

REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

34/83

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

« HOUARI BOUMEDIENE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية :

المكنية
Projet de ~~Fin~~ d'Etudes

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Etude et Réalisation
d'une Tronçonneuse

Proposé par :

M^r I. BELHADEF

Etudié par :

M. MEHAREB

F. METALSI-TANI

Promotion : Janvier 1983



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

« HOUARI BOUMEDIENE »

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes

Etude et Réalisation
d'une Tronçonneuse

Proposé par :

M^r I. BELHADEF

Etudié par :

M. MEHAREB

F. METALSI - TANI

Promotion : Janvier 1983

Remerciements

Nous tenons à remercier vivement, Monsieur I. BELHADEF, Maître assistant à l'école nationale polytechnique d'Alger, pour ses conseils précieux qu'il nous a prodigués tout au long du semestre.

Nous tenons aussi à remercier tout le corps enseignant du département de Mécanique, ainsi que les agents de l'atelier pour leur aide en vue de la réalisation de notre projet.

En outre, nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce projet.

Dédicaces

Je dédie cette étude :

- à la mémoire de mon frère Mohammed
- à mes parents
- à mes frères et sœurs
- à tous mes amis et en particulier Khali
- à tous les collègues de la promotion

Fethi

Je dédie cette étude

- à mes parents
- à mes frères et sœurs
- à tous mes amis et en particulier Metalsi-Tani Fethi
- à tous les collègues de la promotion

Mohammed

Présentation du Sujet

Notre étude consiste à concevoir une tronçonneuse suivant les possibilités de l'atelier de notre département.

Les données de base sont les suivantes :

A. Caractéristiques du moteur

- Vitesse de rotation du moteur : $n = 2850 \text{ trs/mn}$

- Puissance du moteur : $P = 3 \text{ kW}$

B. Caractéristiques de l'outil meule :

dimensions de la partie active :

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$d = 250 \text{ mm}$$

Vitesse périphérique sur le diamètre moyen :

$$v = 80 \text{ m/s}$$

Sommaire

| | |
|---|-----|
| Introduction | 1 |
| Généralités | 3 |
| CHAPITRE I. Etude cinématique | 4 |
| Choix du type de transmission et détermination des vitesses | 4 |
| Etude des conditions | 6 |
| Etude des limitations | 7 |
| Nature de l'outil meule | 8 |
| Choix du type de courroie | 11 |
| Dimensionnement des poulies | 15 |
| CHAPITRE II. Etude dynamique | 22 |
| Rendement de la transmission | 22 |
| Courroie | 23 |
| Calcul d'arbre | 33 |
| Calcul de tourillons | 39 |
| Calcul de la fleche maximale et de l'angle de déformation de l'arbre | 43 |
| Calcul de clavettes | 49 |
| Vérification de l'arbre à la fatigue | 52 |
| Vibration et vitesse critique de l'arbre | 65 |
| Calcul de paliers | 68 |
| CHAPITRE III. Gamme de fabrication; Introduction | 80 |
| Calcul de temps de coupe | 85 |
| Etude des éléments soudés | 108 |

des gammes d'usinages des pièces et celles d'assemblage des machines.
Du point de vue de leurs fonctions, les machines se répartissent en plusieurs catégories. Parmi ces dernières, on distingue les machines technologiques.

La classe des machines technologiques est particulièrement riche. On y trouve les machines-outils, les machines textiles, les machines agricoles, métallurgiques, hydrauliques, pneumatiques, etc.

Parmi les machines-outils figurent des machines auxiliaires à qui n'est pas un rôle purement technique.

Notre étude sera orientée vers les machines auxiliaires et plus particulièrement les tronçonneuses.

Généralités

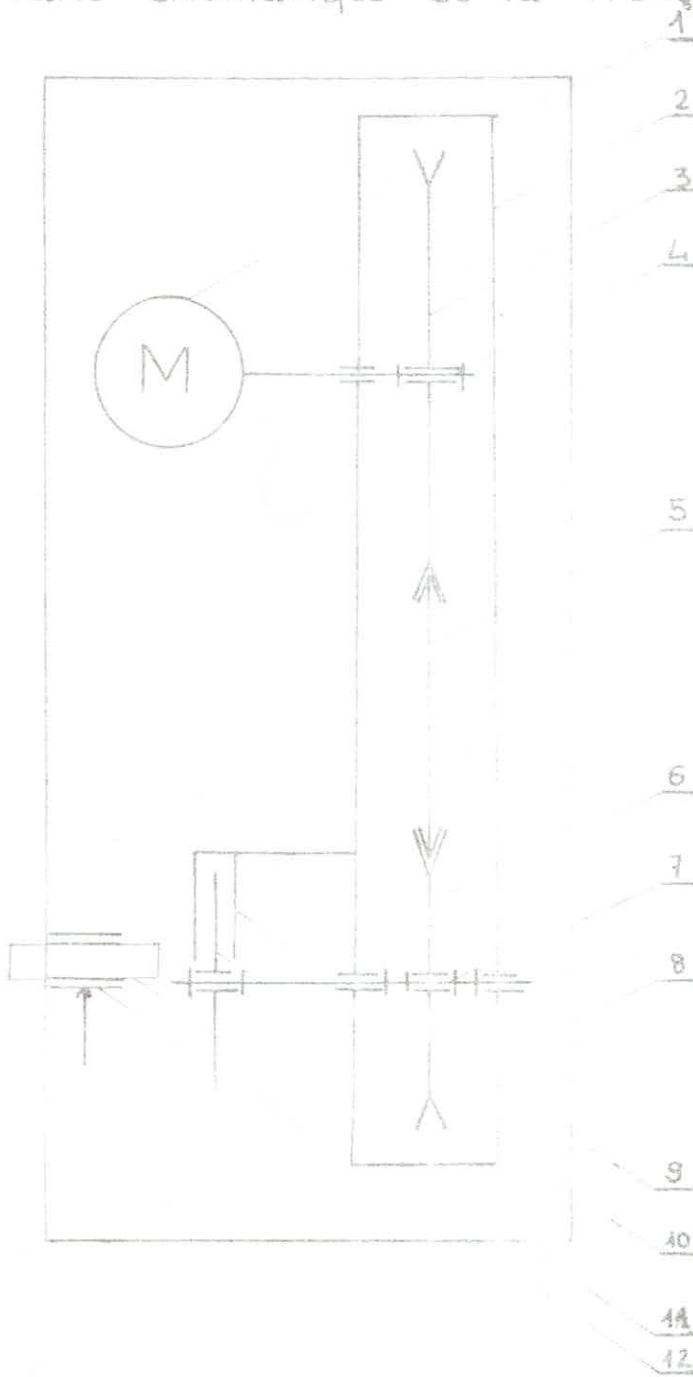
La tronçonneuse est une machine outil qui sert à découper. Le tronçonnage par abrasion s'effectue au moyen d'une meule mince. C'est un procédé convenable pour le débit de tous les matériaux en barre (ronds et profilés), surtout ceux de grande dureté.

Le tronçonnage à la meule est une méthode qui se repand très rapidement. On remplace les scies à métaux par des meules très minces à agglomérant résinoïde tournant à très grande vitesse atteignant 80 m/s.

Quelques types de tronçonneuses :

- Type 280/TR : à commande électro-hydraulique
- Type Cz 225/T.S. : à commande électro-pneumatique
- Tronçonneuses à têtes multiples : automatiques (utilisées pour les tubes)
- Tronçonneuses à scie circulaire à aménage pneumatique de la scie.
(pour le découpage de tubes et profilés de petites section (70+80) mm de diamètre)

Chaîne cinématique de la tronçonneuse



1. Moteur électrique
2. Carter
3. Poulie motrice
4. Arbre moteur
5. Courroie
6. Poulie réceptrice
7. Arbre récepteur
8. Table
9. Couvercle d'outil
10. Outil meule
11. Pièce à tronçonner
12. Etau

ou d_{moy} est le diamètre moyen de la partie active de l'outil

$$d_{moy} = \frac{D+d}{2} = \frac{300+250}{2} = 275 \text{ mm}$$

$$n_2 = \frac{60 \cdot 80}{\pi \cdot 0,275} = 5556 \text{ trs/min}$$

d'où le rapport de transmission sera :

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{5556}{2850} = 1,949$$

$$i \approx 2$$

I₂. Etude des conditions

Les mouvements indispensables de la machine sont :

- M_c : mouvement de coupe : rotation de la meule

- M_p : mouvement de pénétration : plongée de la meule

Le tronçonnage par abrasion est largement conditionné par la grandeur de l'air de contact entre la meule et la pièce au moment où cette air, approximativement cylindrique prend sa valeur maximale.

Au lieu de considérer l'air, nous prendrons l'arc de contact correspondant.

On a : Aire de contact = Arc de contact \times épaisseur de la meule



> L'air de contact AB meule-pièce correspond à la plus grande largeur pleine de la section tronçonnée. De cet arc dépendent les résistances de la pièce à la coupe et à la pénétration radiale qui sont à vaincre par les efforts de coupe et de pénétration.

On a : $F_c - R_c$ et $F_p - R_p$

quand le système demeure en équilibre c'est à dire quand la meule coupe à vitesse constante.

I3. Etude des limitations.

Les performances de la tronçonneuse sont limitées par les causes suivantes :

- Puissance disponible :

Pour une trop grande résistance R_c de la pièce, la meule est freinée quand la puissance limite est atteinte. Ceci réduit la vitesse, accroît l'effort tangentiel et peut provoquer la rupture de la meule.

Pour remédier à cela il faudra donc réduire l'arc de contact et augmenter la puissance.

- Vitesse périphérique

De cette vitesse découle la force centrifuge tendant à désagréger la meule. La vitesse pratique est un compromis entre les effets de la puissance et de la force centrifuge, elle varie de 30 à 80 m/s.

- Échauffement

L'échauffement affecte la tenue de l'agglomérant des abrasifs. Il est le résultat de chaleur de coupe résiduelle après évacuation partielle dans l'air ambiant et dans le matériau coupé.

Le grand diamètre de meule et le refroidissement systématique par fluide s'opposent à l'échauffement.

- Effets de l'arrosage

L'arrosage refroidit la meule et la pièce. De plus, il assure un

élèves donc tenaces, ce qui diminue le prix de revient du tronçonnage sur machines spécialement adaptées.

L'utilisation d'un arceau est donc indispensable, il permet en plus de protéger l'opérateur.

Réduction de l'arc de contact

On a vu précédemment que plus l'arc de contact est important plus l'effort est important, or la puissance consommée est importante.

Pour le tronçonnage des barres il faut rechercher les positions d'ablocage permettant pour chaque section considérée un arc de contact minimal.

Exemple :



mauvaise position



bonne position

I₄. Nature de l'outil meule

Les formes et les dimensions (caractéristiques géométriques) doivent être complétées par les propriétés internes du produit abrasif (caractéristiques constitutives).

Les symboles normalisés déterminant ces propriétés, comportent cinq éléments suivant un ordre rigoureux, chacun d'eux désignant une caractéristique spéciale du produit aggloméré.

I_{4a}. Nature de l'abrasif : (Tableau I₁)

Il existe deux types d'abrasifs

- diamant abrasif le plus dur

- Abrasifs élaborés - abrasif alumineux (symbole A) oxyde cristallin d'aluminium fondu titrant 92 à 99% d'alumine

- abrasif siliceux cristaux de carbure de silicium

I42. Grosseur des grains de l'abrasif (Tableau I1)

La grosseur des grains est symbolisée par un nombre. Ce nombre correspond à la quantité de mailles par pouce linéaire du tamis au travers duquel passent les grains considérés (1 pouce = 25,4 mm)

I43. Grade (Tableau I1)

Le grade traduit la force avec laquelle l'agglomérant retient les grains d'abrasifs

Principes de base dans le choix du grade :

- Choisir un grade tendre pour le travail des métaux durs, et dur pour le travail des métaux tendres.

- Le grade sera choisi d'autant plus tendre que l'aire (ou l'arc) de contact sera plus grande

I44. Structure (Tableau I1)

La structure est l'indice d'espacement des grains d'abrasifs ou cristaux.

- large pour travaux de grand débit

- moyenne pour affûtage et finition

- serrée pour travaux de rectification.

I45. Agglomérant (Tableau I1)

L'agglomérant est la matière qui lie les grains d'abrasifs entre eux.

