058,8	1706,7	2666,8	5337,8

Calcul de Roulement au point E

La force radiale maximale appliquée sur ce Roulement est : PE = 18450
détermination de la charge statique équivalente.

$$P_o = F_r + Y_o F_a, \quad F_a = 0$$

$$P_o = F_r = 18\,450 \text{ (don)}$$

calcul de la charge statique de base.

Le Roulement n'effectuant que de faibles mouvement d'oscillation, la charge admissible n'est pas limitée par la fatigue de la matière, mais par les déformations permanentes aux points de contact des éléments roulants et des chemins.

Et les déformations permanentes résultant d'une charge égale à la charge statique de base ce sont en général sans conséquence sur le fonctionnement ultérieur du roulement en rotation normale.

$$C_o = S_o P_o$$

S_o = coefficient de sécurité

$$C_o = 2 \times 18450$$

$$S_o = 2$$

$$= 36900 \text{ (don)}$$

à l'aide de cette charge, on choisit le Roulement de caractéristiques suivantes :

$$d = 140 \text{ (mm)}$$

$$D = 250 \text{ (mm)}$$

$$B = 88 \text{ (mm)}$$

$$C = 69500 \text{ (don)}$$

$$C_o = 71000 \text{ (don)}$$

Vitesse de rotation limite :

$$n = 1000 \text{ tr/min (lubrification à la graisse)}$$

$$n = 1400 \text{ tr/min (lubrification à l'huile)}$$

$$\text{masse : } 18,5 \text{ Kg}$$

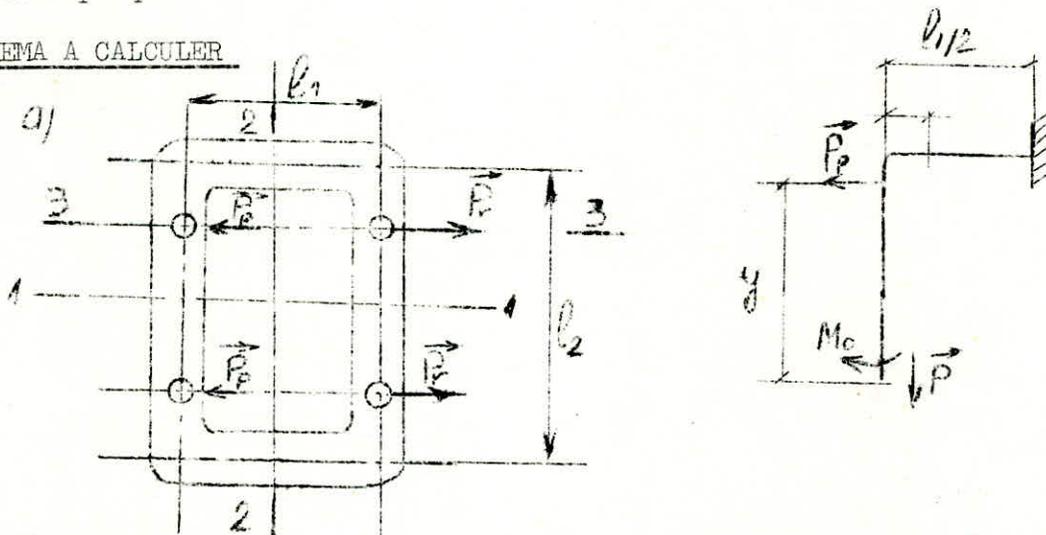
Désignation : 23 228 C/W33 (alesage cylindrique).

