

41/83

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES HOUARI BOUMEDIENE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

المكنة

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHEQUE

# THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

Ingéniorat d'Etat en Génie Mécanique

## CONSTRUCTION D'UNE FRAISEUSE SPECIALE

Proposé et dirigé par :

Mr. I. MARINOV

Maitre Assistant à l'E.N.P.A.

Etudié par : TOUBALI Omar

Promotion : Janvier 1983



## Remerciements

Je remercie Monsieur I. MARINOV pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués pour l'élaboration de mon projet.

Je remercie également tous les professeurs et assistants qui ont contribué à ma formation.

L'expression de ma profonde reconnaissance

TOUBALI-CHAR.

---

# Dédicaces

Je dédie ce travail

- à mon père
- à ma mère
- à mes frères et sœurs
- à mes amis
- à la promotion de Janvier 83

et à tous ceux qui m'ont aidé dans mon travail.

---

OMAR. TOUBALI



## CHAPITRE I

### I. INTRODUCTION

Le développement de la grande industrie mécanique est lié avec une forte augmentation du volume de production et la qualité de l'usinage de coupe. Ceci détermine l'importance des machines-outils destinées à la réalisation de pièces en un nombre réduit d'opérations et l'utilisation de régimes de coupe de plus en plus puissants avec un cycle de travail très rapide.

Dans le domaine du fraisage, les perfectionnements apportés ces dernières années aux machines-outils ont pris une ampleur très importante, ceci provenant, de la variété sans cesse croissante des opérations de coupe exigées en fraisage.

Du point de vue construction mécanique, les corps de robinet, prennent une place de choix à cause des fonctions qu'ils remplissent et leur forme très complexe.

L'usinage de ces pièces sur les fraiseuses universelles ne répond pas aux exigences contemporaines, à savoir, la série à réaliser, la qualité élevée du travail et la réduction du prix de revient.

C'est dans ce cadre que se situe notre projet de fin d'étude qui consiste à construire une fraiseuse spéciale destinée pour l'exécution des trois brides d'un corps de robinet en une seule phase et son positionnement sur la table. (schéma de la pièce voir fig: 1 page 2).

Dimensions de la pièce à usiner

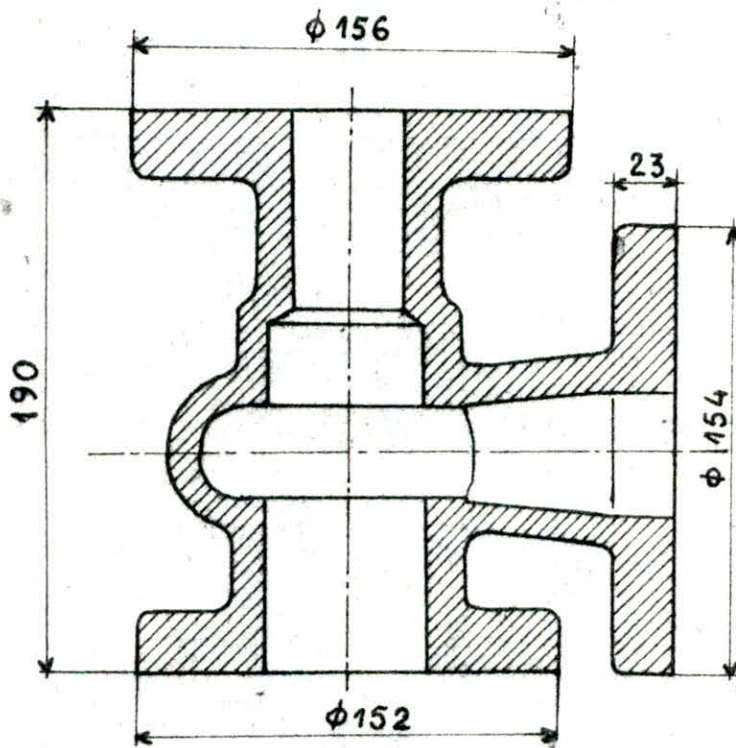


fig: 1

## CHAPITRE II

### II CONCEPTION DE LA FRAISEUSE

Cette fraiseuse est conçue comme machine-outil à banc fixe, seule la table doit se déplacer dans le sens longitudinal. Elle est munie des chariots vertical et transversal. Elle doit comporter trois têtes porte-outil, une à axe vertical et les deux autres à axe horizontal, pouvant travailler simultanément.

Les broches sont coulissantes selon leur axe pour permettre le réglage de la profondeur de passe.

La pièce à usiner est bloquée dans un porte-pièce fixé à la table, cette dernière effectue simplement une double course, une active, elle est lente, c'est la vitesse de travail, l'autre rapide s'effectue à vide pour le retour.

Cette double course est réglée en vitesse et en amplitude par une came, fabriquée spécialement pour la réalisation du corps de robinet.

L'opération de fraisage, sur cette machine est accomplie en une seule passe durant la course de travail.

Cette machine-outil est spécialement conçue pour l'usinage du corps de robinet à brides perpendiculaires, la machine doit répondre surtout aux exigences suivantes :

- productivité
- rigidité
- production en grande série.

## principaux elements de la fraiseuse

la machine étudiée comporte les elements suivants:

- Bâti ou colonne
- Têtes porte-fraises
- Commande de réglage des broches
- Table porte-pièce
- banc fixe
- Moto-reducteurs.
- Mechanisme de translation de la table.



## CHAPITRE III

### III - ETUDE DES PRINCIPAUX ORGANES DE LA MACHINE

#### III.1 Description de la fraiseuse

##### 1.1 Generalités:

La construction des machines spéciales est destinée pour les travaux de grande série exigeant une production intensive dans tous les domaines de la construction mécanique.

La fraiseuse à banc fixe a son origine, d'une part, dans le travail en grande série et d'autre part, dans la constatation que 85 à 90% du temps de travail correspond à l'utilisation du mouvement longitudinal seul.

Le travail en série obligeant à de grandes vitesses de coupe et à des passes importantes demande à la machine une rigidité à toute épreuve.

##### 1.2 description:

Comme l'indiquent les dessins n° 1/2 et 2/2 quatre éléments essentiels composent la machine, le bâti, la table, les broches et le mécanisme de translation de la table.

Le bâti moulé en fonte est composé de deux parties pour faciliter le montage et démontage des différentes pièces, il est largement proportionné pour bien équilibrer l'ensemble de la machine.

La table en fonte, repose sur toute sa longueur sur le banc, elle possède une très grande stabilité, l'absence de console supprime complètement tout porte-à-faux.

La table coulisse sur le banc par un assemblage prismatique. Le déplacement est obtenu par une came qui agit sur un levier, cette came commandée par un moto-reducteur est réglée en vitesse et en amplitude.

La pièce à usiner est bloquée sur un montage de fraisage fixé à la table qui effectue une double course, l'usinage se fait en une seule phase.

Le réglage de la profondeur de passe se fait une seule fois pendant le montage des outils ou lors du réaffûtage des fraises.

La rotation de la broche est reçue du moto-reducteur de puissance 5,5 Kw et une vitesse de rotation de 85 tr/min, fixé à l'extérieur du bâti sur le montant, la rotation est transmise à la broche au moyen d'un accouplement et d'un couple de roues dentées coniques.

Le réglage en hauteur de la position de l'outil par rapport à la pièce est obtenu par le déplacement de la broche suivant son axe qui coulisse dans un fourreau.

Ce réglage est obtenu à l'aide d'un volant claveté sur l'arbre pignon qui le fait tourner. Actionné par ce pignon le manchon à crémaillère qui ne peut tourner et qui glisse sur le bâti, entraîne la broche, cette dernière, rainurée dans sa partie supérieure coulisse dans le moyeu de la roue conique de laquelle elle reçoit la rotation. La broche est animée d'un mouvement d'avance qui sera transmis à la fraise par

le réglage de la profondeur de passe. Les broches sont alésées au cône morse n°4, fabriquées au nickel-chrome, cémentées, trempées et rectifiées.

### III.2 ETUDE DU BÂTI

#### 2.1 Matériau utilisé pour la construction du bâti

La construction utilise beaucoup de pièces obtenues par moulage en fonte grise. Cette fonte contient en moyenne 4% de carbone sous forme de graphite et des teneurs assez fortes en silicium et en manganèse.

La fonte grise se moule très bien et s'usine facilement sauf dans la zone superficielle appelée croûte qui est dure, la surépaisseur d'usinage sera donc assez grande pour que la croûte soit enlevée.

La fonte grise est économique et très peu oxydable, sa résistance à la traction est faible  $\approx 120 \text{ N/mm}^2$ , par contre elle a une grande résistance à la compression  $\approx 700 \text{ N/mm}^2$ . C'est le métal employé pour obtenir économiquement des bâtis et des grosses pièces rigides et sans vibrations.

On réalise le bâti par moulage vu la complexité de sa forme et surtout la série à réaliser qui est très importante.

La fonte économique sous de grandes masses possède de bonnes qualités frottantes mais ne peut travailler valablement qu'en compression. Elle absorbe bien les vibrations et les déformations restent relativement faibles.

fontes grises: Ft 14 - 22

## 2.2 Resistance du bâti

Les efforts engendrés par l'opération de fraisage ainsi que par le poids des éléments de la machine, admettent des composantes verticales et horizontales qu'il est nécessaire de neutraliser. Le bâti doit donc être pratiquement indeformable, pour cela on a prévu une forte épaisseur des parois.