L'agglomérant résineux (R) est utilisé pour les abrasifs à eau.

$$D = 2y_0 \tan \frac{\alpha_c}{2} + a_c$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_c &= 40^\circ \\ y_0 &= 10 \text{ mm} \\ y_0 &= 2,5 \text{ mm} \\ a_c &= 8,5 \text{ mm} \end{aligned} \right\}$$

dimensions normalisées

$$S = 0,666 \text{ cm}^2$$

$$S = (a - k \tan \frac{\alpha_c}{2}) \cdot h$$

courroie

Soit S la section de la

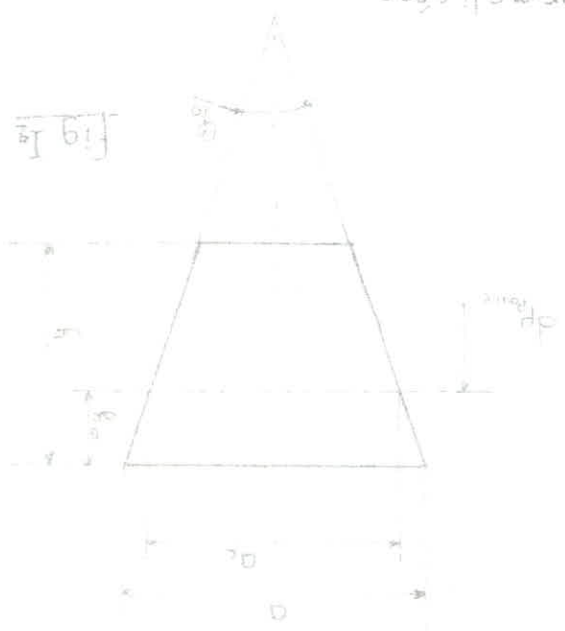
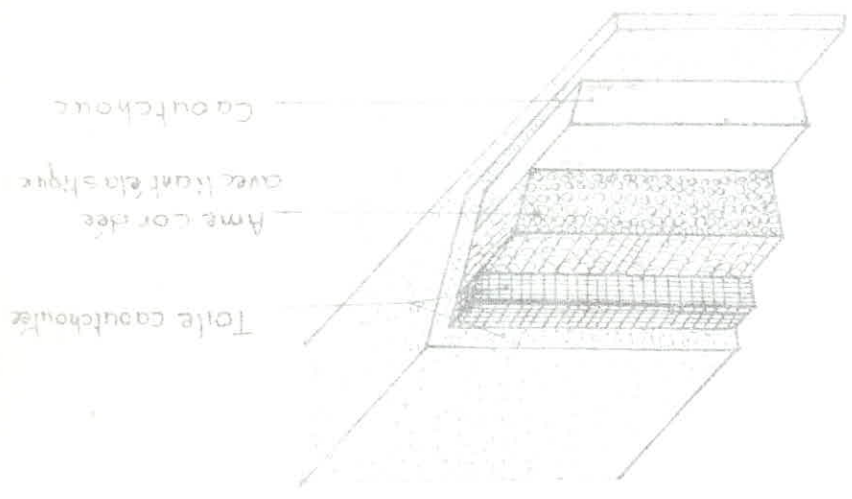


Fig 1b

Fig 1a



Caoutchouc

Ame cordee
avec liant elastique

Toile caoutchoulee

Tableau I₄

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

| Puissance de la transmission P [kW] | Sections recommandées, la vitesse de la courroie étant v , [m/s] | | |
|---------------------------------------|--|---------|--|
| | jusqu'à 5 | 5 à 10 | plus de 10 |
| Jusqu'à 1 inclus | O, A | O, A | O ↓ |
| De 1 à 2 | O, A, B | O, A | O, A |
| 2 à 4 | A, B | O, A, B | O, A |
| 4 à 7,5 | B, B | A, B | A, B |
| 7,5 à 15 | B | B, B | B, B |
| 15 à 30 | - | B | B, Γ |
| 30 à 60 | - | Γ, Д | B, Γ |
| 60 à 120 | - | Д | Γ, Д |
| 120 à 200 | - | Д, E | Γ, Д |
| 200 | - | - | Д, E |

Tableau 12

| Caractéristiques principales | Dimensions normalisées | | | | |
|--|------------------------|------|------|------|------|
| | O | A | B | B | |
| Surface de la section, S [cm ²] | 95 | 98 | 14 | 23 | |
| longueur pratique ou intérieure de la courroie [mm] | minimale | 500 | 500 | 650 | 1800 |
| | maximale | 2500 | 4000 | 6500 | 9000 |
| Différence entre les longueurs pratiques et intérieures de la courroie [mm] | 25 | 33 | 40 | 59 | |
| Diamètres pratiques minimum des poulies [mm] | 63 | 90 | 125 | 200 | |
| Constantes $\left\{ \begin{array}{l} a \\ w \end{array} \right.$ | 23 | 23 | 28 | 30 | |
| | 110 | 120 | 190 | 215 | |
| Vitesse maximale recommandée v_{max} [m/s] | 25 | 25 | 25 | 25 | |
| Longueur pratique de la courroie a_c [mm] | 25 | 11 | 14 | 19 | |
| h [mm] | 10 | 12,5 | 15 | 21 | |
| z [mm] | 2,5 | 3,5 | 5 | 6 | |
| Dimensions nominales des gorges des poulies. L'angle de la gorge ϕ_0 est choisi en fonction du diamètre de la poulie, l'angle est d'autant plus petit que le diamètre est petit | | | | | |
| P [mm] | 12 | 16 | 20 | 26 | |
| S " | 8 | 10 | 12,5 | 17 | |
| ϕ [°] | 30 - 45 | | | | |

Tableau I₁ (d'après la normalisation soviétique) la courroie de type O et dont les dimensions sont données dans le tableau I₂ (Fig I₁)

I.6. Dimensionnement des poulies

I.6.1 Glissement



L'organe de traction d'une transmission par courroie est caractérisé par une flexibilité élastique. Il en résulte donc un glissement sur les poulies.

En effet, le glissement est inévitable car les vitesses des surfaces en contact de la courroie et de la poulie ne sont pas les mêmes du fait que la courroie attaque la poulie menante avec la vitesse v_2 et la quitte avec la vitesse v_1 alors que la vitesse sur la jante de la poulie est constante (v_1). Ce glissement résulte donc de l'élasticité de la courroie et de ce fait il porte le nom de glissement élastique de la courroie sur la poulie.

Des recherches expérimentales ont démontré que dans une transmission normale, le glissement élastique n'affecte pas toute la surface de contact. Sur chaque poulie, l'arc embrassé total α se compose de deux parties, l'arc de glissement α_g et l'arc de repos α_r sur lequel le glissement n'a pas lieu. Sur les deux parties, l'arc de repos α_r est plus grand que l'arc de glissement α_g .

I64 Arc embrassé par la petite poulie

L'arc embrassé " α " par la petite poulie est donné par la relation suivante :

$$\alpha = 180 - \frac{d_2 - d_1}{A} \cdot 60$$

$$\alpha = 180 - \frac{160 - 80}{434} \cdot 60 = 168,94^\circ$$

$$\alpha \approx 169^\circ$$

I65. Vitesse périphérique de la courroie

La vitesse périphérique théorique de la courroie est

$$v_1 = d_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{60} = 0,46 \cdot \frac{\pi \cdot 2350}{60}$$

$$v_1 = 23,87 \text{ m/s}$$

La vitesse périphérique réelle de la courroie sera modifiée à cause du glissement fonctionnel

$$v_2 = v_1 (1 - q) = 23,87 (1 - 0,01) = 23,63 \text{ m/s}$$

Soit v'_2 la vitesse périphérique désirée sur la deuxième poulie (Fig. 13)

$$\text{ce): } v'_2 = d_2 \cdot \frac{\pi \cdot n_2}{60} = 0,080 \cdot \frac{\pi \cdot 5556}{60}$$

$$v'_2 = 23,27 \text{ m/s}$$

L'erreur relative sur la vitesse sera :

$$\frac{\Delta v_2}{v_2} = \frac{v_2 - v'_2}{v_2} = \frac{23,63 - 23,27}{23,63} = 0,0154 = 1,54\%$$

L'erreur relative trouvée est très faible, on peut donc admettre que la valeur réelle de la vitesse périphérique sur la deuxième poulie est voisine de la valeur théorique.

T.66 Dimensionnement de la poulie (Fig. 13)

I67. Choix du matériau des poulies

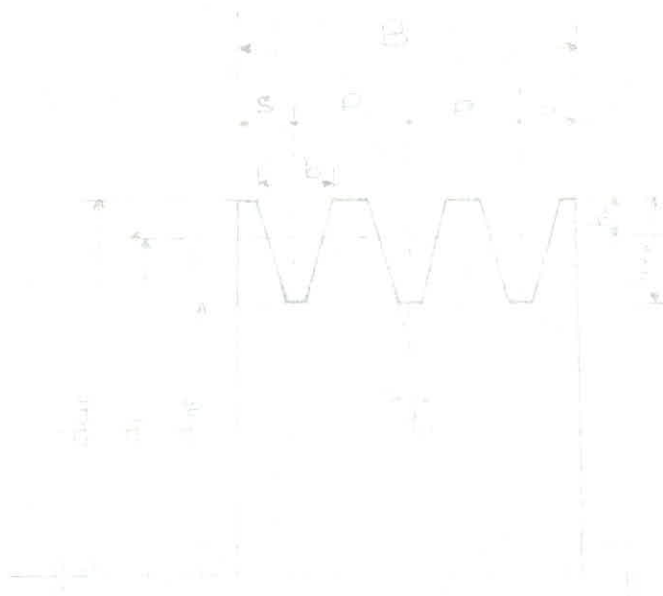


fig 13

dimensions normalisées

$$\left\{ \begin{array}{l} B = 80 \text{ mm} \\ P = 12 \text{ mm} \\ \alpha_0 = 40^\circ \\ h_0 = 2,5 \text{ mm} \\ h_{\min} = 1,5 \text{ mm} \end{array} \right.$$

B: largeur de la poulie

$$B = (Z-1) \cdot P + 25$$

avec Z : nombre de gorges

a: largeur de la courroie

$$a = b = 10,3 \text{ mm}$$

Poulie motrice:

$$\begin{aligned} - d_{\text{ext}} &= d_p + 2h_0 \\ &= 160 + 2 \cdot 2,5 = 165 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - d_{\text{int}} &= d_{\text{ext}} - 2h_{\min} \\ &= 165 - 2 \cdot 1,5 = 142 \text{ mm} \end{aligned}$$

Poulie réceptrice:

$$\begin{aligned} - d_{\text{ext}} &= d_p + 2h_0 \\ &= 80 + 2 \cdot 2,5 = 85 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - d_{\text{int}} &= d_{\text{ext}} - 2h_{\min} \\ &= 85 - 2 \cdot 1,5 = 62 \text{ mm} \end{aligned}$$

être moulées en fonte ou en alliage d'aluminium ou soudées en acier.

Pour des raisons de légèreté, on a choisi des poulies moulées en alliage d'aluminium (AU46). Un autre avantage de cet alliage d'aluminium est la réduction des pertes d'énergie au démarrage et surtout pour des machines avec arrêt et mise en marche fréquents.

Les caractéristiques de ce matériau sont:

- Charge de rupture à la traction $\tilde{\sigma}_T = 42 \text{ daN/mm}^2$

- Charge de rupture à la compression $\tilde{\sigma}_C = 42 \text{ daN/mm}^2$

- Limite élastique à la traction $R_{eT} = 28 \text{ daN/mm}^2$

- Limite élastique à la compression $R_{eC} = 28 \text{ daN/mm}^2$

- Module d'élasticité longitudinal $E_L = 7000 \text{ daN/mm}^2$

- Poids spécifique $\gamma = 2,7 \text{ kg/dm}^3$

Ex: Vérification de la tresse périphérique sur la jante

Les contraintes dans une jante annulaire, qui sont dues aux forces centrifuges, sont déterminées par la relation suivante:

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{10g}$$

La condition de résistance de la jante à ces contraintes sera donc:

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{10g} \leq \sigma_{\text{tréd}} \quad (4)$$

où $\sigma_{\text{tréd}}$ étant la contrainte admissible à la traction définie par:

$$\sigma_{\text{tréd}} = \frac{R_{eT}}{s} \quad \text{avec } s = \text{coefficient de sécurité } s = 4$$

$$\sigma_{\text{tréd}} = \frac{28}{4} \approx 7 \text{ kgf/mm}^2$$

De l'équation (4) on tire $v_{\text{max}} = 10 \sqrt{\frac{\sigma_{\text{tréd}}}{\gamma}}$ $\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\text{tréd}} \text{ en kgf/cm}^2 \\ \gamma \text{ en kg/dm}^3 \end{array} \right.$

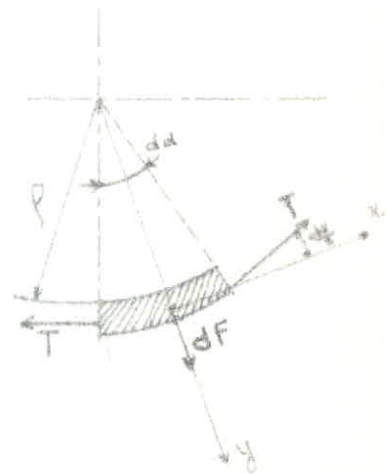
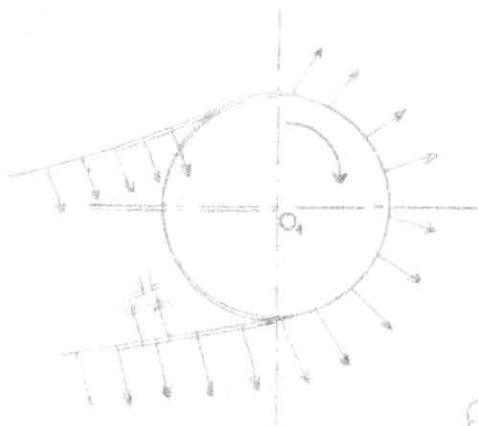
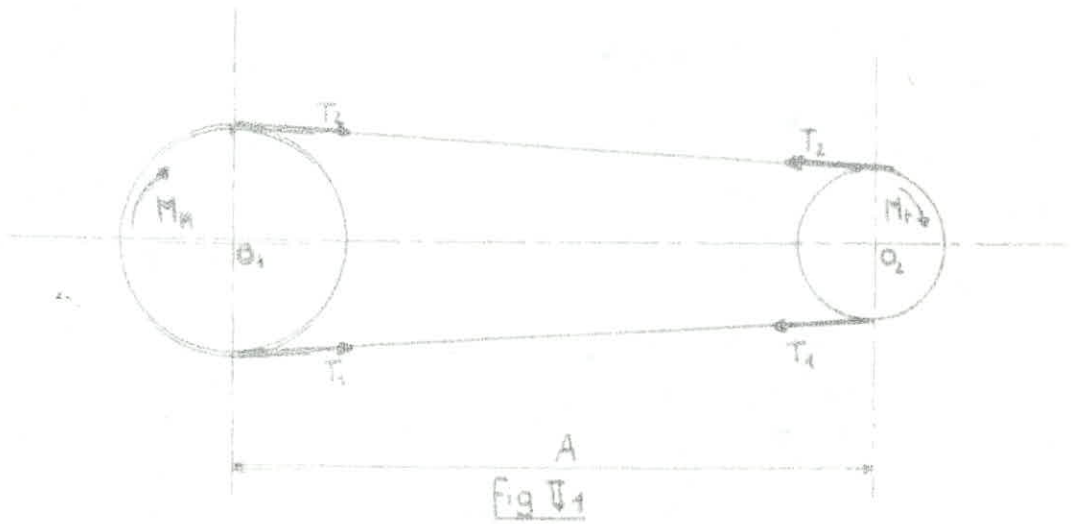
Pour une transmission par courroie trapézoïdale, $K_p = 4\%$
d'où le rendement $\eta = 96\%$

Ce rendement représente le rendement global de la transmission.