PITRE 4: CALCUL DES ELEMENTS DU LAMINOIR A LA RESISTANCE

Calcul de la plaque de la cage mobile à la résistance

La cage mobile est constituée de deux plaques plane liées entre elles par 4 boulons de serrage les deux plaques étant identiques nous calculons seulement une seule plaque

SCHEMA A CALCULER



Avec P_p = Préhension des corps des cylindres de travail sur la plaque

P_r : c'est la force de résistance au déplacement de la cage

Ces forces sont vaincues par les commandes principales nous réalisons le calcul dans le cas ou les efforts sont maximum c'est à dire quant $P_r = P_r$ Maximum

$$P_r \text{ Max} = P_p \text{ Max} = \frac{160000 \times 0,1}{4} = 4000 \text{ Kgf}$$

Nous considérons la plaque comme cadre symétrique de sections rectangulaire en vertu de ceci, il est suffisant de considérer le quart de ce cadre (voir fig 8 b)

la valeur du moment fléchissant (M_{f0}) agissant sur la section (1-1) est statiquement indéterminée c'est pourquoi, nous utiliserons le théorème de Castigliano) pour le déterminer

c'est à dire : $\frac{dU}{d M_{f0}} = 0$

U= énergie potentielle

le moment fléchissant dans n'importe quelle section de la traverse est égale à :

$$M_f = M_{f0} - P_r \text{ max} \cdot X$$

l'énergie potentielle due à l'action des moments fléchissants du quart du cadre considéré sera égal =

$$U = \left\{ \int_0^{l_1/2} \frac{M_{f0}^2}{2 E J_1} dy + \int_0^{l_1/2} \frac{(M_{f0} - P_r x)^2}{2 E J_2} dx \right\}$$

L'énergie potentielle de tout le cadre sera égale à $(4xU)$.
 En tenant compte de cela, appliquons le théorème de Castigliano.

$$\frac{du}{dM_{f0}} = \frac{d}{dM_{f0}} \left[4 \int_0^{l_1/2} \frac{M_{f0}^2 dy}{2E \cdot J_1} + \int_0^{l_2/2} \frac{(M_{f0} - P \cdot x)^2 dx}{2E \cdot J_2} \right]$$

En intégrant et en dérivant cette équation et en tenant compte que $J_1 = J_2$: on trouve :

$$M_{f0} = \frac{P \cdot l_1^2}{4(l_1 + l_2)} \Rightarrow M_{f0} = \frac{4000 \times 0,384^2}{4(0,384 + 1,16)} = 95,503 \text{ daN}$$

La contrainte Max dans la section 2-2 est déterminée par l'équation suivante.

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{fmax}}{W} = \frac{M_{f0} - P \cdot \frac{l_1}{2}}{\frac{b \cdot h^2}{6}}$$

Avec : $l_1 = 384 \text{ (mm)}$
 $P = 4000 \text{ (daN)}$
 $M_{f0} = 95,503 \text{ (m daN)}$

$b =$ largeur de la plaque, $b = 108 \text{ (mm)}$

$h =$ hauteur de la plaque, $h = 184 \text{ (mm)}$

$$\Rightarrow \sigma_{fmax} = \frac{[9550,3 - 4000 \cdot \frac{38,4}{2}] \cdot 6}{10,8 \cdot 18,4^2} = 110,35 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

Le cadre est fabriqué en acier 20 NC 11 ayant les caractéristiques suivantes:

- limite de rupture : $R_r = 800 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) = 8000 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$

- limite d'élasticité : $R_e = 600 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) = 6000 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$

- contrainte de flexion admissible : $\sigma_{fmax} < \sigma_{fadm}$

condition de résistance :

$$\sigma_{fmax} < \sigma_{fadm}$$

SECTION 3-3

Dans ce cas nous avons concentration de contraintes

$$\sigma_{3-3} = \frac{M_{f0}}{W} + \frac{P}{F}; \quad F = b \cdot h - \frac{\pi D^2}{4}, \quad F = 10,8 \cdot 18,4 - \frac{\pi \cdot 16^2}{4} = 174 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{3-3} = \frac{6 \cdot 9550,3}{10,8 \cdot 18,4^2} + \frac{4000}{174,00} = 38,66 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

la contrainte admissible pour cette section est égale à :

$$\sigma'_{adm} = \sigma_{adm} \cdot K$$

$K =$ coefficient de diminution de la contrainte admissible principale, dû à la concentration de contraintes

$K = 0,65$ pour la charge alternative (3)

$$\Rightarrow \sigma'_{adm} = 1350 \times 0,65 = 877,5 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]$$

CALCUL DE L'AXE DU LEVIER INTERMÉDIAIRE A LA RESISTANCE

L'axe du levier intermédiaire est soumis à la contrainte qui correspond au cycle pulsatoire.