Largement proportionné et judicieusement nervuré, le bâti, en fonte spéciale pour lui assurer une parfaite homogénéité, est bien équilibré.

### III.3 ETUDE DE LA TABLE.

La table porte pièce est en fonte, sa section est largement calculée pour lui assurer une rigidité suffisante à l'épreuve des plus grands efforts. La fonte permet en effet une réalisation facile des formes par moulage; les glissières en fonte traitées et rectifiées ont une faible résistance au frottement, et n'ont aucune tendance au grippage.

La table coulisse sur le banc par un assemblage à queue d'aronde. Le déplacement est obtenu au moyen d'un levier commandé par une came qui est réglée en vitesse et en amplitude. Le jeu des glissières est réduit au minimum grâce à un coin de réglage qu'on peut déplacer puis immobiliser sous l'action de deux vis: une à chaque extrémité (voir dessin n° 1/2).

La face supérieure de la table comporte des rainures en "T" pour recevoir des boulons à tête carrée destinés à assurer la fixation des dispositifs de blocage de la pièce.

Les dimensions de ces rainures sont normalisées (voir planche n° OT1000) norme ~~CNM E 21-301~~.

#### 3.1. Dimensions de la table.

longueur du montage d'usinage = 500 mm  
largeur " " " " = 200 mm  
longueur de la pièce à usiner = 190 mm

largeur de la table = 250 mm

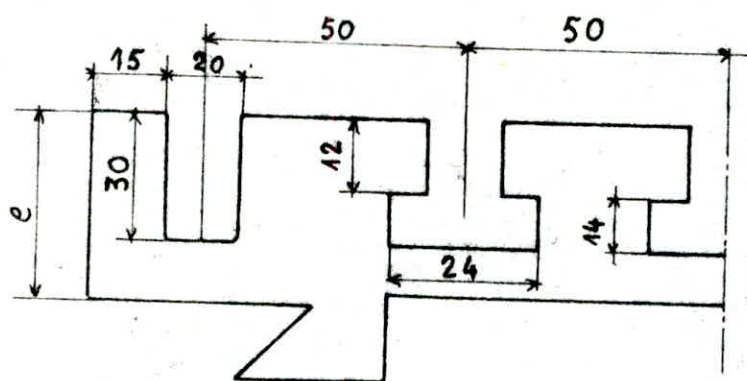
longueur " " = 1000 mm

### 3.2 Choix des paramètres constructifs de la table.

masse de la table = 50 kg (choisie d'après les efforts supportés par celle-ci).

la table est en fonte de masse volumique =  $7,2 \text{ Kg/dm}^3$

épaisseur de la table



Volume des rainures :

- longueur des rainures = 740 mm

$$V = (740 \cdot 30 \cdot 20) \cdot 2 + (740 \cdot 12 \cdot 12) \cdot 3 + (740 \cdot 14 \cdot 24) \cdot 3 = 1,95 \text{ dm}^3$$

Volume totale de la table

$$250 \cdot 740 \cdot e = 185.000 \cdot e = 18,5 \cdot e \text{ dm}^3$$

d'où l'épaisseur de la table sera :

$$18,5 \cdot e - 1,95 = \frac{50}{7,2}$$

$$e \geq 40 \text{ mm}$$

On prend  $e = 45 \text{ mm}$

### III.4 ETUDE des têtes porte-fraises.

Les têtes porte-fraises et leur moto-reducteur sont situés à la partie supérieure de la fraiseuse, au dessus de la table porte-pièce.

La rotation de la broche est reçue du moto-reducteur qui est placé à l'extérieur du bâti sur le montant, au moyen d'un accouplement et d'un couple de roues dentées côniques.

La broche rainurée dans sa partie supérieure coulisse dans le moyeu de la roue côniqque de laquelle elle reçoit la rotation.

Actionné par un pignon, le manchon à cremailière, qui ne peut tourner, entraîne verticalement ou horizontalement la broche, ce qui donne à celle-ci un mouvement d'avance qui sera transmis à la fraise pour le réglage de la profondeur de passe.

Les broches de la fraiseuses sont portées par deux roulements à rouleaux côniques à l'avant et un roulement à rouleaux cylindriques à l'arrière, absorbant les poussées axiales ou radiales. Le montage étant fait de manière à ne pas gêner la dilatation due aux différences de Temperatures. Les broches sont alésées au cône morse n°4, fabriquées en acier au nickel-chrome elles sont cémentées, trempées et rectifiées.

### III.5 CARACTERISTIQUES DE LA FRAISEUSE

|                                       |                                       |       |                     |
|---------------------------------------|---------------------------------------|-------|---------------------|
| TABLE                                 | - Dimensions :                        | mm    | 1000x250            |
|                                       | - Course :                            | mm    | 180                 |
| BROCHES                               | - Alesage ; cône Morse                | N°    | 4                   |
|                                       | - vitesse :                           | tr/mn | 85                  |
|                                       | - course :                            | mm    | 60                  |
| AVANCES                               | - vitesse d'avance de travail         | mm/mn | 217                 |
|                                       | - vitesse d'avance rapide :           | mm/mn | 1508                |
| Puissance<br>Electrique<br>Necessaire | - Moteur de commande<br>des broches : | Kw    | 5,5                 |
|                                       | - Moteur des avances :                | Kw.   | 0,37                |
| POIDS                                 | - Masse de la machine :               | T     | 2                   |
| Encombrement                          | - Dimensions (h x L x l)              |       | 1620x 1580<br>x1400 |



### III.6. Choix des moto-reducteurs.

Les critères des choix des moto-reducteurs, sont:  
la vitesse de rotation et la puissance de la broche

$$n = 85 \text{ tr/min}$$

$$P = 4,2 \text{ Kw.}$$

On choisit un moto-reducteur de vitesse de 85 tr/min et une puissance de 5,5 Kw.

le rendement de ce moto-reducteur  $\eta_1 = 0,8$   
et le rendement des engrenages  $\eta_2 = 0,97$ .

avec un rendement global  $\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,8 \cdot 0,97 = 0,776$   
nous aurons une puissance sur la broche  
de 4,2 Kw.

References du moto-reducteur:

Groupe : moto-reducteur à vis serie S  
à patte de fixation, avec moteur fermé à rotor  
à cage, NOVACEM Compax, type: 132 S  
Reducteur type: 5

## CHAPITRE IV

### IV GRAISSAGE de la machine

#### IV.1. Generalités

Les inconvénients dus aux frottements sont nombreux :

- perte d'énergie absorbée par les frottements.
- usure des pièces, nefaste à la précision des guidages.
- échauffement des pièces qui peut entraîner leur grippage.

Il est nécessaire d'interposer une couche fluide entre les surfaces frottantes afin de diminuer la résistance au glissement et les frottements et d'augmenter la durée de vie des éléments qui se frottent.

Rôles et propriétés d'un lubrifiant :

Son rôle principal est la diminution de la résistance au glissement. Il contribue aussi au refroidissement des pièces et les protège contre l'usure et la corrosion.

Un lubrifiant présente un certain nombre de propriétés qui doivent être adaptées aux conditions d'emploi, il doit être neutre et avoir une grande stabilité chimique pour conserver ses propriétés dans le temps.

#### IV.2 Graissage par circulation sous-pression

C'est le système qu'on a utilisé pour le graissage des différents organes de la machine. Capable d'un débit important de lubrifiant, il assure un bon refroidissement des organes en mouvement. Une pompe est placée dans le bâti de la machine, puis l'huile dans un réservoir

et la refoule dans des canalisations allant aux différents points à lubrifier. L'huile est ensuite récupérée après filtration et retourne au réservoir ; elle circule en circuit fermé ; si nécessaire on installe un réfrigérant sur le circuit de refoulement et on contrôle la température d'huile. Il faut surveiller régulièrement la pression donnée par la pompe et le niveau de l'huile dans le réservoir.

On utilise ce système pour graisser tous les pignons et les glissières, par contre les roulements sont graissés à vie lors du montage de la machine et aussi lors de l'entretien de la fraiseuse.

## CHAPITRE V

### V. METHODOLOGIE DE VERIFICATION DES PRINCIPAUX ORGANES DE LA FRAISEUSE

#### V.1. Generalités

Afin de permettre la réalisation de pièces de haute qualité avec une tolérance de  $0,01\text{ mm}$  à  $0,05\text{ mm}$ , les organes de la machine doivent être réalisés avec une précision qui doit être au moins dix fois supérieure à celle des pièces produites.

Des normes particulières, dues à l'ingénieur général Pierre Salmon, ont été établies pour tous les types de machines-outils.

Pour notre fraiseuse, ces normes prennent les formes suivantes :

- a) Vérification géométrique ou contrôle des organes de la machine.
- b) Epreuves pratiques effectuées sur pièces usinées.

#### V.2. Vérifications géométriques

Avant de définir partiellement cette vérification, il est indispensable que la machine doit être scellée sur un sol stable ne devant provoquer ultérieurement aucune déformation.

On prévoit un massif en béton entier ou moellé, pour obtenir une horizontalité parfaite, on effectue le réglage à l'aide de verins ou coins spéciaux.

## 2.1 Appareillage nécessaire

Les qualités principales d'une machine sont :

- La précision
- La maniabilité

La précision de la machine se transfère à la pièce mise en œuvre. elle dépend des éléments suivants :

- qualités mécaniques des matériaux constitutifs de la machine
- qualités des assemblages et des liaisons.
- rigidité.