II. Courroie

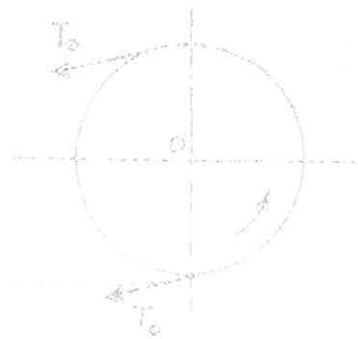
II.1. Efforts agissant sur la courroie.

a. Pendant le fonctionnement, les efforts agissant sur la courroie sont



- T_1 tension du brin tendu
- T_2 tension du brin mou
- T tension due à la force centrifuge.

b) Pendant le repos, les deux brins de la courroie sont soumis à la tension T_0 .



III.2. Calcul des efforts

III.2.1. Effort périphérique

a. Sur la poulie motrice

$$F = \frac{P}{v} = \frac{60 F}{0,64 \text{ m/s}} = \frac{60 \cdot 3000}{0,64 \cdot 2850}$$

$$F = 425,65 \text{ N}$$

b. Sur la poulie réceptrice

$$F' = \eta F = 0,96 \cdot 425,65$$

$$F' = 408,6 \text{ N}$$

III.2.2. Calcul des tensions

La somme des tensions dans le brin mou et le brin tendu reste constante. Ce fait est traduit par la formule de Poncelet

$$T_1 + T_2 = 2T_0 \quad (5)$$

Les tensions T_1 et T_2 sont liées par la relation d'Euler.

$$T_1 = T_2 e^{f\alpha} \quad (6)$$

De même les tensions T_1, T_2 sont liées à l'effort F à transmettre par la relation suivante :

$$F = T_1 - T_2 \quad (7)$$

contraintes de flexion et de la pression spécifique entre la courroie et la jante. Les contraintes provoquent l'allongement de la courroie alors que la pression agit sur l'adhérence de la courroie à la poulie.

Ces actions sont prises en compte par l'expression suivante

$$k_0 = a \cdot w \frac{F}{d_0} \quad (47)$$

où a et w sont des constantes données dans le tableau I₂

b. Calcul de la constante k

d'après la relation (47) on a $k_0 = 23 \cdot 110 \frac{10}{80} = 9,25$
avec $a = 23$ et $w = 110$ (Tableau I₂)

Des tableaux II₁, II₂, II₃ et II₄ on tire les valeurs des différents coefficients : $C_0 = 1$

$$C_0 = 0,77$$

$$C_1 = 0,913$$

$$C_2 = 1$$

A partir de l'équation (46) on détermine $k = 9,25 \cdot 1 \cdot 0,77 \cdot 0,913 \cdot 1$

$$k = 6,96$$

c. Nombre de courroies :

Le nombre de courroies à utiliser est défini par $Z = \frac{F}{k \cdot S}$

où F désigne l'effort périphérique sur la poulie motrice $F = 12,565$

S la section de la courroie $S = 0,666 \text{ cm}^2$

$$Z = \frac{12,565}{6,96 \cdot 0,666} = 2,708$$

On adopte donc 3 courroies $Z = 3$

II24 Nombre de passages

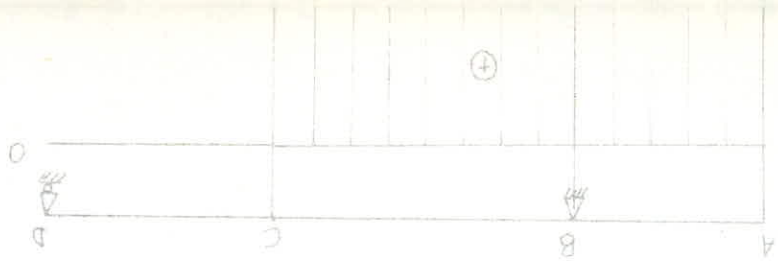
Le nombre de passages de la courbe est défini par l'expression suivante: $n = \frac{V_s}{L}$ ou V_s désigne la vitesse de la courbe
 L : longueur de la courbe

$$n = \frac{23,63}{1,230} = 19,2$$

Le nombre de passages n caractérise l'échauffement de la courbe.
Ce dernier produit une influence essentielle sur sa longévité.

Pour des courbes trapézoïdales, les valeurs admissibles de n sont

$$n = 10 + 20$$



$$E_t = 4,95 \text{ Nm}$$

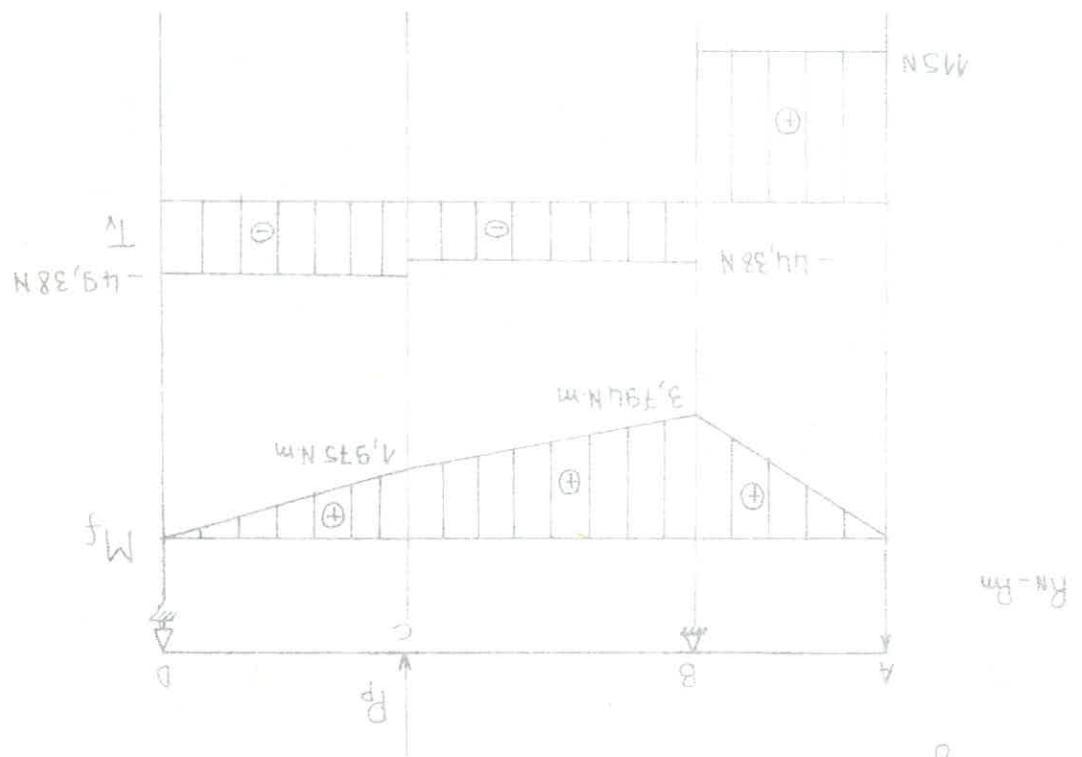
$$E_t = \frac{\omega}{R} = \frac{mP}{mP} = \frac{21,12}{0,96 \cdot 8000 \cdot 60} = \frac{21,12}{57600} = 0,000366$$

réceptrice à l'effort macle donc de C à A.

le moment de torsion est constant. Ce dernier est transmis à la poutre

III.2 Diagramme du moment de torsion

Fig III



d-Diagrammes

zone AB $T_v = R_N - P_m = 120 - 5 = 115 \text{ N}$

zone BC $T_v = R_N - P_m - V_B = 120 - 5 - 159,38 = -44,38 \text{ N}$

zone CD $T_v = -V_D = -49,38 \text{ N}$

II33. Calcul du diamètre minimum de l'arbre.

a. Matériau

Pour le matériau de l'arbre on a choisi de l'acier doux (A35) avec une limite élastique $R_e = 20 \text{ daN/mm}^2$

La résistance pratique de l'arbre est définie par $R_p = \frac{R_e}{s}$
où s désigne le coefficient de sécurité

On adopte un coefficient de sécurité $s = 2$, alors la résistance pratique sera : $R_p = \frac{20}{2} = 10 \text{ daN/mm}^2$.

b. Calcul du moment idéal sur l'arbre M_i

L'arbre est soumis à la torsion et à la flexion, alors le moment idéal est : $M_i = \sqrt{M_{fR}^2 + \mathcal{G}_t^2}$

où M_{fR} désigne le moment de flexion résultant dans la section la plus sollicitée de l'arbre. M_{fR} est défini par : $M_{fR} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2}$

M_{fH} - moment de flexion dans le plan horizontal de la section la plus sollicitée

M_{fV} - moment de flexion dans le plan vertical de la section la plus sollicitée

- \mathcal{G}_t désigne le moment de torsion. $\mathcal{G}_t = 4,95 \text{ N.m}$ est constant

c. Pour le dimensionnement de l'arbre, on considère la section la plus dangereuse donc la plus sollicitée, qui correspond dans notre cas à la section "C" (voir Fig II4 et Fig II5)

$$M_{fR} = \sqrt{(4,01)^2 + (4,975)^2} = 4,47 \text{ N.m}$$

$$M_i = \sqrt{(4,47)^2 + (4,95)^2} = 6,67 \text{ N.m}$$

La condition de résistance est définie par : $d \geq \left(\frac{10 M_i}{R_p} \right)^{1/3}$

II.4 Calcul de tourillons

Les tourillons sont les parties d'arbres en contact avec les paliers dont ils reçoivent principalement des efforts radiaux.

Le rapport "k" de la longueur du tourillon à son diamètre ($k = \frac{l}{d}$) est généralement compris entre 0,8 et 3, selon le type de paliers supportant le tourillon.

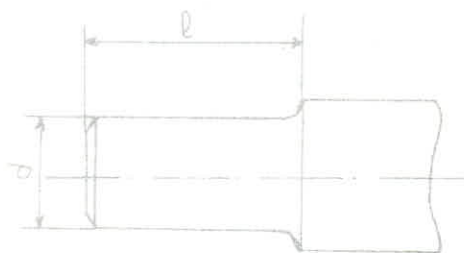
$k = 0,8 \div 1,5$ - paliers rigides

$k = 1,5 \div 3$ - paliers à rotules

II.4.1 Dimensionnement du tourillon

les dimensions d'un tourillon sont:

- la longueur l
- le diamètre d



Le calcul d'un tourillon se conduit en tenant compte de la résistance des possibilités de graissage et des risques d'échauffements dûs à un frottement.

II.4.1.1 Condition de graissage

La condition de graissage est fonction de la pression diamétrale. Elle se traduit par la relation suivante:

$$\frac{R_a}{l d} \leq P \quad (1)$$

ou R_a désigne l'effort radial sur le tourillon et est défini par $R_a = \sqrt{H^2 + V^2}$

H - effort radial dans le plan horizontal

de la nature des matériaux en présence et de l'usure consentie.

$P = 10 \div 15 \text{ daN/cm}^2$ pour des tourillons en acier sur bronze à graissage intermittent. On adopte $P = 10 \text{ daN/cm}^2$.

Le rapport $k = \frac{l}{d}$ étant choisi, égal à l'unité, $k = 1$ (2)

Des expressions (1) et (2) on tire la relation suivante :

$$d \geq \left(\frac{R_a}{kP} \right)^{1/2}$$

$$\frac{\underline{\underline{B}}}{\underline{\underline{D}}}$$

a. Tourillon B

$$R_{aB} = \sqrt{159,38^2 + 32,96^2} = 162,75 \text{ N}$$

$$d \geq \left(\frac{162,75}{1 \cdot 100} \right)^{1/2} = 1,275 \text{ cm} = 12,75 \text{ mm}$$

On adopte un diamètre $d = 22 \text{ mm}$ donc $l = 22 \text{ mm}$.

b. Tourillon D

$$R_{aD} = \sqrt{49,38^2 + 100,38^2} = 111,87 \text{ N}$$

$$d \geq \left(\frac{111,87}{1 \cdot 100} \right)^{1/2} = 1,057 \text{ cm} = 10,57 \text{ mm}$$

On adopte un diamètre $d = 20 \text{ mm}$ donc $l = 20 \text{ mm}$.

II.12 Vérification des tourillons à l'échauffement

Le frottement entre le coussinet et le tourillon provoque une perte d'énergie qui se transforme en chaleur. Le frottement des forces extérieures s'exprime par

$$A = R_a f v$$

R_a - effort radial sur le tourillon

f - coefficient de frottement entre le tourillon et le coussinet.

$$A_0 = \frac{A}{l \cdot d} = \frac{R_0 \cdot f \cdot v}{l \cdot d} = P \cdot v \cdot f$$

La condition d'échauffement est exprimée par la relation suivante

$P \cdot v \leq (P \cdot V)$ où $(P \cdot V)$ désigne le coefficient conventionnel.

Pour un refroidissement énergique du palier $(P \cdot V) = 30 \text{ bars} \cdot \text{m/s}$

a. Tourillon B

La vitesse de glissement v sur le tourillon est:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 5556}{60} = 6,4 \text{ m/s}$$

La pression de contact sur le tourillon est:

$$P = \frac{R_0}{l \cdot d} = \frac{162,75}{22 \cdot 22} = 0,336 \text{ N/mm}^2 = 3,36 \text{ daN/cm}^2$$

Le produit $P \cdot v$ sera:

$$P \cdot v = 3,36 \cdot 6,4 = 21,5 \text{ bars} \cdot \text{m/s} < (P \cdot V) = 30 \text{ bars} \cdot \text{m/s}$$

b. Tourillon D

La vitesse de glissement v sur le tourillon est:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 20 \cdot 5556 \cdot 10^{-3}}{60} = 5,8 \text{ m/s}$$

La pression de contact sur le tourillon est:

$$P = \frac{R_0}{l \cdot d} = \frac{111,87}{20 \cdot 20} = 0,280 \text{ N/mm}^2 = 2,8 \text{ daN/cm}^2$$

Le produit $P \cdot v$ sera:

$$P \cdot v = 2,8 \cdot 5,8 = 16,27 \text{ bars} \cdot \text{m/s} < (P \cdot V) = 30 \text{ bars} \cdot \text{m/s}$$

II 413. Vérification du tourillon à la résistance.