Déterminons la valeur Max du M_f et du coefficient pratique de sécurité (voir fig

DONNEES INITIALES /

Diamètre de l'axe: $d = 184 \text{ mm}$

matériaux : même acier que la plaque avec $\text{adm}_f = 2300 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$

car dans ce cas il est trempé dans de l'huile puis a subi un revenu jusqu'à la dureté HRC = 46 _____ 50

pour déterminer le coefficient pratique de sécurité on utilise la formule de l'axe immobil dans la contrainte correspondant au cycle symétrique de chargement .

$$n' = \frac{E_{\sigma} \cdot \beta \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_0}$$

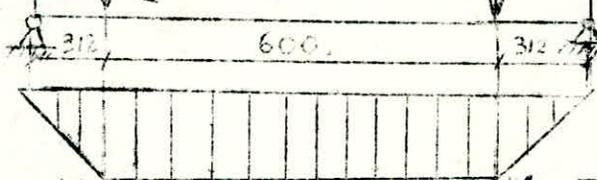
avec: σ_0 = Amplitude du cycle $K_{\sigma} \cdot \sigma_0$
 n = coefficient pratique de sécurité, β = facteur de l'état sur f
 n = coefficient de sécurité admissible

E_{σ} = coefficient tenant compte du changement de la limite élastique avec augmentation des dimensions de la pièce.

σ_{-1} = limite d'endurance à la flexion pendant le cycle symétrique en $\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$

K_{σ} = coeff de concentration de contrainte

$$R_A = \frac{P_0}{2} \quad P_0 = 19500 \quad R_{0/2} = \frac{19500}{2} \quad R_B = \frac{P_0}{2} = 9750 \text{ (daN)}$$



$$M_{fmax} = \frac{19500}{2} \times 0,312 = 30498 \text{ (mdaN)}$$

La contrainte max de la flexion est égale :

$$\text{maxf} = \frac{M_{f \text{ max}}}{W}, \quad W = \frac{D^3}{32} \text{ (cm}^3\text{)} = \frac{18,4^3}{32} = 194,67 \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$\text{maxf} = \frac{304980}{194,67} = 1566,65 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

Avec:

$$K_{\sigma} = 1$$

$$\sigma_0 = \text{maxf}$$

$$\beta = 0,81$$

$$E_{\sigma} = 1,30$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 R_r = 0,43 \times 8000 = 3440 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$$

$$n' = \frac{1,3 \cdot 0,81 \cdot 0,43 \cdot 8000}{1 \cdot 1566,65} = 2,31$$

4) la valeur du coefficient admissible pour la calcul habituel en absence de vérification expérimentale :

$$n = 1,4 \text{ _____ } 1,7$$

c'est à dire $n' > n$

(37)

CALCUL DES BOULONS A LA RESISTANCE

La particularité des boulons de serrage et leur prèsserrage en utilisant la méthode donnée dans le manuel (5) nous avons:

$$1) \quad Q = K_Q \cdot P$$

Q = force de serrage de l'écrou

$$K_Q = \text{coefficient de prèsserrage:} \quad K_Q = 2,5 \text{ --- } 4$$

P = force extérieure agissant sur un boulon

$$P = \frac{P_{\max}}{2} = \frac{3 \cdot 160000}{2} = 30000 \text{ (Kgf)}$$

en supposant que la charge est distribuée seulement entre deux boulons (sup-in) et ceci dans n'importe quelle position de la cage mobile.