La machine doit satisfaire aux conditions suivantes :

- planitude de la table
- rectitude et orthogonalité des glissières
- Concentricité des cônes des broches.

Pour la vérification de ces divers points on applique un contrôle géométrique, ce contrôle est statique car il s'effectue sur la machine à l'arrêt.

### 2.1.1 Outillage nécessaire

- Comparateur
- Règle rectifiée
- côles rectifiées
- tampon conique
- cylindre de vérification
- mandrin cylindrique à emmanchement conique

## 2.1.2 Contrôle de la broche

### a) Nez de la broche

a) on vérifie la régularité de forme du cône à l'aide d'un tampon conique. Il doit porter correctement sur toute sa surface, ce que l'on vérifie par l'emploi d'un crayon gras dont les traces doivent s'étaler uniformément en s'estompant sur le tampon lorsqu'on fait tourner celui-ci à l'intérieur de l'alésage conique.

### b) concentricité conique (fig: a, page 19).

Un mandrin cylindrique à queue conique est emmanché dans la broche. On fait tourner lentement cette dernière en plaçant le comparateur au contact sur la partie cylindrique du mandrin en a puis en b.

- les erreurs tolérées sont:

a : 0,01 mm

b : 0,02 mm

la distance a b étant au moins égale à 300 mm

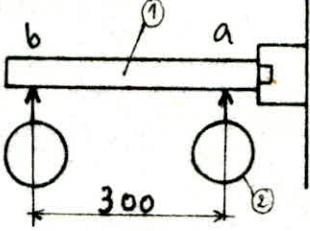
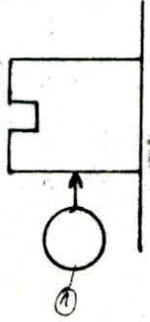
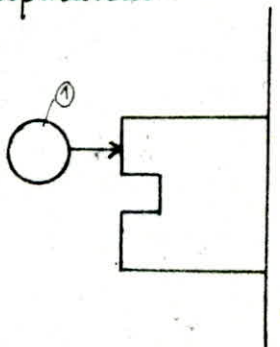
\* Concentricité de l'extérieur du nez (fig: b, page 19)

- faux rond du nez : erreur tolérée = 0,01 mm

\* voile de la face du nez (fig: c, page 19).

On procède à cette vérification en plaçant le comparateur sur un support rigide. On fait tourner lentement la broche.

- erreur tolérée = 0,01 mm

| Nature du contrôle                  | Schema  | Erreur tolérée           |
|-------------------------------------|---|--------------------------|
| Concentricité conique               | <p>1: mandrin cylindrique à queue conique<br/>2: comparateur</p>  <p>a</p> | a: 0,01 mm<br>b: 0,02 mm |
| Concentricité de l'extérieur du nez | <p>1: comparateur</p>  <p>b</p>  | 0,01 mm                  |
| voile de la face du nez             | <p>1: comparateur</p>  <p>c</p>  | 0,01 mm                  |

### 2.1.3 Contrôle de la table

1<sup>o</sup>) Planitude (fig: d, page 21)

On place la table successivement dans les trois positions suivantes :

- position moyenne
- complètement à gauche
- " " à droite

On utilise une règle de précision et trois cales identiques. La règle est placée successivement en diverses positions convergentes. Des cales étalons sont interposées entre la table et la règle. On admet des écarts de 0,02 mm entre deux points distants de 500 mm sur la règle et une tolérance supplémentaire de 0,01 mm par mètre de course de la table.

2<sup>o</sup>) Parallelisme de la table et des glissières (fig: e, page 21)

Le comparateur est lié au bâti, le palpeur en contact avec la table sur une règle placée sur celle-ci.

Les écarts tolérés au cours du déplacement de la table sont:

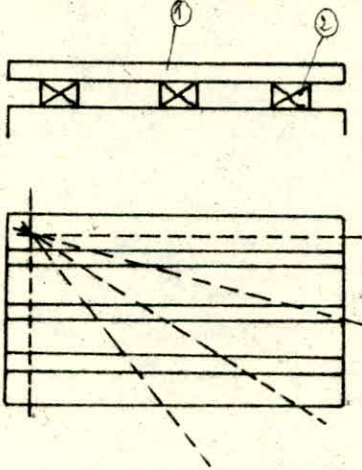
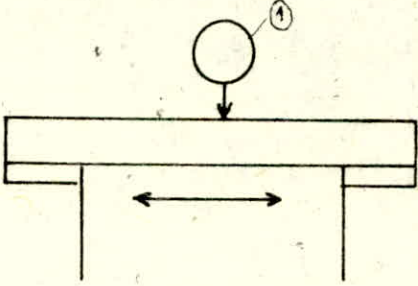
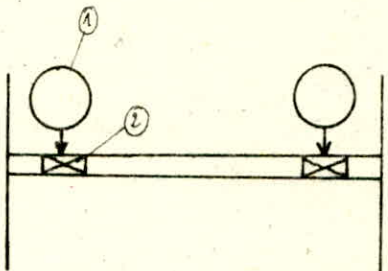
- 0,02 mm pour deux points distants de 500 mm sur la règle
- 0,01 mm par mètre de course de la table.

3<sup>o</sup>) Contrôle de la rainure médiane (fig: f, page 21).

On vérifie d'abord le calibrage (pour les tolérances: norme CNH E 21-301 voir chap. III)

Deux cales sont insérées dans la rainure. Le comparateur étant fixé au bâti, le palpeur est amené, latéralement



| Nature du contrôle  | schema  | Erreur tolérée   |
|---|---|--|
| <p>Planitude de la Table</p>                                    | <p>1: regle rectifiée<br/>2: cales rectifiées</p>  <p>d</p> | <p>0,02 sur la surface<br/>- 0,04 mm par mètre de course</p> |
| <p>Parallélisme de la surface de la table avec sa glissière</p> | <p>1: comparateur</p>  <p>e</p>                           | <p>0,02 mm sur 500 mm<br/>- 0,04 mm par mètre de course</p>  |
| <p>Contrôle de la rainure médiane</p>                           | <p>1: comparateur<br/>2: cales rectifiées</p>  <p>f</p>   | <p>0,02 mm sur 300</p>                                       |

au contact avec chacune des deux calés successivement. L'écart toléré est de 0,02 mm pour deux points distants de 500 mm.

### V.3. Epreuves pratiques

Les épreuves pratiques sont également définies par les normes Salmon. Elles ont pour objet de vérifier la précision de la machine en fonctionnement. Elles consistent à usiner des pièces de formes et de dimensions déterminées suivant un processus également défini.

Si les résultats de la vérification géométrique ne sont pas parfaitement conformes à ceux des épreuves pratiques, les résultats de ces dernières font autorité.

## CHAPITRE VI

### VI ENTRAINEMENT DES OUTILS

#### VI.1. Emmanchement conique:

Les dispositifs d'entraînement des fraises varient selon les formes et les dimensions de celles-ci.

La liaison entre le mouvement de rotation de la broche et la fraise doit être assurée par un dispositif tendant à remplir trois rôles distincts :

- a) Entraînement de l'outil sans glissement par adhérence parfaite.
- b) Démontage facile sans détérioration.
- c) Centrage parfait.

Le moyen le plus simple et le plus pratique propre à satisfaire ces conditions est l'emmanchement par cône mâle et femelle. Les broches sont toujours alésées à des cônes d'emmanchement dont les dimensions sont fonctions d'une part, de la puissance de la machine et, d'autre part, de l'effort à transmettre.

On adopte un cône morse n°4 de conicité  $\alpha = 1^{\circ}27'$ , l'entraînement se fait par adhérence.

L'outil est soumis à des efforts de coupe (action de la pièce sur l'outil), une force axiale, une force radiale et un couple.

Pour la précision du travail il importe que l'axe de

l'outil soit confondu exactement avec l'axe de rotation de la broche.

Les surfaces de liaison de l'outil et de la broche sont des surfaces de révolution. La coïncidence de leurs axes assure automatiquement la condition qui vient d'être définie.

En outre, à l'endroit du contact outil-broche, des actions de contact doivent prendre naissance pour équilibrer les actions de la coupe.

La surface conique a été choisie de préférence à la surface cylindrique parce qu'elle permet d'équilibrer les actions de coupe.

## VI.2 Liaison fraise. porte-fraise.

### a) Fraise en bout à dentures rapportées

La fraise en bout à denture rapportée, de grand diamètre a son alésage central en partie conique et en partie cylindrique, muni de deux rainures pour les tenons d'entraînement. Elles sont emboîtées au moyen d'une vis sur le cône avant du mandrin. Ce dernier est emmanché par emboîtement conique dans la broche.

L'interposition d'une rondelle entre la vis et le mandrin, avec les tenons d'entraînement et un

en boîtier mandrique, empêche la fraise de tourner sur mandrin.

b) Précautions à prendre concernant le montage des fraises.

- Les porte fraises montés sur la broche tournent parfaitement rond et ne vibrent aucunement.
- Il faut s'assurer que les parties coniques portent bien sur toute leur longueur.