La condition de résistance est exprimée par la relation suivante:

$$M_i \leq R_p \cdot I/v$$

où R_p - Résistance pratique $R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$.

I/v = module de flexion

v - distance entre la fibre neutre et la fibre la plus tendue,

$$v = \frac{d}{2}$$

I - moment d'inertie $I = \frac{\pi d^4}{64}$

M_i - le moment idéal au niveau du tourillon

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

C_t est constant : $C_t = 4,95 \text{ N.m}$.

a/ Tourillon B

$$M_f = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2} = \sqrt{(1,188)^2 + (3,794)^2} \quad (\text{voir fig II 4 et II 5 et II 3})$$

$$M_f = 3,975 \text{ N.m}$$

$$\text{d'où } M_i = \sqrt{(3,975)^2 + (4,95)^2} = 6,348 \text{ N.m}$$

$$I/v = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (22)^3}{32} = 1045,3 \text{ mm}^3$$

$$\frac{M_i}{I/v} = \frac{6,348 \cdot 10^3}{1045,3} = 6,07 \text{ N/mm}^2 = 0,6 \text{ daN/mm}^2 \leq R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$$

b. Tourillon D

$$M_f = R_{q0} \frac{l}{2} = 111,87 \cdot \frac{20}{2} \cdot 10^{-3} = 1,118 \text{ N.m}$$

$$\text{d'où } M_i = \sqrt{(1,118)^2 + (4,95)^2} = 5,07 \text{ N.m}$$

$$I/v = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi (20)^3}{32} = 785,3 \text{ mm}^3$$

$$\frac{M_i}{I/v} = \frac{5,07 \cdot 10^3}{785,3} = 6,45 \text{ N/mm}^2 = 0,645 \text{ daN/mm}^2 < R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$$

II5 Calcul de la flèche maximale et de l'angle de déformation de l'arbre

II51. Calcul de la flèche maximale

II511. Flèche due au moment de flexion.

a- Plan horizontal



La section de l'arbre n'est pas constante. Pour le calcul de la flèche maximale, on considère la section la plus faible, soit $d = 20 \text{ mm}$.

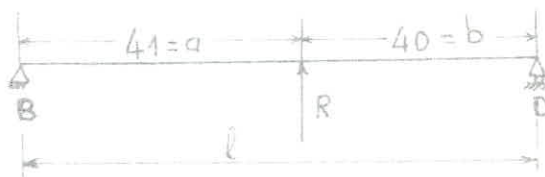
Le système de la figure II6 peut être réduit au système suivant:



avec $M_c = F_c \cdot 33 \cdot 10^{-3} = 36 \cdot 33 \cdot 10^{-3} = 1,188 \text{ Nm}$

Pour le calcul de la flèche maximale, on utilise la méthode de superposition.

- L'arbre est soumis seulement à la charge R.



Le déplacement y_i est donné par les relations suivantes:

$$x < a \quad y_1 = \frac{R}{6lEI} (2ab^2x + a^2bx - bx^3)$$

$$x > a \quad y_2 = \frac{R}{6lEI} (2a^2b(l-x) + ab^2(l-x) - a(l-x)^3)$$

- L'arbre est soumis seulement au moment M_c .



Le déplacement y_3 est donné par la relation suivante :

$$y_3 = \frac{M_c}{6lEI} (x^3 - 3lx^2 + 2l^2x)$$

La flèche totale y sera définie par :

$$x < a \quad y = y_1 + y_3 = \frac{1}{6lEI} [M_c(x^3 - 3lx^2 + 2l^2x) + R(2ab^2x + a^2bx - bx^3)] \quad (*)$$

La flèche est maximale pour $\frac{dy}{dx} = 0 \Rightarrow$

$$M_c(3x^2 - 6lx + 2l^2) + R(2ab^2 + a^2b - 3bx^2) = 0 \Rightarrow$$

$$(3M_c - 3bR)x^2 - 6M_c lx + (3M_c l^2 + 2Rab^2 + Ra^2b) = 0 \Rightarrow$$

$$(3 \cdot 1,188 \cdot 10^3 - 3 \cdot 40 \cdot 169,34)x^2 - 6 \cdot 1,188 \cdot 10^3 \cdot 81 x + (2 \cdot 1,188 \cdot 10^3 \cdot (81)^2 + 2 \cdot 169,34 \cdot 40 \cdot (41)^2)$$

$$+ 169,34 \cdot (41)^2 \cdot 40) = 0 \Rightarrow$$

$$-16756,8 x^2 - 577368 x + 49192766 = 0$$

$$\Delta = (577368)^2 - 4(-16756,8 \cdot 49192766)$$

$$\sqrt{\Delta} = 1905415,2$$

La racine positive a pour valeur :

$$x = \frac{577368 - 1905415,2}{-2 \cdot 16756,8} = 37 \text{ mm.}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (20)^4}{64} = 7853,98 \text{ mm}^4$$

$$E = 20.000 \text{ daN/mm}^2 = 200000 \text{ N/mm}^2 \text{ (acier doux)}$$

$$d'où \quad y = \frac{1}{6 \cdot 81 \cdot 200.000 \cdot 7853,98} [1188((37)^2 - 3 \cdot 81 \cdot (37)^2 + 2 \cdot (81)^2 \cdot 37) + 169,34(2 \cdot$$

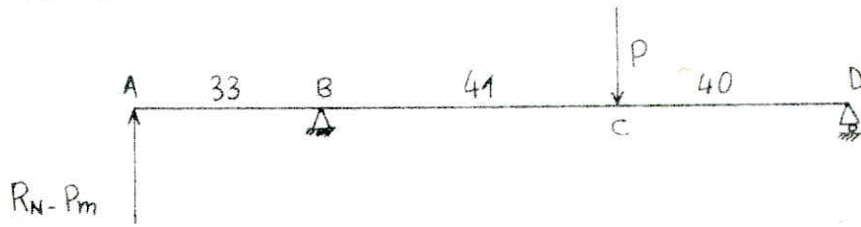
$$41 \cdot (40)^2 \cdot 37 + (41)^2 \cdot 40 \cdot 37 - 40 \cdot (37)^3)]$$

$$y = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

La fleche maximale dans le plan horizontal est a' $x = 37 \text{ mm}$ et est égale

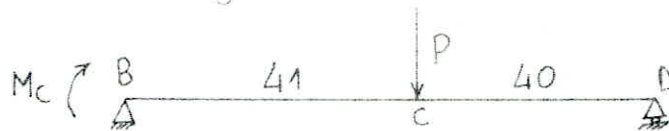
$$a' \quad y = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

b. Plan vertical



$$\begin{cases} R_N - P_m = 115 \text{ N} \\ P = 5 \text{ N} \\ M_C = (R_N - P_m) \cdot 33 \cdot 10^{-3} = 3,795 \text{ N.m} \end{cases}$$

Le système se réduit au système suivant :



En utilisant toujours la méthode de superposition, on calcule la flèche maximale qui sera à $x = 37 \text{ mm}$, la même distance que dans le cas du plan horizontal.

$$y_v = \frac{R}{6lEI} (2ab^2x + a^2bx - bx^3) + \frac{M_C}{6lEI} (x^3 - 3lx^2 + 2l^2x)$$

$$y_{v_{\max}} = \frac{169,34}{6 \cdot 81 \cdot 200.000 \cdot 7853,98} [2 \cdot 41 \cdot (40)^2 \cdot 37 + (41)^2 \cdot 40 \cdot 37 - 40(37)^3] +$$

$$+ \frac{3795}{6 \cdot 81 \cdot 200000 \cdot 7853,98} [(37)^3 - 3 \cdot 81 \cdot (37)^2 + 2 \cdot (81)^2 \cdot 37]$$

$$y_{v_{\max}} = 2,19 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

II512. Flèche due à l'effort tranchant

Lorsque l'arbre est gros et de longueur courte, la flèche due à l'effort tranchant n'est pas négligeable.

La différentielle de la déformée provoquée par l'effort tranchant est donnée par l'expression suivante :

$$y_T' = \frac{dy_T}{dx} = \delta \cdot \frac{T}{GS} \quad (1)$$

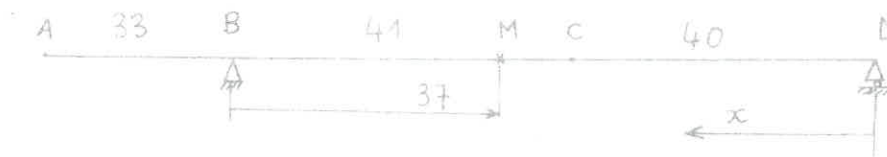
où δ - coefficient de forme géométrique

T - effort tranchant

G - module d'élasticité transversal : $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

S - section transversale de l'arbre.

L'équation (1) donne : $y_T(x) = \delta \cdot \frac{T}{GS} \cdot x + \text{cte}$



On calculera la flèche au même point (M) que dans le cas de flexion,

c'est à dire à $x = 81 - 37 = 44 \text{ mm}$.

a. Plan horizontal

$$y_{T_H}(x) = \delta \cdot \frac{T_H}{GS} x + \text{cte}$$

pour $x=0$ $y_{T_H}(0) = 0 \Rightarrow \text{cte} = 0$

L'équation devient alors : $y_{T_H}(x) = \delta \cdot \frac{T_H}{G \cdot S} x$

$$\left. \begin{array}{l} x = 44 \text{ mm} \\ T_H = 68,96 \text{ N} \quad (\text{voir fig II.4}) \\ \delta = 1,2 \\ G = 8 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \\ S = \frac{\pi (28)^2}{4} = 615,75 \text{ mm}^2 \end{array} \right\} \Rightarrow y_{T_H} = 0,74 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

b. Plan vertical

$$y_{T_V}(x) = \delta \cdot \frac{T_V}{G \cdot S}$$

$$\left. \begin{array}{l} x = 44 \text{ mm} \\ S = 615,75 \text{ mm}^2 \end{array} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_v = -44,38 \text{ N} \\ \delta = 1,2 \\ G = 8 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 \end{array} \right\} \Rightarrow y_{TV} = -0,476 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

Additionnons les flèches dans les plans horizontal et vertical dues respectivement à la flexion et à l'effort tranchant

Dans le plan horizontal on a :

$$y_{RH} = 1,25 \cdot 10^{-3} + 0,74 \cdot 10^{-4} = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

et dans le plan vertical on a :

$$y_{RV} = 2,19 \cdot 10^{-3} - 0,476 \cdot 10^{-4} = 2,14 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

La flèche résultante sera donc :

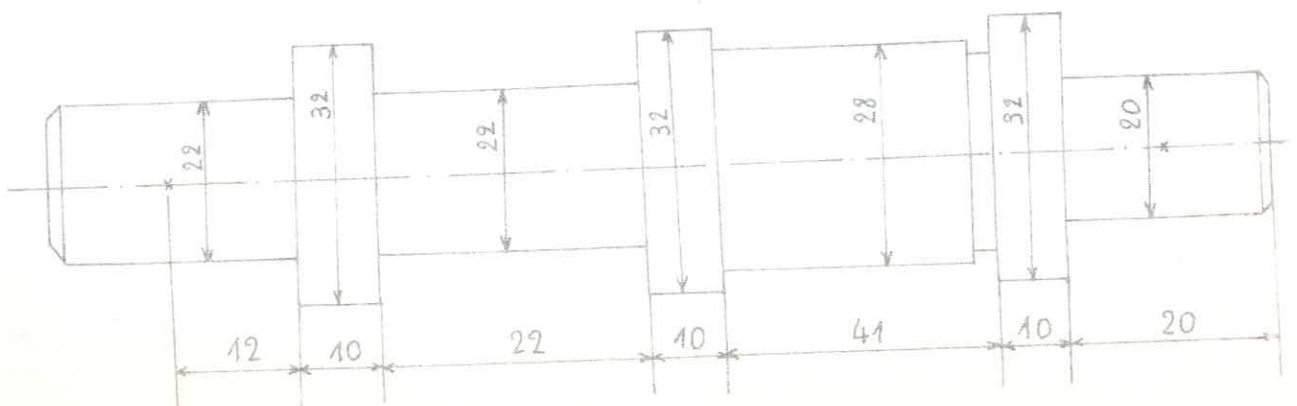
$$y_R = \sqrt{y_{RH}^2 + y_{RV}^2} = \sqrt{(1,32 \cdot 10^{-3})^2 + (2,14 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$y_R = 2,51 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

La longueur entre les entraxes des paliers est $l = 81 \text{ mm}$.

$$\text{d'où } \frac{y_R}{l} = \frac{2,51 \cdot 10^{-3}}{81} = 0,31 \cdot 10^{-4} < \frac{1}{5000} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ (valeur admissible recommandée)}$$

II.2. Calcul de l'angle de déformation de l'arbre.