$$2) \quad P_b = K_P \cdot P$$

P_b = augmentation de la charge sur le filet

K_P = coefficient de la charge extérieure.

$$K_P = 0,2 \quad \text{---} \quad 0,3$$

$$Q = 3 \times 80000 = 240000 \text{ (Kgf)}$$

$$P_b = 0,2 \times 80000 = 16000 \text{ (Kgf)}$$

$$3) \quad \sigma_m = \frac{Q + P_b / 2}{F} = \frac{240000 + 8000}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 3157,63 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

Avec:

σ_m = contraintes permanentes dans le boulon

F = section du boulon

4) amplitude de la contrainte alternative (due au mouvement de la cage)

$$\sigma_a = \frac{16000}{2 \cdot \pi \cdot D^2 / 4} = \frac{16000}{2 \cdot \pi \cdot 10^2 / 4} = 101,86 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

le coefficient de sécurité pratique est déterminé par la formule suivante

avec:

σ_{-1} = limite d'endurance

$$\sigma_{-1} = 2400 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

R_{rep} = limite de rupture

$$R_r = 7000 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

K_T = coefficient de concentration de contraintes

$$K_T = 3,5 \text{ --- } 4,5$$

$$n = \frac{\sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_{rep}} \right)}{\sigma_a \cdot K_T}$$

$$n' = \frac{2400 \left(1 - \frac{3157,63}{7000} \right)}{101,86 \cdot 4} = 3,23 \quad (n' > n)$$

CALCUL DU CYLINDRE D'APPUI A LA FLEXION

Le schéma de l'action de l'effort agissant sur le cylindre d'appui ainsi que le diagramme du moment fléchissant sont indiqués sur la (fig) suivante.

NEES DE BASE

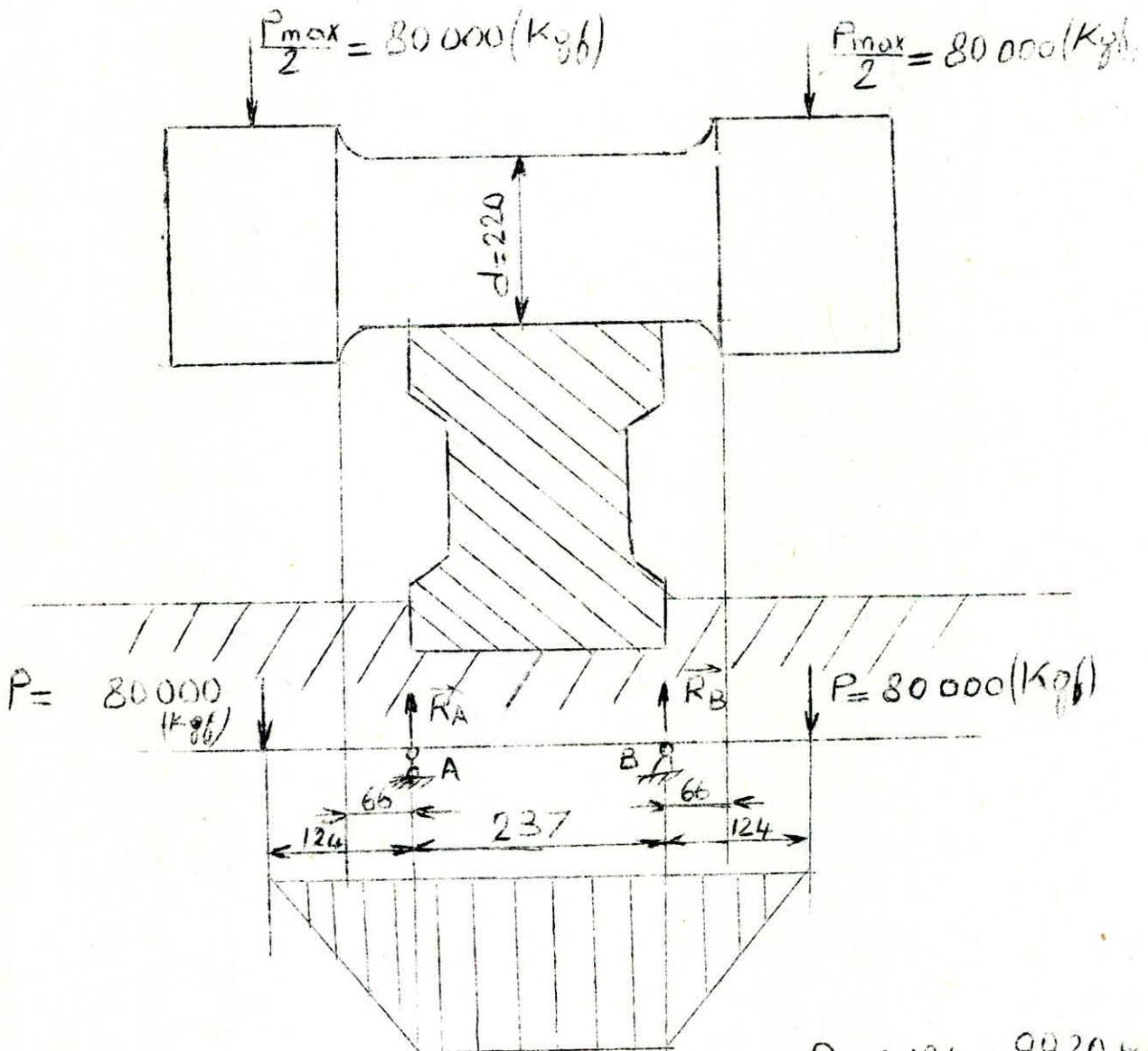
Le matériaux avec lequel sont fabriqué les cylindres est de l'acier 20 N° 11 qui est de l'acier allié ayant les caractéristiques suivantes