## CHAPITRE VII

### VII CALCUL DES BROCHES

#### VII.1. Puissance transmise par les broches

a) effort de coupe pour une dent

$$F_c = k \cdot s \cdot R$$

R: Résistance à la rupture par compression du matériau

$$R = 36 \text{ daN/mm}^2$$

K = 4 pour le fraisage

S = épaisseur du copeau (e) x largeur de coupe (l)

$$S = e \times l$$

$$S = 0,32 \times 4$$

donc on aura :

$$F_c = 4 \cdot 0,32 \cdot 4 \cdot 36 = 184,3 \text{ daN}$$

b) Couple sur une dent

$$C = F_c \cdot R$$

R = rayon de la fraise = 0,08 m

d'où :

$$C = 184,3 \cdot 0,08 = 14,74 \text{ daN}$$

c) Couple maximum transmis par la fraise

On a 4 dents en prise

$$C_f = C \times 4$$

$$C_f = 4 \cdot 14,74 = 58,96 \text{ daN.m}$$

d) puissance de coupe

$$P_c = 4 \cdot F_c \cdot V$$

$F_c$ : effort de coupe pour une dent = 184,3 daN

$V$ : vitesse de coupe en m/s =  $42,7/60$

$$P_c = 4 \cdot 184,3 \cdot \frac{42,7}{60} = 4160 \text{ W} = 4,16 \text{ Kw.}$$

e) Puissance nécessaire du moteur.

$$P = \frac{P_c}{\eta_t}$$

$P_c$  = puissance de coupe = 4,16 Kw.

$\eta_t$  = rendement total. =  $\eta_1 \cdot \eta_2$ .

$\eta_1$ : rendement du moto-réducteur = 0,8

$\eta_2$ : " des engrenages = 0,97

$$P = \frac{4,16}{0,8 \cdot 0,97} = 5402 \text{ W} = 5,402 \text{ Kw.}$$

On choisit un moto-réducteur de puissance = 5,5 Kw.

## VII.2. Efforts supportés par la broche

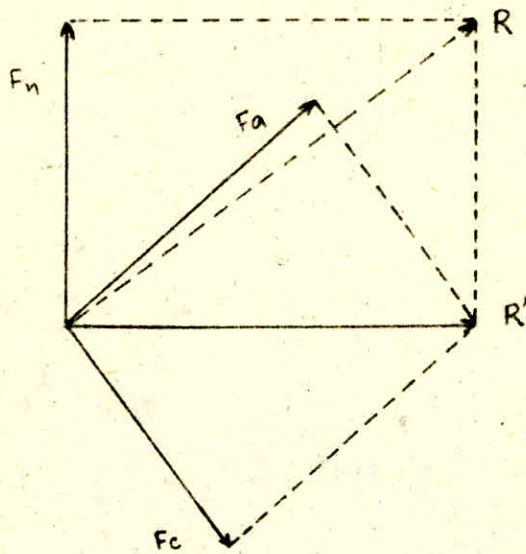
La précision de la broche est d'une importance primordiale, car la précision du travail en dépend. Elle est réalisée en acier au carbone fin (XC 65 f), traitée puis rectifiée.

Elle est percée sur toute sa longueur pour permettre le passage d'une tige de rappel assurant le maintien du porte-fraise.

L'extrémité de la broche destinée à recevoir le porte-fraise présente un alésage conique du type: cône morse n° 4, sa côneité est de 5%, on a choisi ce type parce qu'il assure le centrage et l'entraînement de l'outil.

## 2.1. Guidage de la broche

La broche supporte les efforts de coupe qui ne doivent ni la déformer ni la déplacer. Elle tourne dans deux paliers, le palier avant, placé le plus près de l'outil, il supporte un effort plus grand que le palier arrière (fig: 1 page: 29)



La force  $F_a$  tend à faire fléchir la broche

-  $F_c$  tend à la faire fléchir et à provoquer sa torsion autour de son axe.

-  $F_n$  tend à la comprimer ou à la déplacer suivant son axe.  
La force  $F_n$  est absorbée par les roulements à rouleaux coniques avec une perte très minime d'énergie et sans usure appréciable.

La résultante  $R$  de toutes les forces tend à faire fléchir la broche, pour que l'effet de cette action soit limité on utilise deux roulements coniques à l'avant et un roulement à rouleaux cylindriques à l'arrière.



Les roulements employés sont de la qualité 0, spéciale pour machines-outils. On arrive ainsi à régler les broches à 1 ou 2  $\mu$  près.

La broche reçoit des pignons qui tend également à provoquer la flexion de la broche, mais dans le sens opposé à la flexion provoquée par la fraise.

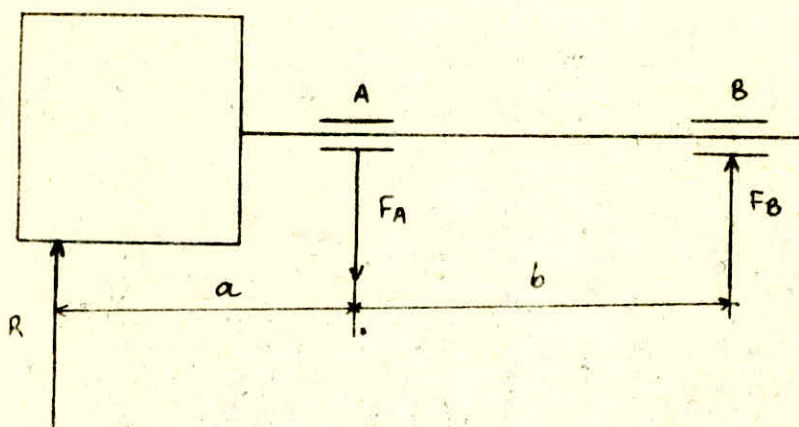


fig: 1

Soit R l'effort radial exercé par la pièce sur la fraise  
FA et FB étant les réactions des paliers avant et arrière sur la broche.

$$\sum M/B = 0 = F_A \cdot b - R(a+b) \quad (1)$$

$$\sum M/A = 0 = F_B \cdot b - R \cdot a \quad (2)$$

$$\frac{(1)}{(2)} \Rightarrow \frac{F_A}{F_B} = \frac{a+b}{a} > 1$$

d'où  $F_A > F_B$

Le palier avant est monté sur roulements à rouleaux coniques.  
Le palier arrière assure l'alignement correct de la broche.

Il ne comporte qu'un roulement à rouleaux cylindriques, son montage doit permettre la dilatation de la broche due aux différences de Température.

Avantage des rouleaux coniques

La broche supporte l'effort exercé par la pièce sur chaque dent de la fraise. Cet effort peut être décomposé suivant trois directions orthogonales.

### VII.3 Calcul des diamètres des broches

Les broches sont commandées par des moto-reducteurs identiques et supportent les mêmes efforts, donc les calculs ci-dessous sont faits pour une broche.

Puissance sur la broche = 4,2 kW.

Couple sur les arbres

$$P = C \omega$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 8,9 \text{ s}^{-1}$$

$n$  = vitesse de rotation de la broche = 85 tr/min

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{4200}{8,9} = 471,8 \text{ m.N}$$

Calcul à la résistance des dents

On choisit un couple d'engrenages coniques à axes perpendiculaires pour la transmission du mouvement de la rotation de la broche

nombre de dents :  $z_1 = z_2 = 20$ ,  $u = 1$ .

module moyen :  $m_m = 5$

option des departs :

$$z_1 = 20 > 14 \Rightarrow \text{pas de correction}$$

$$\frac{z_1}{\cos \varphi_1} + \frac{z_2}{\cos \varphi_2} \geq 2 z'_{\min} = 28.$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = 45^\circ$$

$$\text{d'où : } \frac{20}{\cos 45^\circ} + \frac{20}{\cos 45^\circ} \geq 28 \Rightarrow 56 > 28.$$

ou choisit :

$$\Sigma X = 0,6$$

$$\lambda = 0,6$$

$$x_1 + x_2 = \Sigma X = 0,6$$

$$x_1 = \lambda \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + \Sigma X \frac{z_1}{z_2 + z_1}$$

$$x_1 = 0 + 0,6 \frac{20}{28} = 0,3.$$

$$x_1 = x_2 = 0,3$$

Calcul de  $\alpha'$

$$\text{inv } \alpha' = 2 \frac{\Sigma X \text{tg } \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha \quad \text{avec } \alpha = 20^\circ$$

$$\text{inv } \alpha' = 2 \cdot \frac{0,6 \cdot \text{tg } 20^\circ}{20 + 20} + 0,0149 = 0,0258.$$

$$\text{inv } 20^\circ = 0,0149.$$

d'après les tables on tire  $\alpha' = 24^\circ$ .