L'arbre est à section variable et l'angle de déformation est défini par :

$$\theta = \frac{1}{G} \sum C_t \frac{l_i}{I_{oi}} \times \frac{180}{\pi} \quad (\text{en degré})$$

Le moment de torsion est constant :

$$\theta = \frac{C_t}{G} \frac{180}{\pi} \sum \frac{l_i}{I_{oi}} \quad G = 8 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$\theta = \frac{4,95}{8 \cdot 10^{10}} \frac{180}{\pi} \left(\frac{20}{(28)^4} + \frac{20}{(32)^4} + \frac{22}{(22)^4} + \frac{12}{(22)^4} \right) \frac{32}{\pi} \frac{10^{-8}}{(10^{-3})^4}$$

$$\theta = 0,0071^\circ$$

L'angle de déformation admissible est $\theta_0 = \frac{1}{4}$ degré / m

La longueur de l'arbre soumise à la torsion est :

$$l = 12 + 10 + 22 + 10 + 20 = 74$$

$$\text{Soit } \theta'_0 = \frac{\theta}{l} = \frac{0,0071}{0,074} = 0,096 \text{ degré / m} < \theta_0 = 0,25 \text{ degré / m}$$

→ II.6. Calcul de clavette

II.6.1. Calcul de clavette de la poulie réceptrice

Les dimensions principales des clavettes sont normalisées. Leur calcul consiste à déterminer la longueur pratique "L" des clavettes en fonction des contraintes admissibles choisies. Les clavettes sont soumises à la compression et au cisaillement.

a. Vérification à la compression

En limitant les contraintes de compression à la surface des flancs d'une clavette sur l'arbre et le moyeu dans un clavetage libre, on peut mettre la condition de résistance sous la forme

$$\sigma_t \leq s R' [\sigma_{com}] \quad (1)$$

où s désigne la projection de la surface de contact de la clavette sur un plan diamétral moyen

$$s = R \cdot L \quad (2)$$

- diamètre de l'arbre $d = 28 \text{ mm}$

- dimensions de la clavette :

$$a = 8 \text{ mm}$$

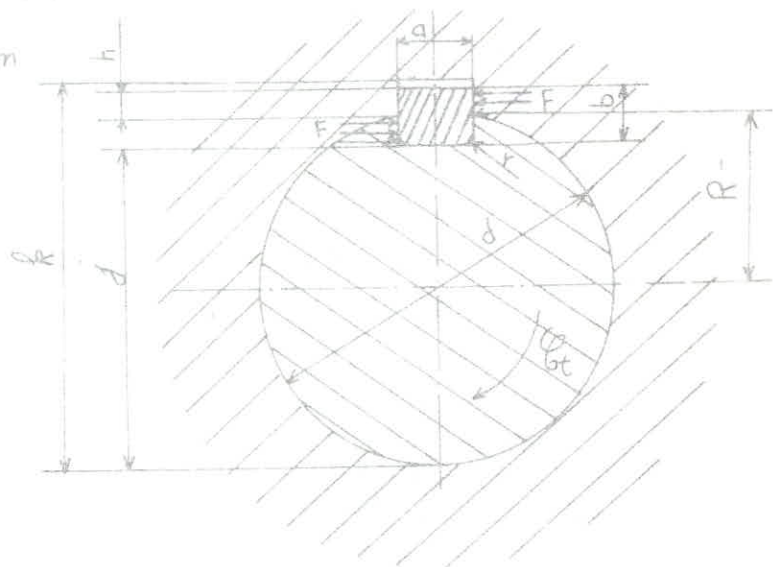
$$b = 7 \text{ mm}$$

$$f = 24 \text{ mm}$$

$$R = 3,3 \text{ mm}$$

$$h = \frac{b}{2} = 3,5 \text{ mm}$$

$$r = 0,16 = 0,25$$



R' - rayon conventionnel d'application

$$\text{de la charge. } R' \approx \frac{d}{2} = 14 \text{ mm}$$



σ_{com} : contrainte de compression admissible

Pour les aciers doux $\sigma_{com} = 12 \text{ daN/mm}^2$

Des équations (1) et (2) on obtient par substitution, la relation suivante :

$$L \geq \frac{G_t}{h \sigma_{com} \cdot R'} = \frac{4,95 \cdot 10^3}{3,5 \cdot 120 \cdot 14} = 0,841 \text{ mm}$$

b. Vérification au cisaillement

La vérification au cisaillement se traduit l'expression suivante :

$$\frac{F}{a \cdot L} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow L \geq \frac{F}{a \cdot \sigma_{adm}}$$

où F - désigne l'effort tangentiel : $F = \frac{2 \cdot G_t}{d} = \frac{2 \cdot 4,95 \cdot 10^3}{28} = 353,57 \text{ N}$

a - désigne la largeur de la clavette

L - longueur de la clavette

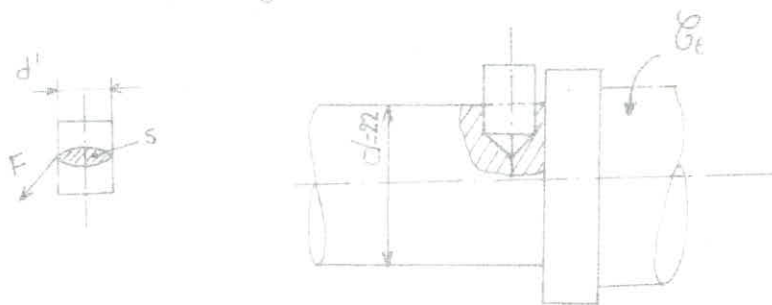
σ_{adm} - Contrainte admissible au cisaillement, $\sigma_{adm} = 6 \text{ daN/mm}^2$

$$L \geq \frac{353,57}{8 \cdot 60} = 0,736 \text{ mm}$$

On choisit donc une longueur $L = 20 \text{ mm}$.

II 62. Vérification de l'ergot au cisaillement

On choisit un ergot de dimensions normalisées : $d' = 5 \text{ mm}$.



La condition de résistance au cisaillement se traduit par l'expression suivante :

$$\frac{F}{S} \leq \sigma_{adm}$$

Pour un ergot en acier doux $\sigma_{adm} = 6 \text{ daN/mm}^2$

F. étant l'effort tangentiel. $F = \frac{2 \cdot \tau \cdot t}{d} = \frac{2 \cdot 4,95 \cdot 10^3}{22} = 450 \text{ N}$

S. étant la section transversale de l'ergot. $S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (5)^2}{4} = 19,6 \text{ mm}^2$

d'où $\frac{F}{S} = \frac{450}{19,6} = 22,9 \text{ N/mm}^2 \approx 2,3 \text{ daN/mm}^2 \leq \tau_{adm} = 6 \text{ daN/mm}^2$

Le matériau et la dimension adoptée pour l'ergot conviennent bien à la résistance de ce dernier au cisaillement.

II.7. Vérification de l'arbre à la fatigue

Dans les cas courants, la forme des éléments de machines est très compliquée. Les raccords, cannelures, alésages, emmanchements, frottes et autres entailles, engendrent ce qu'on appelle une concentration de contraintes.

Ce phénomène consiste en un accroissement de contraintes locales et en une modification de l'état de contraintes dans la zone de changement brusque de la forme de la pièce.

Le contrôle d'un arbre à la fatigue doit se faire donc dans les sections dangereuses.

Les sections dangereuses de notre arbre sont représentées sur la figure (II.9)

II.11 Nature de contraintes agissantes sur l'arbre

Le moment de torsion et les forces extérieures sont fixes en direction dans le cas de notre arbre, donc les contraintes de flexion sont à alternance symétrique tandis que les contraintes de torsion sont pulsantes.

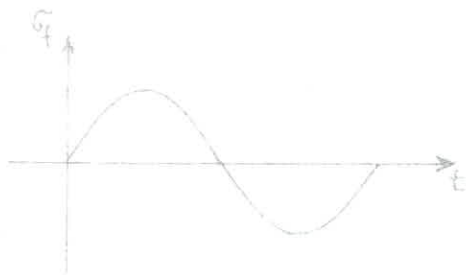


Fig II.7

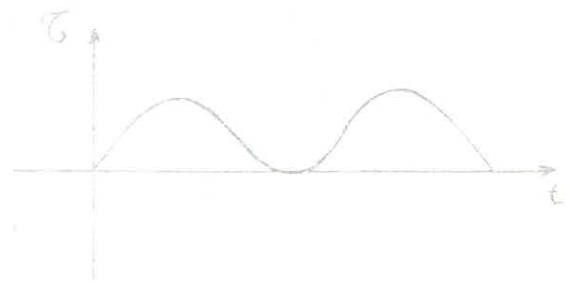


Fig II.8

II.11.1 En flexion alternée (fig II.7)

Les contraintes de flexion maximales et minimales sont définies par:

$$\sigma_{f \max} = + \frac{M_f}{W_z} \quad \text{et} \quad \sigma_{f \min} = - \frac{M_f}{W_z}$$

Dessin de l'arbre récepteur indiquant les différentes sections dangereuses.

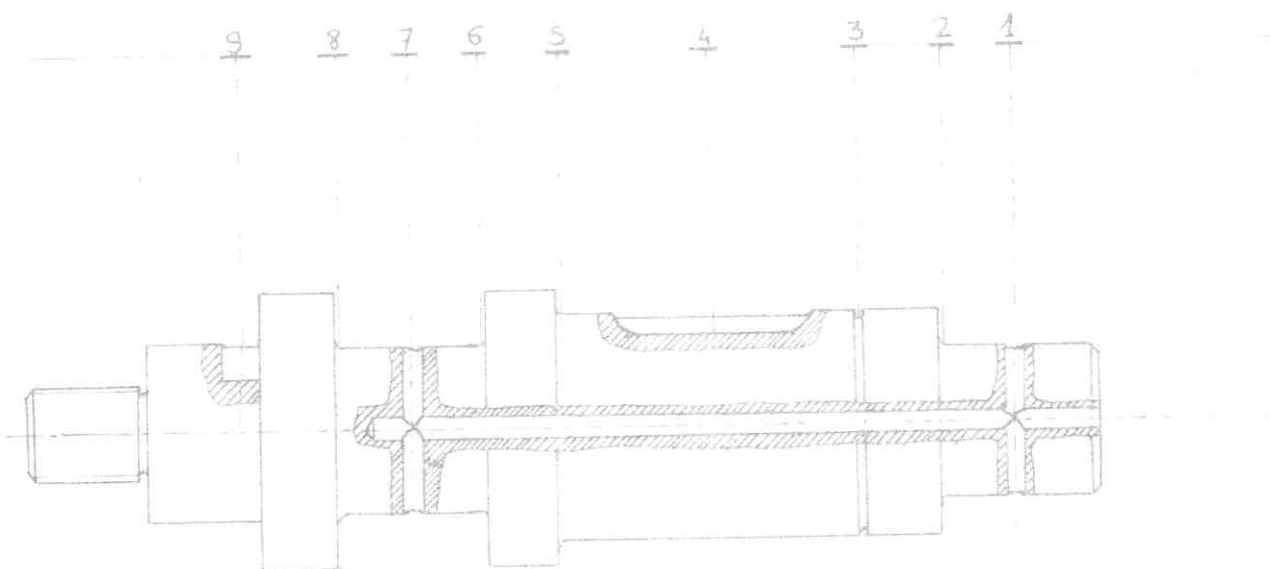


fig II 9

Le module de flexion pour les différentes sections (Fig II 9) est défini par

- Module de flexion : W_z

en fonction des différentes sections de l'arbre

ϵ_r désigne le facteur d'échelle, ϵ_r est donné sur la figure II 11

figure II 10 en fonction du type d'usage et de la limite de traction du matériau

B désigne le coefficient de l'état de surface, B est donné sur la

K_r est donné en fonction du type d'entaille et de dimensions.

K_f désigne le coefficient de concentration de contraintes en flexion.

la flexion : $\sigma_{-1} = 48 \text{ kgf/mm}^2$ pour un acier doux (A35) (fig II 12)

ou σ_{-1} désigne la limite de fatigue du matériau pour un cycle symétrique de

$$\sigma_m = 0 \text{ alors } n_r \text{ devient } n_r = \frac{K_f \frac{P \cdot l_r}{J \cdot \sigma_0}}{\sigma_{-1}}$$

$$n_r = \frac{\sigma_{-1}}{K_f \frac{P \cdot l_r}{J \cdot \sigma_0} + K_f \cdot \sigma_m} \text{ (voir figure II 12)}$$

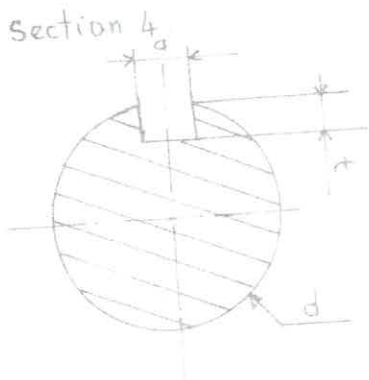
En flexion alternée, le coefficient de sécurité n_r est défini par la rela-

- Coefficient de sécurité

l'amplitude σ_a sera définie par : $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ et $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$

W_z - désigne le module de flexion.

ou M_f - désigne le moment de flexion



$$W_z = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{a t (d-t)^2}{2d}$$

Fig II 2

Pour les autres sections : $W_z = \frac{\pi d^3}{32}$

Les différents éléments K_σ , β , E_r , σ_{fmax} , σ_{fmin} , σ_{fa} , W_z ainsi que le coefficient de sécurité n_σ (calculé à partir de la relation précédente) pour les différentes sections de l'arbre indiquée sur la figure II 9, sont donnés dans le tableau suivant

Remarque :

A partir des tableaux II 5, II 6, II 7 et de la formule II 71, on peut déterminer les coefficients de concentration à la flexion (K_σ) et à la torsion (K_τ) pour chaque section de l'arbre indiquée sur la figure II 9.