$$R_r = 270 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

$$R_e = 600 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

$$\sigma_{adm} = 4350 \left(\frac{daN}{cm^2} \right)$$

EFFORT MAXIMUM = 160 TONNES FORCES



$$M_{max} = 9920 \text{ (mdaN)} \quad M_{min} = P \times 0,124 = 9920 \text{ (mdaN)}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi D^3} = \frac{9920 \cdot 32}{\pi (22)^3} = 948,95 \left(\frac{daN}{cm^3} \right)$$

$D =$ diamètre du cylindre d'appui.

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{adm}} = 1350 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

CALCUL DE LA CLAVETTE DU CYLINDRE A LA COMPRESSION

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{2 M_t}{d \cdot b \cdot 0,45 l_p}$$

Avec:

$d =$ diamètre de l'arbre ou en pose la clavette - $d = 96$ (mm)

$b =$ hauteur de la clavette - $b = 16$ (mm)

$M_t =$ moment de tension : $M_t = \frac{1}{2} \cdot P_c \cdot R$

$P_c = 0,1$ $P_t = 0,1 \cdot 160000 = 16000$ (daN)

$R =$ rayon du cylindre $R = 130$ (mm)

$$\Rightarrow M_t = \frac{1}{2} \cdot 16000 \cdot 0,13 = 1040 \text{ (mdaN)}$$

On utilise donc la clavette parallèle ordinaire de dimensions suivantes:

$a =$ largeur de la clavette $a = 28$ mm

$b =$ hauteur de la clavette $b = 16$ (mm)

$l =$ longueur de la clavette $l = 140$ (mm)

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{2 \cdot 104000}{9,6 \cdot 1,6 \cdot 14 \cdot 0,45} = 1074,74 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$\sigma_{\text{comp}} < \sigma_{\text{adm comp}} = 1200 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

calcul à la résistance de la vis et des dispositifs de serrage de la poutre d'appui.

$$\sigma = \frac{4 P_f}{\pi d^2}$$

Avec:

$P_f =$ force de frottement des cylindres d'appui sur la poutre d'appui

$d =$ diamètre du noyau de la vis

$$P_f = \frac{P_t K}{R}$$

Avec:

$R =$ rayon du cylindre d'appui ; $R = 110$ (cm)

$P_t =$ effort de laminage ; $P_t = 160$ tonnes forces

$K =$ coefficient de frottement roulant mesuré en (mm) $K = 0,05$ (mm)

= pour les filets 600 $\left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$

$$\Rightarrow P_f = \frac{160000 \times 0,005}{11,0} = 72,727 \text{ [daN]}$$

CALCUL DYNAMIQUE

Calcul de la puissance du moteur des commandes principales .

ce calcul a pour but de choisir le moteur électrique

DONNEES DE BASE

1) Destination.

Commande principale est destinée à la création de mouvement de va et vier de la cage mobile

- 2) Poids de la cage mobile = 3350 (Kgf)
- 3) le nombre de course de la cage par minute est égale à 70
- 4) la durée maximale du cycle est égale à 2550 (s)
- 5) la durée minimale du cycle est égale à 80 (s)

Détermination des moments statiques et GD^2 sur l'arbre de la manivelle en dépendance de l'angle de torsion.

Ces deux valeurs sont déterminées par les formules suivantes :

$$M_{st} = R \cdot P_c \cdot \frac{V_e}{V_a}$$

$$GD^2 = 49 m_{cage} R^2 \left(\frac{V_e}{V_a} \right)^2$$

Avec :

- R = rayon de la manivelle $R = 0,35$ (m)
- P_c = force de résistance au mouvement de la cage mobile
- m = masse de la cage mobile $m = 3350$ (kg)
- V_e = vitesse absolue de la cage mobile
- V_a = vitesse absolue de l'extrémité de la manivelle

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
α	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
P (kg)	1500	3300	5240	7000	8300	8300	5700	920	0	920	5700	8300	10900	10600	9240	8300	2350	
$\frac{V_e}{V_a}$	0,507	0,97	1,404	1,754	2,02	1,92	1,48	1,023	0	0,799	1,56	2,144	2,027	1,828	1,404	0,94	0,487	
Mst (mdan)	2464	2818	4540	6507	7324	5577	2952	3234	0	2572	3122	6228	7733	6721	4540	2737	2309	
$\frac{V_e}{V_a}^2$	0,257	0,94	1,97	3,07	4,08	3,68	2,19	1,047	0	0,638	2,434	4,597	4,109	3,341	1,97	0,884	0,237	
GD^2 (mdan)	413,85	1513	3173,92	4957,9	6570,9	5935,6	3527,6	1685,9	0	1027,4	3919,5	7402,6	6616,8	5330,0	3173,92	1423,5	251,6	

On choisit le moteur suivant:

- Type DP 82 A
- Puissance Nominale = 135 (KW)
- Moment Nominal = 197 (mdan)
- Vitesse de rotation = 670 (tr/min)
- GD^2 = 68 (mdan)

Rapport de transmission du moteur à l'arbre de la manivelle

$$i_{\frac{1}{2}} = i_1 \cdot i_2$$

ou i_1 = rapport de transmission du mécanisme d'entraînement

i_2 = rapport de transmission du réducteur

$$i_1 = 2,6$$

$$i_2 = 3,96 \quad (1)$$

Réduction des moments statiques et GD^2 à l'arbre du moteur électrique

$$M_{st\ red} = \frac{M_{st}}{i_{\frac{1}{2}} \cdot \eta} ; \quad GD_{red}^2 = \frac{GD^2}{i_{\frac{1}{2}}^2} \quad \left. \begin{array}{l} \eta = \text{Rendement} \\ \text{total} ; \eta = 0,9 \end{array} \right\}$$

Les valeurs du moment statique et GD^2 (voir tableau précédent)