### 3.1 Calcul à la résistance

a) Calcul à la rupture

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2M \cdot Y_F \cdot Y_E}{z_1^2 \left(\frac{b}{m_m z_1}\right) 0,85 \sigma_{b, \text{lim}} K_V \cdot K_A \cdot K_{bL} \cdot K_M}}$$

$$\Psi_m = b/\text{mm}$$

$$m \geq \sqrt{\frac{2,35 M \cdot Y_F \cdot Y_E}{Z_1 \Psi_m \sigma_{b, \text{lim}} \cdot K_V \cdot K_A \cdot K_{b,L} \cdot K_H}} \quad (\text{formule tirée du cours de CM III})$$

$$\Psi_m = b/\text{mm} = 0,35 \sqrt{\frac{Z_1^2 + Z_2^2}{2}}$$

$$\Psi_m = 0,35 \sqrt{\frac{20^2 + 20^2}{2}} = 7$$

$K_H$  : facteur de portée = 0,8 un élément est guidé en porte à faux

$K_A$  : facteur de service = 0,9

$K_V$  : facteur de vitesse = 0,78 (8<sup>e</sup> classe ISO)

$K_{b,L} = 0,65$ , facteur de durée

$M = \text{couple} = 471,8 \text{ N.m}$

$\sigma_{b, \text{lim}} = 2100 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$\sigma_{b, \text{rupture}} = 9000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

acier XC55 trempé  $\Rightarrow H_B = 520$

d'où  $K_{b,L} = 0,65$

$Y_E = 1$

$Y_F = 2,35$

A.N.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2,35 \cdot 471,8 \cdot 10^3 \cdot 2,35 \cdot 1}{20 \cdot 7 \cdot 2100 \cdot 0,78 \cdot 0,9 \cdot 0,65 \cdot 0,8}} \geq 4,6 \text{ mm}$$

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

b) Calcul à la pression superficielle

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_c \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot m \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot d_m \cdot u} \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_A \cdot K_{H,L} \cdot K_H}} \leq \sigma_{H, \text{lim}}$$

$Z_\beta = f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$  ;  $\varepsilon_\beta = 0$  ,  $Z_\beta$ : facteur de longueur de contact.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos \alpha}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos \alpha}\right)^2 - z_2^2} - (z_1+z_2) \operatorname{tg} \alpha \right]$$

AN

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{20+2}{\cos 20^\circ}\right)^2 - 20^2} + \sqrt{\left(\frac{20+2}{\cos 20^\circ}\right)^2 - 20^2} - (20+20) \operatorname{tg} 20^\circ \right]$$

$\varepsilon_\alpha = 1,55 \Rightarrow Z_\beta = 0,92$   $\{\alpha$ : rapport de conduite apparent.

$\bar{\sigma}_H, \text{lim} = 13000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$H_B = 520$

$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$

d'où  $Z_E = \sqrt{0,35 \cdot E}$  ,  $Z_E$ : facteur matériel.

$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 2,72 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$Z_C = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha' \cos \alpha'}}$  ,  $Z_C$ : facteur géométrique.

$Z_C = \sqrt{\frac{1}{\sin 24^\circ \cos 24^\circ}} = 1,66$

$K_{H,L} = 0,8$

$\Psi_m = b/\text{mm} = 7$

$b = \text{mm} \cdot \Psi_m$

$b = 5 \cdot 7 = 35 \text{ mm}$

$d_m = \text{mm} \cdot Z$

$d_m = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm}$

$F_t = \frac{2M}{d_m} = \frac{2 \cdot 471,8 \cdot 10^3}{100} = 9346 \text{ N}$

A.N

$$\sigma_H = 2,72 \cdot 10^5 \cdot 1,66 \cdot 0,92 \sqrt{\frac{9346,5 \cdot \sqrt{2}}{35 \cdot 100} \cdot \frac{1}{0,78 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,8}}$$

$$\sigma_H = 170 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \leq \sigma_{H, \text{lim}} = 13000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Condition vérifiée.

- Détermination des principales dimensions de la roue

diamètre primitif

$$d = d_m + 2 \cdot \frac{b}{2} \sin \varphi = d_m + b \sin \varphi$$

$$d = 100 + 35 \cdot \sin 45^\circ = 124 \text{ mm}$$

module :

$$m = m_m + \frac{b}{2} \sin \varphi$$

$$m = 5 + \frac{35}{20} \sin 45^\circ = 6,2 \text{ mm}$$

### 3.2 Efforts d'engrenement

force tangentielle  $F_t$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M}{d}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 471,8 \cdot 10^3}{100} = 934,6 \text{ daN}$$

force axiale  $F_a$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_a = 934,6 \cdot \sin 45^\circ \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 240,4 \text{ daN}$$

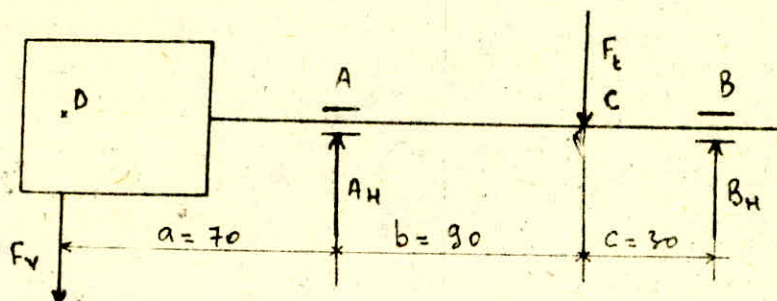
force radiale  $F_r$

$$F_r = F_t \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_r = 934,6 \cdot \cos 45^\circ \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 240,4 \text{ daN}$$

Détermination des diamètres.

plan horizontal.



$F_v$ : effort d'avance de la table = 650 daN

Calcul de résistance de la broche en fin de course

distance du palier - outil = 70 mm

Détermination des réactions :

$$\vec{F}_v + \vec{A}_H + \vec{F}_t + \vec{B}_H = \vec{0}$$

$$\sum M_{\vec{F}_{ext}/A} = \vec{0} = F_v \cdot a - F_t \cdot b + B_H \cdot (b+c) = 0$$

d'où  $B_H = \frac{F_t \cdot b - F_v \cdot a}{b+c}$        $a = 70$  ;  $b = 90$  ;  $c = 30$  mm

AN :

$$B_H = \frac{934,6 \cdot 90 - 650 \cdot 70}{90 + 30} = 321,78 \text{ daN}$$

$$A_H + B_H = F_t + F_v \Rightarrow A_H = F_t + F_v - B_H$$

$$A_H = 934,6 + 650 - 321,78 = 1262,8 \text{ daN}$$

Moment fléchissant

tronçon Bc :  $M(x) = B_H \cdot x$

$$M(0,03) = 321,78 \cdot 0,03 = 9,6 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

tronçon BA:  $M(x) = B_H \cdot x - F_t(x - 0,03)$

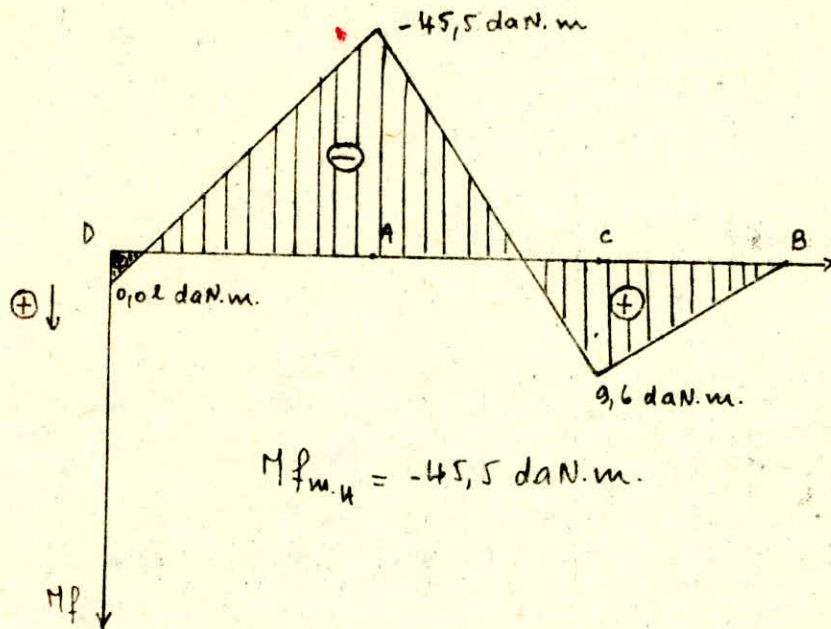
$M(0,03 + 0,09) = 321,78 \cdot 0,12 - 934,6 \cdot 0,09 = -45,5 \text{ daN.m}$

tronçon BD:  $M(x) = B_H \cdot x - F_t(x - 0,03) + A_H \cdot (x - 0,12)$

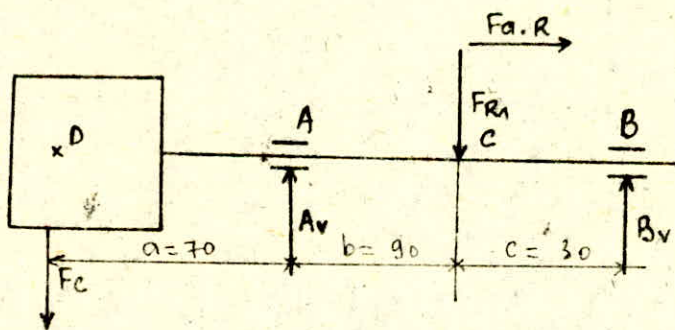
$M(0,03 + 0,09 + 0,07) = 321,78 \cdot 0,19 - 934,6 \cdot 0,16 + 1262,8 \cdot 0,07$

$M(0,19) = 0,02 \text{ daN.m}$

Diagramme des moments fléchissants:



plan vertical:



$F_c$ : effort de coupe = 737,2 daN

$M = F_a \cdot R = 240,4 \cdot 0,05 = 12,02 \text{ daN.m}$

$\sum M \vec{F}_{ext}/A = \vec{0} = F_c \cdot a - F_{Rc} \cdot b - F_a \cdot R + B_v(b+c)$



$$B_v = \frac{F_a \cdot R + F_R \cdot b - F_c \cdot a}{b+c}$$

AN:

$$B_v = \frac{240,4 \cdot 0,05 + 240,4 \cdot 0,09 - 737,2 \cdot 0,07}{0,12} = 149,8 \text{ daN}$$

$$\sum M \vec{F}_{ext} / B = 0$$

$$F_a \cdot R - F_R \cdot c - F_c \cdot (a+b+c) + A_v \cdot (b+c) = 0$$

d'où  $A_v = \frac{F_R \cdot c + F_c \cdot (a+b+c) - F_a \cdot R}{b+c}$

$$A_v = \frac{240,4 \cdot 0,03 + 737,2 \cdot 0,19 - 12,02}{0,12} = 1127 \text{ daN}$$