Résultats du coefficient de sécurité de la flexion pour les différentes sections

| sections | d [mm] | M _y [N.m] | W _y [mm ³] | kg | β | E _r | σ _{max} [kgf/mm ²] | σ _a [kg/mm ²] | ng |
|----------|--------|----------------------|-----------------------------------|------|------|----------------|---|--------------------------------------|------|
| 1 | 20 | 0,534 | 509,78 | 2,16 | 0,90 | 0,95 | 0,0607 | 0,0607 | 14,8 |
| 2 | 20 | 1,118 | 785,40 | 2,83 | 0,85 | 0,95 | 0,1423 | 0,1423 | 36 |
| 3 | 26,6 | 2,231 | 1314,6 | 4,31 | 0,73 | 0,98 | 0,1210 | 0,1210 | 50,8 |
| 4 | 28 | 4,420 | 1555 | 4,55 | 0,90 | 0,90 | 0,2405 | 0,2405 | 13,3 |
| 5 | 28 | 3,810 | 2155,13 | 6,08 | 0,85 | 0,90 | 0,1115 | 0,1115 | 36,8 |
| 6 | 22 | 5,845 | 1045,36 | 7,75 | 0,70 | 0,93 | 0,3677 | 0,3677 | 14,5 |
| 7 | 22 | 3,930 | 760,26 | 7,46 | 0,80 | 0,93 | 0,5169 | 0,5169 | 13,5 |
| 8 | 22 | 2,158 | 1045,36 | 2,83 | 0,90 | 0,93 | 0,2351 | 0,2351 | 14,5 |
| 9 | 22 | 1,253 | 1045,36 | 2,83 | 0,90 | 0,93 | 0,1198 | 0,1198 | 14,5 |

II 712. Entorsion (Fig II 8)

La contrainte de torsion est définie par: $\tau = \frac{C_t}{W_p}$ où W_p module de torsion

la contrainte maximale sera définie par: $\tau_{max} = \frac{C_t}{W_p}$

et la contrainte minimale par $\tau_{min} = 0$

d'où l'amplitude τ_a est définie par $\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{1}{2} \frac{C_t}{W_p}$

La contrainte moyenne τ_m est définie par: $\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{1}{2} \frac{C_t}{W_p}$

- Coefficient de sécurité

En torsion, le coefficient de sécurité n_τ est défini par la relation suivante

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}{\beta \cdot E_\tau}}$$

où τ_{-1} est la limite de fatigue du matériau pour un cycle symétrique à la torsion $\tau_{-1} = 9 \text{ kgf/mm}^2$ acier doux (A35) (fig II 12)

K_τ est le coefficient de concentration de contraintes à la torsion. K_τ est donné en fonction du type d'entailles et de dimensions.

ψ_τ est le coefficient de susceptibilité du matériau à l'asymétrie de cycle et est défini par: $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$

τ_0 est la limite de fatigue du matériau pour un cycle de pulsation.

$\tau_0 = 15,5 \text{ kgf/mm}^2$ pour l'acier doux (A35) (Fig II 12)

donc ψ_τ sera: $\psi_\tau = \frac{2 \cdot 9 - 15,5}{15,5} = 0,16$

E_τ désigne de facteur d'échelle. E_τ est donné sur la figure II 11 en fonction des différentes sections de l'arbre.

- Module de torsion W_p (Fig II71 et II72).

sections 1 et 7
$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{a}{d}\right)$$

section 4
$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - a t \frac{(d-t)^2}{2d}$$

Pour les autres sections
$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

Les différents éléments $K_G, \beta, \varepsilon_G, \tau_{max}, \tau_{min}, \tau_a, \tau_m, W_p$ ainsi que le coefficient de sécurité n_G (calculé à partir de la formule précédente), pour les différentes sections de l'arbre indiquées sur la figure II 9, sont donnés dans le tableau suivant

Resultats du coefficient de sécurité à la torsion pour les différentes sections

| Séctions | d [mm] | Θ_E (Nm) | W_p [mm ³] | β | K_{σ} | ϵ_{σ} | $\bar{\sigma}_{max}$ [Kgf/mm ²] | $\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_m$ [Kgf/mm ²] | n_{σ} |
|----------|--------|-----------------|--------------------------|---------|--------------|---------------------|--|---|--------------|
| 1 | 20 | 4,95 | 1090,55 | 0,9 | 1,70 | 0,83 | 0,450 | 0,225 | 16,4 |
| 2 | 20 | 4,95 | 1570,79 | 0,85 | 2,10 | 0,79 | 0,315 | 0,158 | 17,3 |
| 3 | 26,6 | 4,95 | 3695,5 | 0,73 | 1,58 | 0,79 | 0,134 | 0,067 | 46,3 |
| 4 | 28 | 4,95 | 3395,39 | 0,9 | 3,13 | 0,77 | 0,146 | 0,073 | 26,3 |
| 5 | 28 | 4,95 | 4310,26 | 0,85 | 1,65 | 0,77 | 0,119 | 0,057 | 58 |
| 6 | 22 | 4,95 | 2090,73 | 0,9 | 2,10 | 0,82 | 0,237 | 0,118 | 25,3 |
| 7 | 22 | 4,95 | 1520,53 | 0,9 | 1,70 | 0,82 | 0,326 | 0,163 | 22,4 |
| 8 | 22 | 4,95 | 2090,73 | 0,9 | 2,10 | 0,82 | 0,237 | 0,118 | 19 |
| 9 | 22 | 4,95 | 2090,73 | 0,9 | 2,10 | 0,82 | 0,237 | 0,118 | 19 |

Coefficient de sécurité global

Le coefficient de sécurité global est défini par la relation suivante :

$$m_g = \frac{m_{\sigma} \cdot m_G}{\sqrt{m_{\sigma}^2 + m_G^2}}$$

Pour que l'arbre résiste à la fatigue, le coefficient de sécurité global des différentes sections dangereuses de l'arbre, doit être supérieur à un coefficient de sécurité global admissible noté $[m]$ et défini par :

$$[m] = S_1 \cdot S_2 \cdot K \quad \text{ou } S_1 - \text{coefficient de sécurité du matériau}$$

S_2 - coefficient d'importance de la pièce (tenant compte des conditions de son service)

K - coefficient de précision de calcul

$S_1 = 1,10$ pour les pièces façonnées à partir d'une ébauche forgée ou laminée.

S_2 définit le degré d'importance de la pièce. Selon I. Odingue il faut le choisir entre 1,0 et 1,3.

On adopte $S_2 = 1,3$.

$$K = 1,3$$

$$\text{d'où } [m] = 1,10 \cdot 1,3 \cdot 1,3 \approx 2$$

| sections | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|--------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| m_{σ} | 117,3 | 36 | 50,8 | 13,3 | 36,8 | 14,5 | 13,5 | 14,5 | 14,5 |
| m_G | 16,4 | 17,3 | 46,3 | 26,3 | 58 | 25,3 | 22,4 | 19 | 19 |
| m_g | 16,2 | 15,6 | 34,2 | 11,8 | 31 | 12,6 | 11,5 | 11,5 | 11,5 |

Conclusion:

l'arbre est largement supérieur au coefficient de sécurité admissible ($[m] = 2$). Notre arbre résiste donc bien à la fatigue.

Commentaire :

Les sollicitations de l'arbre sont très faibles, alors l'étude de l'arbre à la fatigue est faite juste à titre indicatif qui pourra quand même servir d'exemple de vérification des éléments de machines à la fatigue.

β : coefficient de l'état de surface.

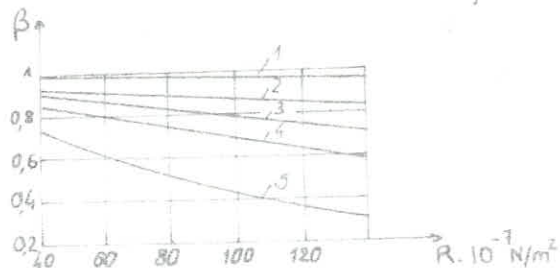


Fig II 10

1. Polissage
2. Polissage meulage
3. Tournage fin
4. Tournage grossier
5. Tournage très grossier

ϵ : facteur d'échelle.

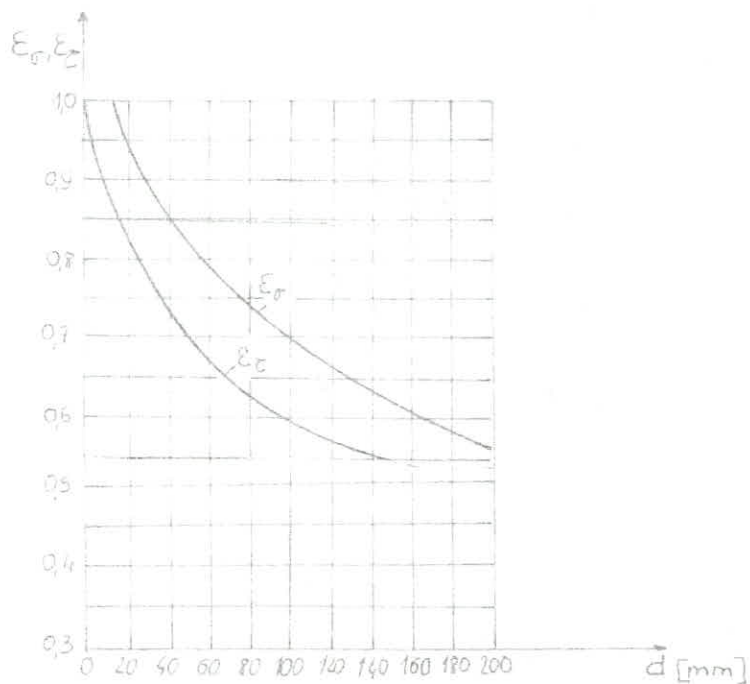


Fig II 11

$$(\tau_{11}, \sigma_{11}, \tau_{22}) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

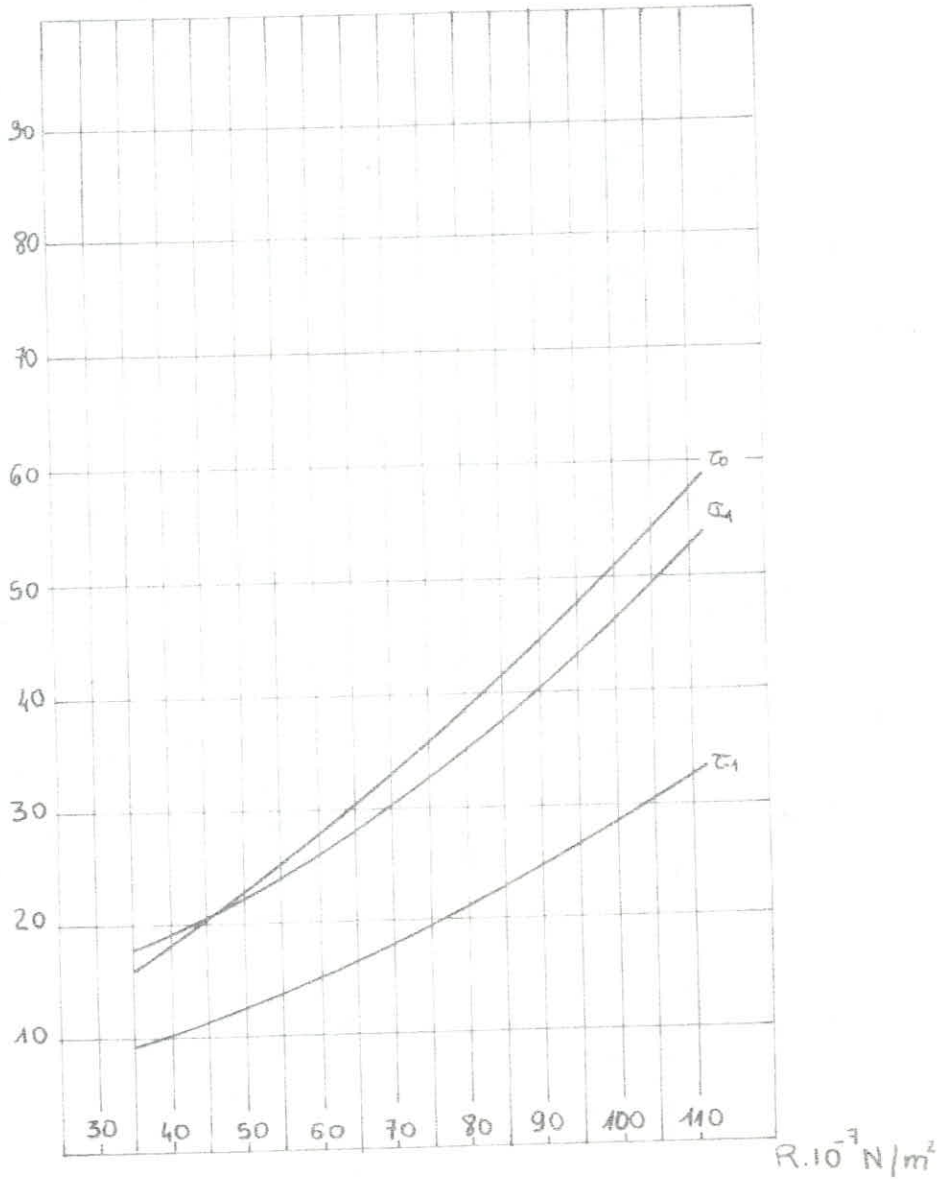


Fig II 12

Tableau II 5

Flexion d'un arbre avec rainure

| | | | | | | |
|-------|------|-----|-----|------|------|------|
| r/d | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 |
| K_r | 2,9 | 2,2 | 1,7 | 1,48 | 1,38 | 1,30 |

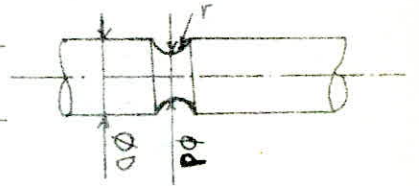


Tableau II 6

Torsion d'un arbre avec congé

| | | | | | | |
|-------|-------|------|------|------|------|-----|
| | K_G | | | | | |
| r/d | 0,01 | 0,02 | 0,05 | 0,1 | 0,15 | 0,2 |
| D/d | | | | | | |
| 1,1 | 2,1 | 1,8 | 1,5 | 1,25 | 1,2 | 1,2 |
| 1,2 | 2,9 | 2,5 | 1,9 | 1,6 | 1,4 | 1,3 |
| 1,5 | 4 | 2,7 | 2,1 | 1,7 | 1,5 | 1,4 |
| 2 | 6 | 2,8 | 2,1 | 1,7 | 1,5 | 1,4 |

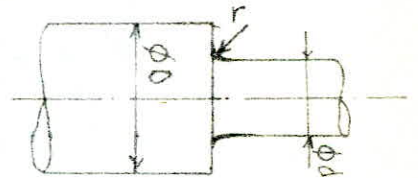
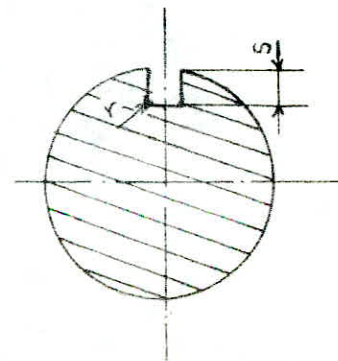


Tableau II 7

Torsion d'un arbre avec rainure de clavette

| | | | | |
|-------|------|------|--------|-------|
| r | 0,15 | 0,25 | 0,33 s | 0,5 s |
| K_G | 5,4 | 3,4 | 2,7 | 2,1 |



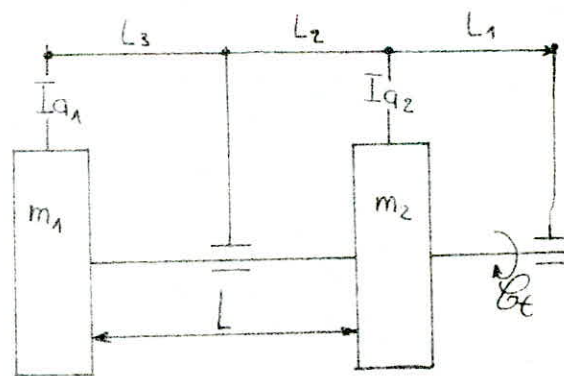
Remarque : K_r et K_G sont liés par l'expression suivante :

$$K_G = 1 + 0,6(K_r - 1) \quad (\text{Formule II 71})$$

II 8. Vibration et vitesse critique de l'arbre

Le calcul d'un arbre pour la résistance aux vibrations latérales se ramène à vérifier la condition de non apparition de la résonance, qui provoque un accroissement brusque de l'amplitude des vibrations susceptible d'entraîner la rupture de l'arbre. La résonance survient lorsque la vitesse atteint une valeur critique à laquelle la fréquence des vibrations des efforts extérieurs se confond avec celles des vibrations propres du système constitué par l'arbre et les pièces qu'il porte. Le phénomène de la résonance peut également se produire lorsque la fréquence de variation des efforts extérieurs est un multiple de celle des vibrations propres du système.