α	0	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340
M_{st} ind	25,5	288,1	464,21	655,3	748,87	570,24	301,865	33,68	0	26,27	318,18	636,76	1091,0	692,36	464,21	219,18	24,22
GD^2 ind	40,2	3190	1413	2994	46174	61,08	55,99	33,27	0	9692	36,97	69,83	6242	50,75	2994	13143	3,6

CALCUL DU MOMENT EN FONCTION DE L'ANGLE DE ROTATION

Le moment développé par le moteur pendant le laminage est :

$$M_{mot}(K) = M_{st}(K) + (M_{mot}(K-1) - M_{st}(K)) \cdot e^{-\frac{t_K}{T_K}}$$

Avec :

$M_{st}(K)$ = moment statique du mécanisme dans l'intervalle K

$M_{mot}(K-1)$ = moment moteur dans l'intervalle (K-1)

t_K = temps d'action des moments statiques

T_K = constante d'inertie de commande sur l'intervalle K

$$T_K = \frac{GD_{red}^2(K)}{375} \cdot \frac{N_{nominale}}{M_{nominal}}$$

N = fréquence nominale

M = moment nominal

α°	M_{stred}^{red} (daN)(m)	GD_{red}^2	t_k (s)	T_k (s)	$\frac{t_k}{T_k}$	e^{-t_k/T_k}	$M_{mot(k-1)}$ $-M_{stred(k)}$	$[M_{mot(k-1)} - M_{stred(k)}] \cdot \frac{t_k}{e^{t_k}}$	$M_{mot(k)} \cdot X$	$M_{mot(k)}^2$	$M_{mot(k)}^2 \cdot t_k$
0° - 20°	25,22	3,904	0,0474	0,0354	1,339	0,2621	-25,22	-6,610	18,610	346,326	16,476
20° - 40°	288,1	14,294	—	0,1296	0,366	0,694	-269,49	-187,026	101,074	10215,953	484,236
40° - 60°	464,21	29,940	—	0,2715	0,1746	0,8398	-363,136	-304,96	159,248	25360,05	1202,07
60° - 80°	665,291	46,74	—	0,4239	0,1118	0,8942	-506,043	-452,504	212,787	45278,456	2146,199
80° - 100°	748,87	61,98	—	0,5621	0,0843	0,9191	-536,083	-492,714	256,156	65615,96	3110,196
100° - 120°	570,24	55,992	—	0,5078	0,09334	0,9109	-314,084	-286,099	284,141	80736,045	3826,89
120° - 140°	301,815	33,267	—	0,3017	0,1571	0,8546	-17,724	-15,147	286,718	82207,251	3896,624
140° - 160°	33,68	15,904	—	0,1442	0,3286	0,7199	253,08	+182,162	215,842	46587,79	2208,26
160° - 180°	0	0	—	0	∞	0	215,842	0	0	0	0
180° - 200°	26,27	9,692	—	0,0879	0,5392	0,5832	-2627	-15,320	10,949	119,888	5,683
200° - 220°	318,18	36,97	—	0,3353	0,1436	0,8682	-307,231	-266,740	51,442	2646,284	125,43
220° - 240°	636,76	69,831	—	0,6333	0,0748	0,9280	-585,318	-543,175	93,585	8758,133	415,136
240° - 260°	770,60	62,42	—	0,5661	0,0837	0,9997	-677,015	-622,651	147,949	21889,00	1037,54
260° - 280°	693,36	50,750	—	0,4603	0,1030	0,902	-545,41	-491,861	201,399	40561,67	1922,623
280° - 300°	464,21	29,94	—	0,2715	0,1746	0,8398	-262,811	-220,709	243,501	59292,897	2810,483
300° - 320°	276,18	13,430	—	0,1218	0,3892	0,6776	-35,679	-24,176	255,004	65026,99	3082,28
320° - 340°	24,22	3,6	—	0,03265	0,27777	0,7575	230,784	174,819	199,039	39616,475	1877,821
340° - 360°	0	0	—	0	∞	0	199,039	0	0	0	0