Moment fléchissant

tronçon BC:  $M(x) = B_v \cdot x$

$$M(0,03) = 149,8 \cdot 0,03 = 4,494 \text{ daN.m}$$

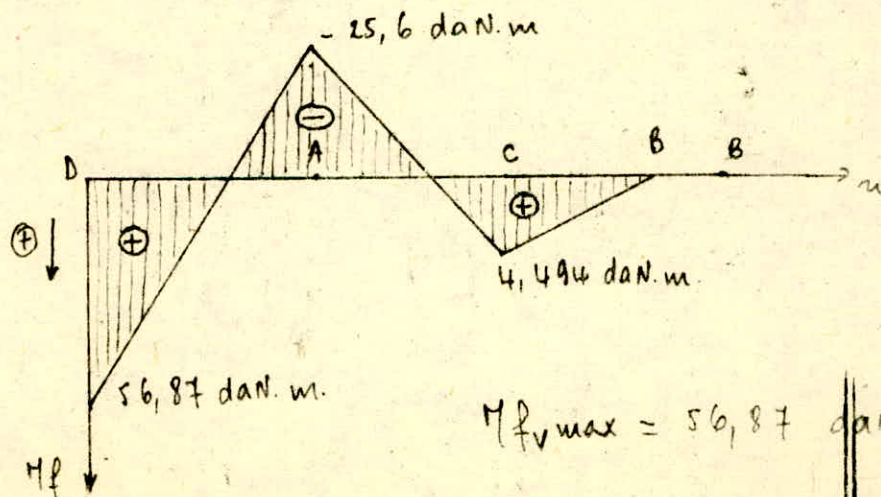
tronçon BA:  $M(x) = B_v \cdot x - F_R (x - 0,03) - F_a \cdot R$

$$M(0,12) = 149,8 \cdot 0,12 - 240,4 \cdot 0,09 - 12,02 = -25,6 \text{ daN.m}$$

tronçon BD:  $M(x) = B_v \cdot x - F_R (x - 0,03) - F_a \cdot R + A_v (x - 0,12)$

$$M(0,19) = 149,8 \cdot 0,19 - 240,4 \cdot 0,16 - 12,02 + 1127 \cdot 0,07 = 56,87 \text{ daN.m}$$

Diagramme des moments fléchissants:



$$M_{fv \max} = 56,87 \text{ daN.m}$$

Moment fléchissant résultant  $M_f$ :

$$M_f = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2}$$

$$M_f = \sqrt{56,87^2 + 45,5^2} = 72,83 \text{ daN.m}$$

le moment de torsion  $M_t = 47,18 \text{ daN.m}$

Moment idéal  $M_i$ :

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_i = \sqrt{72,83^2 + 47,18^2} = 86,77 \text{ daN.m}$$

Calcul du diamètre de la broche:

$$\frac{M_i}{\left(\frac{I_{x\beta}}{v}\right)} \leq R_p$$

$R_p$ : contrainte admissible à la flexion pour un acier XC 65 f  
 $= 82 \text{ daN/mm}^2$

$\frac{I_{x\beta}}{v}$ : module de flexion =  $\frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D}$ ; avec  $d = 16 \text{ mm}$

A.N:

$$\frac{86,77 \cdot 10^3}{0,1 D^3 - 0,1 \cdot 16^4} \leq 82$$

$$0,1 D^4 - 1058 D \geq 6553,6$$

d'où on tire  $D \geq 24 \text{ mm}$

on prend un diamètre  $D = 30 \text{ mm}$

donc: le diamètre extérieur de la broche  $D = 30 \text{ mm}$

et le diamètre intérieur  $d = 16 \text{ mm}$ .

Remarque: toutes les formules utilisées dans ce chapitre sont tirées du cours de CM III de M<sup>re</sup> GANTCHEV

Calcul de la vitesse critique de la broche

La vitesse de rotation critique de la broche est donnée par la relation suivante :

$$N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{f}}$$

$N_c$ : vitesse critique en tr/min

$f$ : flèche statique en cm, dans notre cas  $f \approx 0,02$  cm

donc:  $N_c = 300 \sqrt{\frac{1}{0,02}} = 2125$  tr/min

la vitesse de rotation réelle de la broche étant de 85 tr/min, l'arbre tourne à une vitesse très inférieure à la vitesse critique : rien à redouter.

### 3.3 Vibrations de torsion :

Elles ne sont pas importantes, les inerties des masses en rotation ne sont pas très grandes et l'arbre est très rigide en torsion. Les fréquences de résonance sont donc très élevées.

En outre le couple moteur et le couple résistant restent sensiblement constants. Les vibrations de torsion ne sont à craindre qu'à l'arrêt, mais la présence des accouplements élastiques font office d'amortisseur qui étouffera rapidement les vibrations de faible amplitude qui pourraient prendre naissance.

### 3.4 Choix des roulements

palier A : roulements à rouleaux coniques de qualité 0 spéciale pour machine-outils.

palier B : roulements à rouleaux cylindriques.

Calcul de la charge équivalente P

$$P = X Fr + Y Fa.$$

$$Fr_1 = A_1 = \sqrt{A_H^2 + A_V^2}$$

$$A_1 = \sqrt{1262,8^2 + 1127^2} = 1692,5 \text{ daN}$$

$$Fr_2 = B = \sqrt{B_H^2 + B_V^2}$$

$$B = \sqrt{321,78^2 + 149,8^2} = 354,94 \text{ daN}$$

$K_a =$  force axiale  $F_a = 240,4 \text{ daN}$

On choisit  $y_1 = 1,95$ ,  $x_1 = 0,4$

donc  $\frac{F_a}{\sqrt{Fr}} < e = 0,31$

$$F_{a1} = \frac{0,5 Fr_1}{y_1}$$

$$F_{a1} = \frac{0,5 \cdot 1692,5}{1,95} = 433,9 \text{ daN}$$

$$F_{a2} = F_{a1} + K_a$$

$$F_{a2} = 433,9 + 240,4 = 674,3 \text{ daN}$$

$$\frac{F_{a1}}{Fr_1} = \frac{433,9}{1692,5} = 0,25 < e = 0,31$$

donc on prend  $x_1 = 1$ ;  $y_1 = 0$ .

$$\frac{F_{a2}}{Fr_2} = \frac{674,3}{354,94} = 1,89 > e = 0,31 \Rightarrow \begin{cases} x_2 = 0,4 \\ y_2 = 1,95 \end{cases}$$

Charges équivalentes

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}$$

$$P_1 = 1 \cdot 1692,5 + 0 \cdot 433,9 = 1692,5 \text{ daN}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}$$

$$P_2 = 0,4 \cdot 354,94 + 1,95 \cdot 674,3 = 1456,85 \text{ daN}$$

Charge dynamique de base: C

Lh: durée de vie des roulements = 30.000 h.

n: vitesse de rotation = 85 tr/min

$$C_1 = P_1 \sqrt[3]{\frac{Lh \cdot n}{16.666}} \quad (\text{d'après CHEVALIER})$$

$$C_1 = 1692,5 \sqrt[3]{\frac{30.000 \cdot 85}{16666}} = 9052,2 \text{ daN}$$

$$C_2 = P_2 \sqrt[3]{\frac{Lh \cdot n}{16666}}$$

$$C_2 = 1456,85 \sqrt[3]{\frac{30.000 \cdot 85}{16666}} = 7790,7 \text{ daN}$$

Les roulements choisis sont de la série de dimension 03

diamètre intérieur  $d = 30 \text{ mm}$

" extérieur  $D = 52 \text{ mm}$

## CHAPITRE VIII

### VIII. MONTAGE DE FRAISAGE

#### VIII.1 Generalités sur les montages d'usinage

Les montages d'usinage sont établis surtout pour la fabrication de série et pour des pièces dont la forme est très complexe, c'est le cas de notre corps de robinet.

Les montages sont construits en fonte ou en acier, leur positionnement sur la table de la machine est assuré par des boulons de fixation.

Les montages, selon la forme de la pièce comportent :

- des points d'appui fixes ou réglables.
- des organes d'orientation de la pièce.
- des organes d'immobilisation de la pièce.

#### 2. Conception du montage de fraisage.

La réalisation du montage d'usinage exige une étude bien soignée des éléments qui le constituent et doit satisfaire aux conditions suivantes :

- respecter les dimensions de la pièce à usiner.
- orthogonalité des axes de la pièce
- ne pas déformer la pièce au cours du serrage.
- équilibre des efforts pendant le travail.

#### 2.1 Fixation de la pièce

La pièce à usiner doit être placée sur une plaque soudée sur le socle (1), elle est usinée sous forme de "U"

et comporte une rainure conique qui épouse la forme de la pièce, elle s'appuie sur deux vés réglables (13).