II 81. Vibrations de torsions.



L'arbre est placé entre deux masses de moment d'inertie I_{a1} , I_{a2} . La pulsation propre du système est donnée par la relation suivante :

$$\omega_{pr} = \sqrt{c \left(\frac{1}{I_{a1}} + \frac{1}{I_{a2}} \right)}$$

où c est la constante élastique

$$c = \frac{M\epsilon}{\varphi} \quad \text{avec} \quad \varphi = \frac{1}{G} \sum M\epsilon \frac{L}{J_P}$$

φ étant déjà trouvé dans le calcul d'arbre à la torsion.

$$\varphi = 0,0071^\circ = 0,000123 \text{ rd} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \Rightarrow c = 40243,9$$

$$M_t = 4,95 \text{ N}\cdot\text{m}$$

I_{a_1} et I_{a_2} sont les moments d'inerties des masses m_1 et m_2

$$I_{a_1} = \frac{1}{2} m_1 r_1^2$$

avec $m_1 = 0,5 \text{ kg}$ (poids approximatif de la meule)

$r_1 = 137,5 \text{ mm}$ - rayon moyen de la meule.

$$I_{a_1} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$I_{a_2} = \frac{1}{2} m_2 r_2^2$$

avec $m_2 = 0,5 \text{ kg}$ (poids de la poulie)

$r_2 = 40 \text{ mm}$ (rayon de la poulie)

$$I_{a_2} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

et finalement la pulsation propre sera :

$$\omega_{pr} = \sqrt{40243,902 \left(\frac{1}{4,7 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{4 \cdot 10^{-4}} \right)}$$

$$\omega_{pr} = 10446,3 \text{ rd/s} \rightarrow N_{pr} = 99754,8 \text{ trs/mn}$$

II 82. Vibration de flexion

Le système décrit précédemment (arbre supportant deux masses m_1 et m_2) est un système à deux degrés de liberté ; on a autant de fréquences propres qu'il y a de degrés de liberté.

On suppose que l'arbre est de section constante moyenne ($d = 22 \text{ mm}$).

Les deux pulsations propres ω_{pr_1} et ω_{pr_2} du système sont données par la relation suivante :

$$\omega_{pr_1} = \sqrt{0,933 \frac{EI}{m l^3}}$$

$$\omega_{pr_2} = \sqrt{10,29 \frac{EI}{m l^3}}$$

ou - E - module d'élasticité de l'acier : $E = 20\,000 \text{ daN/mm}^2$

I - moment d'inertie de l'arbre : $I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (22)^4}{64} = 11\,499,0 \text{ mm}^4$

$m = 0,5 \text{ kg}$.

L' - longueur de l'arbre entre les paliers et les masses m_1 et m_2 .

On suppose que $L_1 = L_2 = L_3 = L' = 36 \text{ mm}$

$$\omega_{pr1} = \sqrt{0,933 \frac{20.000 \cdot 11499}{0,5 (36)^3}} = 96 \text{ rds/s} \rightarrow N_{pr} = 916,8 \text{ trs/min}$$

$$\omega_{pr2} = \sqrt{10,29 \frac{20.000 \cdot 11499}{0,5 (36)^3}} = 318,5 \text{ rds/s} \rightarrow N_{pr} = 3041,5 \text{ trs/min}$$

Un nombre de tours compris entre $0,7 N_{pr}$ et $1,3 N_{pr}$ est à proscrire, le fonctionnement de longue durée à ce régime rendant la rupture de l'arbre inévitable.

Conclusion:

Notre calcul vérifie bien la non résonance de l'arbre pendant le fonctionnement.

II 9. Calcul de paliers

suivant le régime de fonctionnement d'un palier et les conditions de graissage, le frottement peut être demi-sec, limite ou onctueux et hydrodynamique (liquide). Le frottement hydrodynamique est le meilleur car il élimine complètement le contact immédiat des surfaces d'appui et, par conséquent l'usure.

Le calcul de palier lisses est guidé par les conditions de service imposées. Pour un fonctionnement hydrodynamique, le calcul se ramène à définir le jeu diamétral entre le tourillon et le palier. Lorsque le jeu est déjà connu, le calcul se ramène à déterminer la viscosité nécessaire de l'huile.

Dans un palier cylindrique, un coin d'huile s'établit simplement par la création d'un jeu dans le palier grâce auquel le tourillon occupe une position excentrique (Fig II 13)

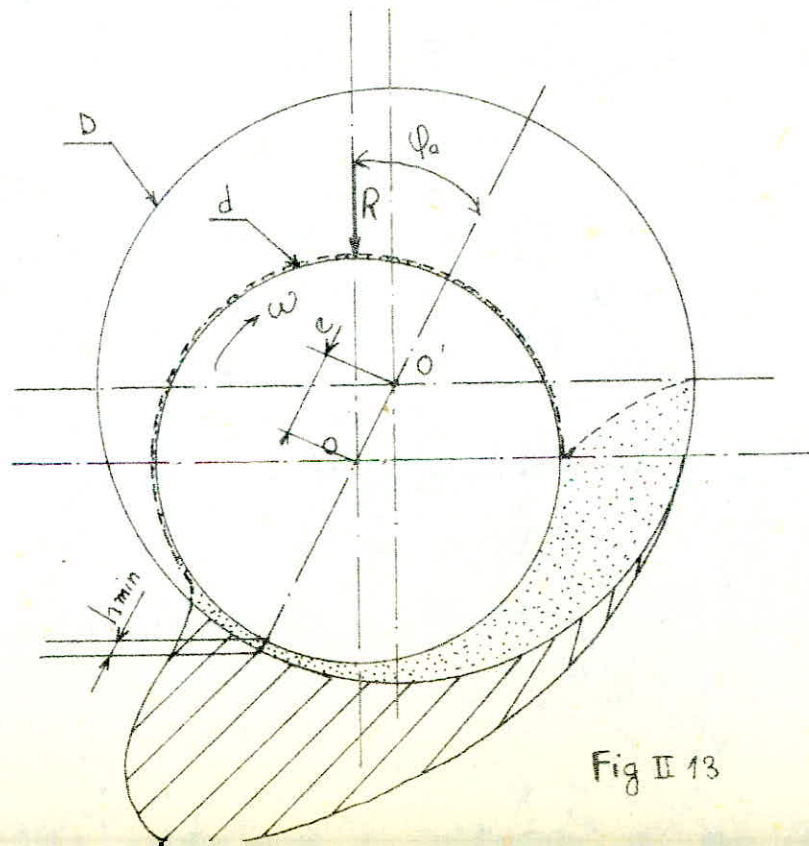


Fig II 13

Jeu radial : $\delta = \frac{\Delta}{2} = \frac{D-d}{2}$

Jeu relatif : $\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{2\delta}{d}$

Excentricité : $e = \delta - h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - h_{\min}$

Excentricité relative : $\lambda = \frac{e}{\delta} = \frac{2e}{\Delta} = \frac{2e}{d\psi} = \frac{\Delta - 2h_{\min}}{d\psi} = 1 - \frac{2h_{\min}}{d\psi}$

II 91. Calcul du palier B.

Charge appliquée $R_B = 162,75 \text{ N}$

diamètre $d = 22 \text{ mm}$ (voir calcul d'arbre)

longueur $l = 22 \text{ mm}$

vitesse de rotation $n = 5556 \text{ trs/min}$

température de l'huile à l'entrée : $t_e = 15^\circ\text{C}$.

a- Détermination de l'épaisseur minimum du film d'huile (h_{\min}).

L'épaisseur minimum du film d'huile est définie par :

$$h_{\min} = \frac{1}{\epsilon} (Rz_1 + Rz_2 + y_t)$$

ou $\frac{1}{\epsilon} = 1,2 \div 1,5$ le coefficient de sécurité du coussinet. On adopte $\frac{1}{\epsilon} = 1,2$

Rz_1 et Rz_2 les hauteurs moyennes de rugosités de la surface du tourillon et du coussinet.

En choisissant une classe de précision $\Delta 7$ (selon la normalisation soviétique) pour le tourillon et le coussinet on aura :

$$Rz_1 = Rz_2 = 6,3 \mu = 0,0063 \text{ mm.}$$

y_t est la flèche du tourillon dans le coussinet et est définie par :

$$y_t = 1,6 \frac{l}{L} y_a \quad \text{avec } y_a \text{ - flèche maximale de l'arbre}$$

L - longueur entre les milieux de l'arbre
 l - longueur du palier.

$$L = 114 \text{ mm}$$

$$y_0 = 2,51 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$y_t = 1,6 \cdot \frac{22}{114} = 2,51 \cdot 10^{-3}$$

$$y_t = 0,775 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\text{d'où } h_{\min} = 1,5 (6,3 \cdot 10^{-3} + 6,3 \cdot 10^{-3} + 0,775 \cdot 10^{-3})$$

$$h_{\min} = 20,06 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

b. Calcul du jeu diamétral Δ

Pour des paliers rapides on recommande de prendre ψ entre 0,003 et 0,005.
On adopte $\psi = 0,003$.

Le jeu diamétral Δ est donné par : $\Delta = \psi \cdot d = 0,003 \cdot 22 = 66 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

d'où le jeu radial sera : $\delta = \frac{\Delta}{2} = 33 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

c. Calcul de l'excentricité relative : χ

$$\chi = 1 - \frac{2 h_{\min}}{d \cdot \psi} = 1 - \frac{2 \cdot 20,06 \cdot 10^{-3}}{22 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}$$

$$\chi = 0,392 \text{ mm}$$

d. Détermination de la température moyenne du palier et de viscosité de l'huile correspondante :

Pour définir la température moyenne du palier, on est amené à effectuer un calcul thermique.

En régime de travail stationnaire, la quantité de chaleur W produite par le frottement des couches d'huile dans le jeu est égale à celle de la chaleur évacuée dans le palier.

$$W = W_1 + W_2 \quad (1)$$

avec W_1 : quantité de chaleur évacuée du palier par l'huile.

W_2 : quantité de chaleur évacuée par le métal dans le milieu ambiant.

W, W_1 et W_2 se calculent d'après les formules suivantes :

$$- W = \frac{R v \cdot f}{427} \text{ kcal/s} \quad (2)$$

où R - charge sur le palier

v - vitesse périphérique.

f - coefficient de frottement

$$- W_1 = C \gamma Q \Delta t \text{ kcal/s} \quad (3)$$

où C - capacité thermique de l'huile.

γ - poids spécifique de l'huile

Q - Débit de l'huile qui s'écoule par les joues du palier.

$\Delta t = t_{\text{moy}} - t_e$ - différence entre la température moyenne du palier et la température d'huile à l'entrée.

$$- W_2 = \alpha \pi d l \Delta t \text{ kcal/s} \quad (4)$$

où α - coefficient de transmission de chaleur.

Compte tenu que pour toutes les nuances d'huile $C\gamma \approx 405$ et d'après les formules (1), (2), (3) et (4) on obtient :

$$\Delta t = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} \cdot k}{\frac{Q}{\psi v l d} + \frac{\alpha \pi}{405} \cdot \frac{1}{\psi v}}$$

avec k : la pression par unité diamétrale du tourillon.

$\frac{\alpha \pi}{405} = B$ coefficient défini par le type de palier.

$$B = 1,4 \cdot 10^{-4}$$

$$\alpha = 0,018 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{degré}$$

$$v = \text{vitesse périphérique du tourillon} : v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 22,5556 \cdot 10^{-3}}{60} = 6,4 \text{ m/s}$$

La température moyenne est donnée par la relation :

(Tableau II 7)

$$A_0 = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} \cdot \frac{19,11 \text{ k} \psi^2}{\mu \cdot n}}{\frac{Q}{\psi v d} + \frac{\alpha \pi}{405} \cdot \frac{1}{\psi v}} \cdot \frac{n}{19,11 \cdot \psi^2}$$

tel que $\frac{f}{\psi}$, $\frac{Q}{\psi v d}$ et $\frac{19,11 \text{ k} \psi^2}{\mu \cdot n}$ sont donnés dans les tableaux

II 5 et II 6 en fonction de $\frac{l}{d}$ (longueur sur diamètre du tourillon) et de λ (excentricité relative)

avec $\frac{l}{d} = 1$ et $\lambda = 0,392 \text{ mm}$ on a :

$$\frac{f}{\psi} = 3,75$$

$$\frac{Q}{\psi v d} = 0,1025$$

$$\frac{19,11 \text{ k} \psi^2}{\mu \cdot n} = 1,17$$

d'où $A_0 = 7745,65$

donc t_{moy} devient : $t_{\text{moy}} = 15 + 7745,65 \mu$

En traçant la droite $t_{\text{moy}} = f(\mu)$ sur le diagramme (Fig II 14), on obtient alors le point d'intersection de cette droite avec la courbe (cette courbe donne la variation de la viscosité de l'huile considérée en fonction de la température), qui nous ^{donne} la température moyenne du palier et la viscosité correspondante.