Vérification du moteur suivant le moment moyen quadratique :

Le moment moyen quadratique pendant le régime normal est déterminé par la formule suivante :

$$M_{moyq} = \sqrt{\frac{\sum M_{mot}^2 (K) \cdot t_k}{t_{cycle}}} = 171,552 \text{ (mdaN)} < M_n = 197 \text{ (mdaN)}$$

donc le moteur choisi convient.

$$\sum M_{mot}^2 (K) \cdot t_k = 28167,906 \text{ (mdaN)}^2 \cdot (s)$$

$$t_{cycle} = 0,956 \text{ (s)}$$

calcul des roues dentées et crémaillère à la résistance

utilisant la méthode (6)

La contrainte tangentielle de contact est donnée par la formule suivante :

$$\tau = \frac{330}{0} \sqrt{\frac{M_p (i+1)^3}{b^2}} \leq \sigma_{adm}$$

pour pous de synchronisation

avec :

a = entraxe = 26 (cm)

b = largeur b = 10 (cm)

M_p = moment pratique à calculer

i = rapport de transmission = 1

$$M_p = M_{max} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

K₁ = coefficient de régime de travail

K₁ = 0,62

K₂ = coefficient de chargement

K₂ = 0,15

K₃ = coefficient de qualité

K₃ = 1

M_{max} = moment maximum de laminage sur le cylindre de travail

$$M_{max} = \frac{1}{2} P \cdot R$$

Avec :

P_c = force en service on prend 11,5 tonnes

R = rayon du cylindre R = 130 (mm)

M_p = 0,5 . 10,62 . 0,15 . 11500 . 13 = 6950 (Kgf) . (cm)

$$\tau = \frac{330}{26} \sqrt{\frac{6950 \cdot 23}{10 \cdot 1}} = 365 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

2) La contrainte de flexion.

$$\sigma_b = \frac{1,07 \cdot P \cdot K}{b \cdot m \cdot y} \leq \sigma_{adm}$$

K = coefficient de chargement K = 1,2

m = module m = 10

y = coefficient de forme de la dent y = 0,4

b = longueur de la dent b = 10 (cm)

P = effort périphérique (tangential)

$$P = \frac{2 M_p}{m z} ; P = \frac{2 \cdot 6950}{10 \cdot 260} = 535 \text{ [Kgf]}$$

$$\Rightarrow \sigma_b = \frac{1,07 \cdot 535 \cdot 1,2}{10 \cdot 10 \cdot 0,4} = 172 \text{ Kgf/cm}^2 \leq \sigma_{adm}$$

(43)

3) calcul de la dent de la crémaillère à la résistance

$$\sigma = \frac{660}{\frac{1}{2} d_p} \sqrt{\frac{M_p}{b}}$$

avec :

d_p = diamètre primitif de la roue qui s'engraine avec la crémaillère

$$\sigma = \frac{660}{10,5} \sqrt{\frac{6950}{10}} = 1660 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

σ_f

$$\sigma_f = \frac{0,64 \cdot M_p}{Z \cdot y \cdot b \cdot m^2 \cdot \gamma}$$

Avec :

γ : coefficient de l'usure = 0,97

Z : nombre de dents Z=21

$$\sigma_f = \frac{0,64 \cdot 6950}{21 \times 0,4 \times 10 \times 0,97} \Rightarrow \sigma_f = 515 (\text{kgf})$$

CONCLUSION

A travers l'étude de ce projet on constate que parmi les procédés que l'on utilise pour la fabrication des tubes à parois mince et très mince, le procédé de laminage à froid et le procédé le plus parfait et le plus économique .

Le travail qui a été fait est basé surtout sur l'analyse cinématique et cinéstatique de notre système .

Cette analyse nous a permis de déterminer les pressions dans les différentes articulations par conséquent déterminer les conditions les plus défavorables dans lesquelles travaillerai notre laminoir .