La pièce n° (9) coulisse sur le socle et vient s'appuyer sur une butée qui assure une distance constante entre l'axe de la pièce et l'axe d'articulation n° (5) de la plaque porte-vés, celle-ci permet le positionnement des vés de serrage n° (2)

Une fois la pièce support (9) est fixée sur le socle et les vés sont positionnés sur la pièce, on effectue le serrage par le boulon articulé n° (6).

Démontage de la pièce :

En fin de course de la table, le desserrage est réalisé par le boulon articulé (6) et le boulon de fixation de la pièce (9). On fait coulisser l'ensemble pièce (9) et plaque porte-vés (4) sur le socle, les vés sous l'effet du contre-poids montent et les ressorts soulèvent la pièce.

Le montage et le démontage s'effectuent d'une manière très rapide afin de nous permettre d'économiser du temps et par là augmenter la production.

### VIII.3. Calcul des principaux paramètres du montage d'usinage

#### 3.1. Vés de positionnement:

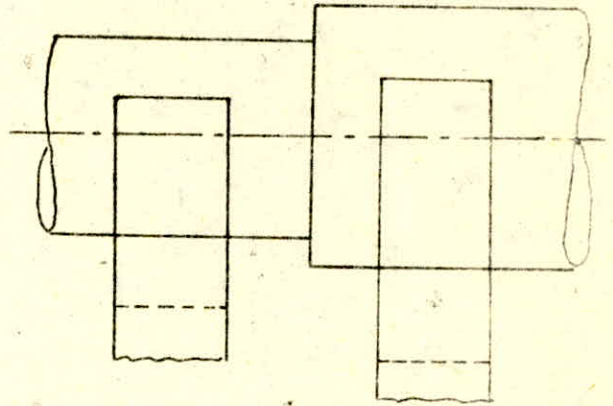
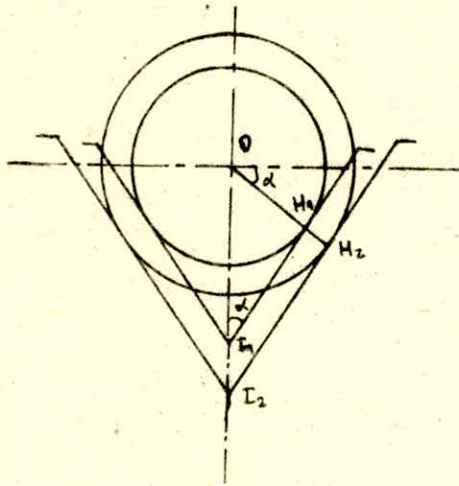


fig: 1

Pour assurer un bon réglage de la pièce et pour que l'axe de la pièce soit parallèle avec l'axe des broches horizontales, il faut que les vés vérifient la relation suivante :

$$\sin \alpha = \frac{OH_1}{OI_1} = \frac{OH_2}{OI_2}$$

$$\text{d'où } \frac{OH_1}{OH_2} = \frac{OI_1}{OI_2} \quad \text{avec } OH_1 = R_1 ; OH_2 = R_2$$

On aura donc :

$$R_1/R_2 = \frac{OI_1}{OI_2} = \frac{29}{36,5} = 0,794$$

$$\Rightarrow OI_1 = 0,794 \cdot OI_2$$

Cette relation nous permet d'avoir une bonne perpendicularité des axes de la pièce avec les axes des broches, ceci est valable pendant le serrage de la pièce.



### 3.2 Efforts de serrage

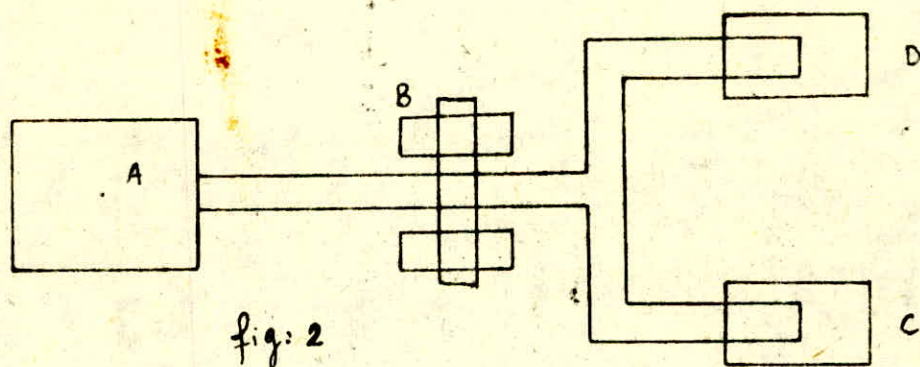
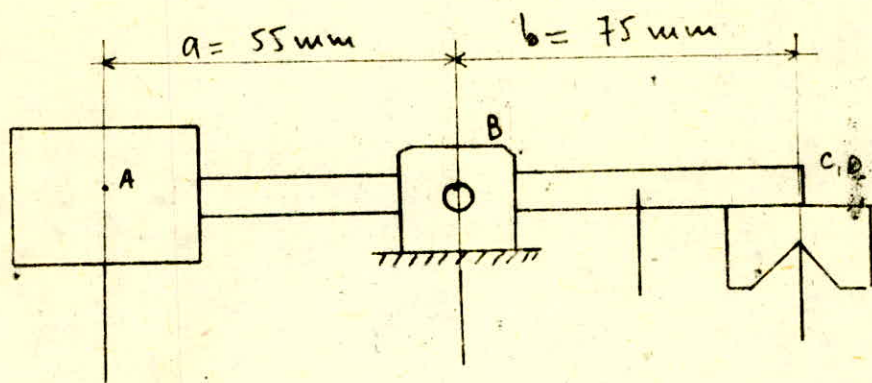


fig: 2

Determination de la réaction  $R_B$  agissant sur l'axe d'articulation.

$$\sum M_{\vec{F}_{ext}} / B = \vec{0} = F \cdot a - G \cdot a/2 = (F_C + F_D) \cdot b + G_1 \cdot b/2$$

$$F_C = F_D$$

$$F \cdot a - G \cdot a/2 = 2 F_C \cdot b + G_1 \cdot b/2$$

$$a (F - G/2) = b (2 F_C + G_1/2)$$

$$F_C = \frac{a (F - G/2) - b \cdot G_1/2}{2b} = F_D \quad (1)$$

Calcul de l'effort de serrage  $F$ .

$$L \times Q = F [r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)].$$

$L$ : longueur de la clé de serrage = 0,15 m.

$Q$ : force exercée sur la clé = 15 daN.

$r$ : rayon sur flancs de filet de la tige filetée = 4 mm

$\alpha$ : angle d'inclinaison de l'hélice  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{2\pi r}$ .

$\varphi$ : angle de frottement ( $f = 0,14 \Rightarrow \varphi = 8^\circ$ ).

$f$ : coefficient de frottement vis-écrou.

$P$ : pas de l'hélice = 1,25 mm.

$f = 0,14$ : valeur couramment admise

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{P}{2\pi r}.$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{1,25}{2\pi \cdot 4} = 2,8^\circ$$

$$F = \frac{L \times Q}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

$$F = \frac{150 \cdot 15}{4 \cdot \operatorname{tg}(2,8 + 8)} = 2950 \text{ daN}.$$

remplaçons  $F$  par sa valeur dans la relation (1)

$$F_c = \frac{a(F - G/2) - G_n \cdot b/2}{2 \cdot b} = F_D.$$

$$a = 55 \text{ mm}; \quad b = 75 \text{ mm}$$

$$G = 1,8 \text{ kg}; \quad G_n = 1,3 \text{ kg}.$$

$$F_c = \frac{55 \left( 2950 - \frac{1,8}{2} \right) - 1,3 \cdot 75/2}{2 \cdot 75} = 1081 \text{ daN}.$$

$$F_c = F_D = 1081 \text{ daN}.$$

Determination de la reaction  $R_B$ .

$$\sum \text{proj } \vec{F}_{\text{ext}} / o_y = \vec{0}$$

$$F - G - R_B - G_n - 2F_c = 0$$

$$\Rightarrow R_B = F - (2F_c + G_n + G)$$

$$R_B = 2950 - (2 \cdot 1081 + 1,8 + 1,3) = 784,9 \text{ daN}$$

3.3 Calcul des ressorts:

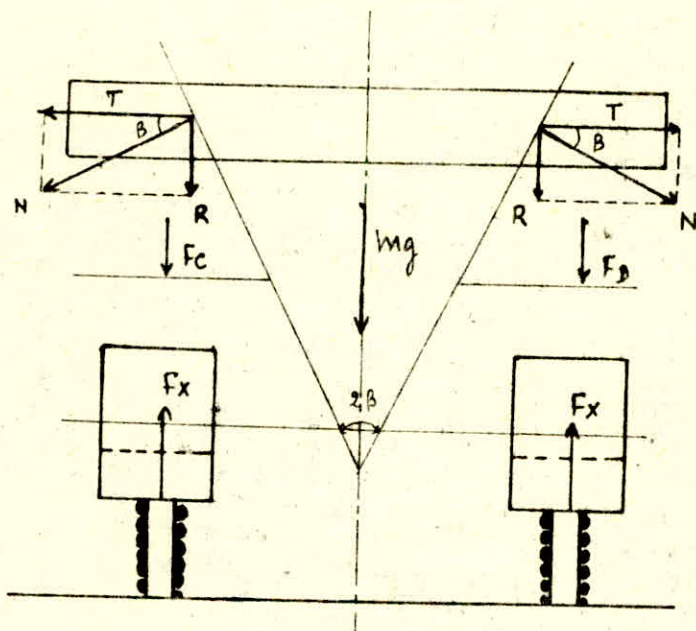


fig: 3

$N = F/2$  effort normal exercé sur la partie conique du montage

$T = N \cos \beta$  ( $\beta$ :  $1/2$  angle du cône). ( $\beta = 18^\circ$ )

$mg$  = poids de la pièce =  $15 \text{ kg} = 150 \text{ N}$ .

$F_x$ : charge d'un ressort.

$F_R$ : charge totale sur les quatre ressorts.

Au moment du desserrage, les ressorts ne sont soumis qu'au poids de la pièce et aux deux efforts verticaux  $R$ , la pièce est donc en équilibre.

$$\vec{F}_R + 2\vec{R} + m\vec{g} = \vec{0}$$

$$F_R = 2R + mg$$

pour que les ressorts soulèvent la pièce au moment du desserrage, il faut la force totale des ressorts doit vaincre l'effort total ( $2R + mg$ ).

$$\text{donc } F_R > 2R + mg$$

$$\text{On prend } F_R = 1,5 (2R + mg) = 1,5 (2 \cdot F \sin \beta + mg)$$

La charge totale des ressorts sera donc:

$$F_R = 1,5 (2 \cdot 1081 \cdot \sin 18^\circ + 15) = 1024,64 \text{ daN}$$

charge d'un ressort hélicoïdal en fil rond:

$$F_{R/4} = \frac{\pi d^3 \sigma}{8 \cdot D}$$

$d$ : diamètre du fil en mm

$\sigma$ : taux de travail en  $\text{N/mm}^2 = 400 \text{ N/mm}^2$

$D$ : diamètre moyen en mm. = 10 mm

$$F_{R/4} = \text{charge d'un ressort} = \frac{1024,64}{4} = 256,16 \text{ daN}$$

Détermination du diamètre du fil.

- Ressort hélicoïdal en fil rond.

$$F_{R/4} = \frac{\pi d^3 \sigma}{8 \cdot D}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{R/4} \cdot D}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 256,16 \cdot 10}{\pi \cdot 400}} = 2,79 \text{ mm}$$

On prend un diamètre  $d = 3 \text{ mm}$ .

Le nombre de spires actives est donnée par la formule suivante:

$$n = \frac{G \cdot f \cdot d^4}{64 \cdot r^3 \cdot FR/4}$$

G: depend de la matière du ressort et de la section du fil

$$G = 80.000 \text{ N/mm}^2$$

f: flèche en mm = 20 mm

d: diamètre du fil = 3 mm

r: rayon moyen en mm = 5 mm

nombre de spires n:

$$n = \frac{80 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 3^4}{64 \cdot 5^3 \cdot 256,16} = 6,6$$

on prend  $n = 7$  spires.

### 3.4 Calcul de resistance de la pièce (1).

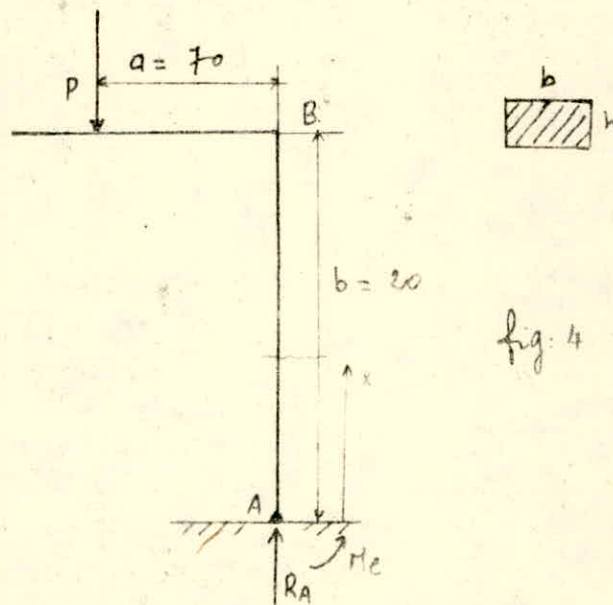


fig. 4

La pièce (1) a la forme d'un portique de section rectangulaire  $b \times h$ .

Reaction au point A.

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} = \vec{R}_A + \vec{P}, \quad |R_A| = |P|.$$

$$\sum M \vec{F}_{ext} |_B = \vec{0} = M_e + P \cdot a = 0$$

$$\Rightarrow M_e = -Pa.$$

$M_e$ : Moment d'encastrement.

$$0 < x < b: \quad M = M_e.$$

$$x = 0 \Rightarrow M = M_e.$$

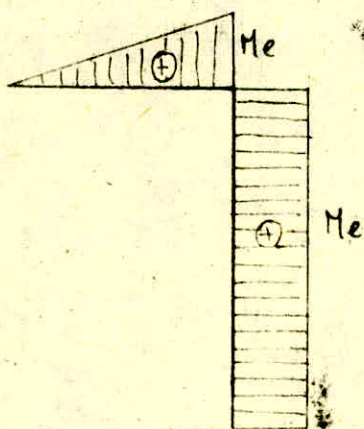
$$x = b \Rightarrow M = M_e.$$

$$0 < x < a: \quad M = R_A \cdot x + M_e.$$

$$x = 0 \Rightarrow M = M_e.$$

$$x = a \Rightarrow M = 0.$$

Diagramme des moments fléchissants:



$$M_{fm} = P \cdot a = 2 F_D \sin 18^\circ \cdot 70 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{fm} = 668 \cdot 10^{-3} \cdot 70 = 46,76 \text{ daN.m}$$

Vérification de la plaque à la déformation.

La pièce ne doit pas être déformée de plus de 1 mm (tolérance sur la pièce à usiner).

donc la flèche  $y \leq 1 \text{ mm}$ .

$$\text{on aura donc: } EI_{\alpha\beta} \cdot y'' = -M_f$$

$$EI_{\alpha\beta} y'' = -M_f = -R_A \cdot x - M_e$$

$$y' = \frac{1}{EI_{\alpha\beta}} \left[ -R_A \cdot \frac{x^2}{2} - M_e \cdot x \right]$$

$$y = \frac{1}{EI_{\alpha\beta}} \left[ -R_A \cdot \frac{x^3}{6} - \frac{M_e x^2}{2} \right]$$

$$R_A = P ; M_e = -P \cdot a$$

$$\Rightarrow y = \left[ -P \frac{x^3}{6} + P \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} \right] \cdot \frac{1}{EI_{\alpha\beta}}$$

la flèche est maximum au point  $x = a$ , donc l'équation devient :

$$y = \frac{1}{EI_{\alpha\beta}} \left[ -\frac{Pa^3}{6} + \frac{Pa^3}{2} \right] = \frac{1}{EI_{\alpha\beta}} \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{6} \right) \cdot Pa^3$$

$$EI_{\alpha\beta} y = \frac{Pa^3}{3} \quad y \leq 1 \text{ mm}$$

$$\frac{Pa^3}{3} \cdot \frac{1}{EI_{\alpha\beta}} \leq 1 \quad \text{d'où} : \frac{Pa^3}{3} \leq EI_{\alpha\beta}$$

$$\frac{Pa^3}{3E} \leq I_{\alpha\beta} = \frac{bh^3}{36}$$

$$\frac{Pa^3}{3E} \leq \frac{bh^3}{36} \Rightarrow \frac{Pa^3}{E} \leq \frac{bh^3}{12}$$

E: module d'élasticité : acier mi-dur recuit = 21000 daN/mm<sup>2</sup>

$$P = 668 \text{ daN}$$

$$a = 70 \text{ mm}$$

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

$$\frac{Pa^3}{E} \leq \frac{bh^3}{12} \Rightarrow h^3 \geq \frac{Pa^3 \cdot 12}{b \cdot E}$$

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{668 \cdot 12 \cdot 70^3}{20 \cdot 21000}} = 18,7 \text{ mm}$$

on prend  $h = 20 \text{ mm}$

## CONCLUSION

Le manque de temps, l'absence de documentation technique spécialisée, sont les problèmes primordiaux rencontrés dans cette étude.

La réalisation d'une machine-outil exige une large gamme de connaissance dans le domaine des méthodes de fabrication, elle nécessite plusieurs études de l'ensemble de ces éléments, pour cela une équipe d'ingénieurs spécialisés est nécessaire.

Dans notre étude, on s'est limité à la description et le calcul général de ses éléments. Des améliorations peuvent avoir lieu, en faisant une étude plus détaillée de la machine et ce, en élaborant des dessins de définition de chaque organe de la fraiseuse et en faisant aussi une étude très poussée sur le graissage de la machine.

Pour cela, je souhaite que dans l'avenir, ce genre de projet à savoir la construction des machines-outils sera encouragé et étudié par des étudiants sous une forme plus approfondie.



## BIBLIOGRAPHIE

1. Machines-outils " FRAISAGE "  
R- THIBAUT
2. La Fraiseuse : technologie et conduite du fraisage  
R- NADREAU.
3. Technologie pratique pour le fraiseur.  
G- ARNAUD et J- ROLLET
4. Catalogues de constructeurs et revues de machines-outils
5. Technologie de construction : Tome II et III  
R- PASQUET et A- GIET.
6. Montage d'usinage  
R- PAZOT
7. Guide du dessinateur industriel  
A- CHEVALIER
8. Encyclopedie des sciences industrielles  
QUILLET.
9. Cours de M<sup>E</sup> GANTCHEV : CM III (1981)