En choisissant une huile de nuance 45 d'après la normalisation soviétique (Tableau II 8) on trouve :

$$t_m = 46^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0,0041 \text{ kgf s/m}^2.$$

a. Détermination de la pression par unité diamétrale du tourillon: \bar{P}

D'après le calcul précédent, on a tiré du tableau II 6 la valeur de

$$\frac{19,11 R \psi^2}{\mu \cdot n} = 1,17$$

$$\text{d'où } R = 1,17 \cdot \frac{\mu \cdot n}{19,11 \cdot \psi^2} = 1,17 \cdot \frac{0,0041 \cdot 5556}{19,11 (3 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$R = 154963,26 \text{ kgf/m}^2$$

Le palier travaille dans le régime hydrodynamique si la charge P_B définie par $P_B = R \cdot l \cdot d$ est supérieure à la charge sur le palier R_B

$$P_B = 154963,26 \cdot 22 \cdot 22 \cdot 10^{-6} = 75 \text{ kgf} > R_B = 16,275 \text{ kgf}$$

II 92. Calcul du palier D. (même calcul que pour le palier B).

Charge appliquée $R_D = 111,87 \text{ N} \approx 11,187 \text{ kgf}$

diamètre $d = 20 \text{ mm}$

longueur $l = 20 \text{ mm}$

vitesse de rotation $n = 5556 \text{ trs/mn}$

température d'huile à l'entrée $t_e = 15^\circ\text{C}$

a- Détermination de l'épaisseur minimum du film d'huile. h_{\min}

$$h_{\min} = \mathcal{E} (R_{z1} + R_{z2} + y_t)$$

avec $\mathcal{E} = 1,5$

$$R_{z1} = R_{z2} = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ mm (classe de précision } \Delta 7)$$

$$y_t = 1,6 \frac{\rho}{L} y_a \quad \text{où } y_a = 2,51 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$y_t = 1,6 \frac{20}{114} \cdot 2,51 \cdot 10^{-3} = 0,775 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

et finalement $h_{\min} = 1,5 (6,3 \cdot 10^{-3} + 6,3 \cdot 10^{-3} + 0,775 \cdot 10^{-3})$

$$h_{\min} = 20,06 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

b. Calcul du jeu diamétral Δ

On adopte la même valeur de ψ

$$\psi = 3 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta = \psi d = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 20$$

$$\Delta = 6 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

le jeu radial $\delta = \frac{\Delta}{2}$ sera donc $\delta = 3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$.

c. Calcul de l'excentricité relative χ

$$\chi = 1 - \frac{2 h_{\min}}{d \cdot \psi} = 1 - \frac{2 \cdot 20,06 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}$$

$$\chi = 0,331$$

d. Détermination de la température du palier et de la viscosité de l'huile correspondante.

$$\Delta t = t_m - t_e = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} \frac{P}{k}}{\frac{Q}{\psi v d} + \frac{\alpha \pi}{405} \frac{1}{\psi v^2}} \quad (\text{voir § II 91 d})$$

Les valeurs de $\frac{f}{\psi}$, $\frac{Q}{\psi v d}$ et $\frac{19,11 P}{\mu \cdot n} \psi^2$ sont données dans les tableaux II.6 et II.5

avec $\frac{P}{d} = 1$

$$\chi = 0,331$$

on a $\frac{f}{\psi} = 4,34$

$$\frac{Q}{\psi v d} = 0,0917$$

$$\frac{19,11 P}{\mu \cdot n} \psi^2 = 0,896$$

$$B = \frac{\alpha \pi}{405} = 1,4 \cdot 10^{-4} \quad (\text{même valeur que pour le palier B}).$$

$$A_0 = \frac{\Delta t}{\mu} = 6 \cdot 10^{-6} \frac{\frac{f}{\psi} \cdot \frac{19,11 \cdot k \psi^2}{\mu \cdot n}}{\frac{Q}{\psi v d} + \frac{\alpha \pi}{405} \frac{1}{\psi \cdot v}} \cdot \frac{m}{19,11 \cdot \psi^2}$$

$$A_0 = 6 \cdot 10^{-6} \frac{4,34 \cdot 0,896}{0,0917 + 1,4 \cdot 10^{-4} \frac{1}{3 \cdot 10^{-3} \cdot 5,81}} \cdot \frac{5556}{19,11 \cdot (3 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$A_0 = 7557,41$$

$$\text{d'où } t_{\text{maj}} t_e + A_0 \mu = 15 + 7557,41 \cdot \mu$$

Sur le graphe (Fig II 14) on trace la droite $t_{\text{maj}} f(\mu)$. L'intersection de cette droite avec la courbe caractérisant l'huile de nuance 45 (déjà choisie)

$$\text{On détermine : } t_{\text{maj}} = 46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0,0041 \text{ kgf} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

e/ Détermination de la pression par unité diamétrale du tourillon: k

$$\frac{19,11 \frac{k \cdot \psi^2}{\mu \cdot n}}{19,11 \psi^2} = 0,896$$

$$k = 0,896 \frac{\mu \cdot n}{19,11 \psi^2} = 0,896 \cdot \frac{0,0041 \cdot 5556}{19,11 \cdot (3 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$k = 118672,73 \text{ kgf} / \text{m}^2$$

$$\text{charge } P_D : P_D = k l d = 118672,73 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 10^{-6}$$

$$P_D = 47,469 \text{ kgf}$$

$$\text{soit } R_D \text{ la charge sur le palier : } R_D = 11,187 \text{ kgf}$$

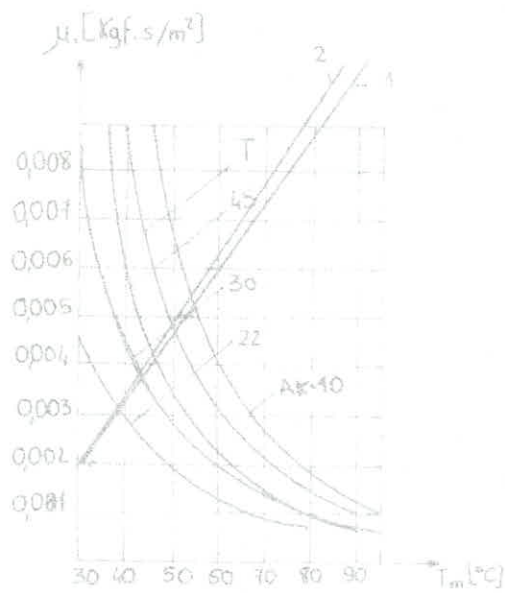
$$\text{on a } P_D = 47,469 \text{ kgf} > R_D = 11,187 \text{ kgf}$$

Le palier D travaille donc bien dans le régime hydrodynamique.

Tableau II5

Valeurs de $\frac{F}{\Psi}$ et de $\frac{Q}{\Psi v l d}$

| $\frac{l}{d}$ | Rapports | X | | | | | | | |
|---------------|------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 0,33 | 0,50 | 0,70 | 0,80 | 0,90 | 0,95 | 0,975 | 0,99 |
| 1,5 | $\frac{F}{\Psi}$ | 2,87 | 1,92 | 1,24 | 0,97 | 0,67 | 0,48 | 0,35 | 0,22 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,0697 | 0,0896 | 0,1038 | 0,1009 | 0,0888 | 0,077 | 0,067 | 0,0576 |
| 1,3 | $\frac{F}{\Psi}$ | 3,26 | 2,13 | 1,33 | 1,02 | 0,700 | 0,50 | 0,350 | 0,22 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,0775 | 0,1006 | 0,1171 | 0,1134 | 0,0986 | 0,0839 | 0,0717 | 0,0605 |
| 1,0 | $\frac{F}{\Psi}$ | 4,34 | 2,71 | 1,58 | 1,16 | 0,716 | 0,520 | 0,360 | 0,230 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,0917 | 0,1215 | 0,144 | 0,1415 | 0,122 | 0,1017 | 0,0843 | 0,0686 |
| 0,9 | $\frac{F}{\Psi}$ | 4,96 | 3,04 | 1,72 | 1,24 | 0,790 | 0,540 | 0,370 | 0,230 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,0968 | 0,1295 | 0,1563 | 0,1537 | 0,1334 | 0,1108 | 0,0909 | 0,0729 |
| 0,8 | $\frac{F}{\Psi}$ | 4,83 | 3,50 | 1,92 | 1,35 | 0,840 | 0,560 | 0,380 | 0,240 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,1023 | 0,1382 | 0,1695 | 0,1685 | 0,147 | 0,127 | 0,0997 | 0,0784 |
| 0,7 | $\frac{F}{\Psi}$ | 7,10 | 4,18 | 2,21 | 1,52 | 0,910 | 0,600 | 0,400 | 0,240 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,1078 | 0,1474 | 0,184 | 0,1852 | 0,164 | 0,1367 | 0,1115 | 0,0864 |
| 0,6 | $\frac{F}{\Psi}$ | 9,09 | 5,22 | 2,66 | 1,78 | 1,02 | 0,650 | 0,420 | 0,260 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,1132 | 0,1566 | 0,1996 | 0,204 | 0,1842 | 0,1552 | 0,1267 | 0,0974 |
| 0,5 | $\frac{F}{\Psi}$ | 12,3 | 6,94 | 3,39 | 2,20 | 1,20 | 0,730 | 0,460 | 0,270 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,1183 | 0,1656 | 0,2152 | 0,224 | 0,208 | 0,1785 | 0,1473 | 0,1153 |
| 0,4 | $\frac{F}{\Psi}$ | 18,3 | 10,1 | 4,47 | 2,98 | 1,54 | 0,890 | 0,530 | 0,30 |
| | $\frac{Q}{\Psi v l d}$ | 0,123 | 0,174 | 0,232 | 0,245 | 0,235 | 0,207 | 0,175 | 0,136 |



$t_{\text{moy}} = f(\nu)$ → avec une huile d'annule

1 → palier B → $t_{\text{moy}} = 46^{\circ}\text{C}$ → $\mu = 0,041 \frac{\text{kgf.s}}{\text{m}^2}$
 2 → palier D → $t_{\text{moy}} = 46^{\circ}\text{C}$ → $\mu = 0,041$

fig II 14

Chapitre III

Gamme De Fabrication

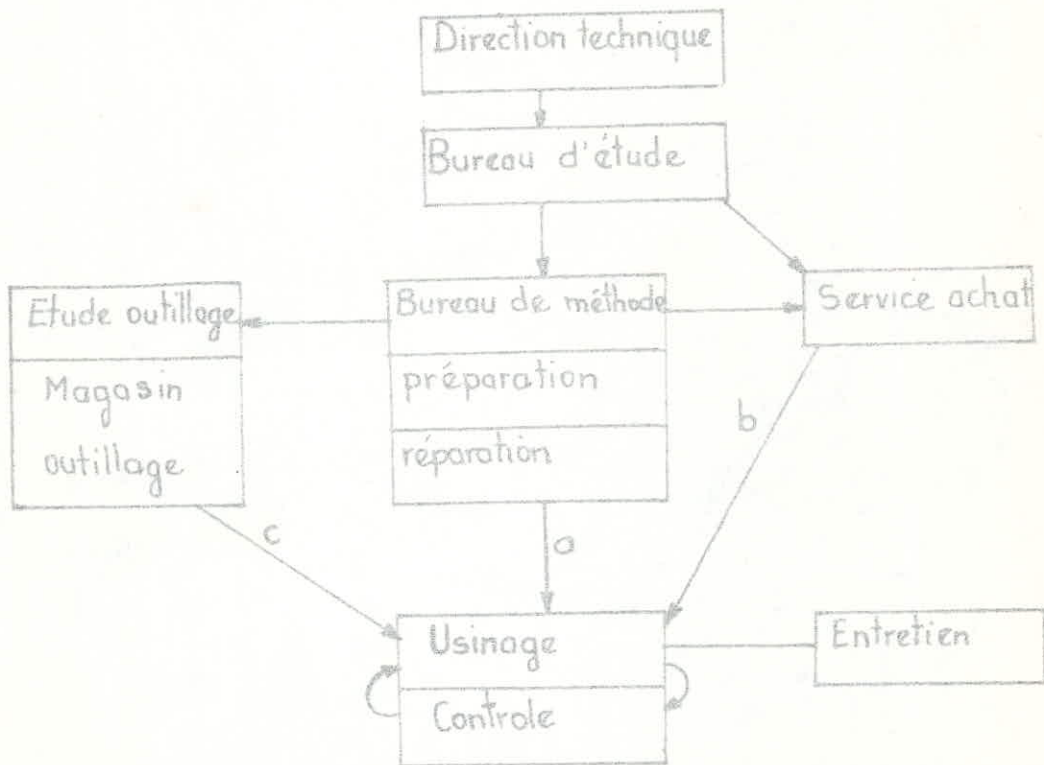
III.1. Introduction :

III.1.1. Généralités :

Après étude et conception de la machine, nous aborderons dans ce chapitre une étude de fabrication plus ou moins détaillée. Nous décrivons aussi d'une façon générale, l'organisation du travail industriel c.a.d l'organisation à l'intérieur d'un atelier.

III.1.2. Organisation d'une entreprise.

Liaison entre les différentes fonctions :



a : dessin

b : matière

c : outillage

Le tableau cidessous indique l'objet des divers fonctions techniques d'une entreprise de construction mécanique :

| Fonctions | Rôle |
|----------------------|-------------------------------------|
| Direction technique | Prévision et coordination. |
| Bureau d'étude | Etude et établissement des dessins. |
| Bureau de méthode | Analyse des travaux. |
| Service préparation | Etablissement des instructions |
| " répartition | Distribution des travaux |
| " exécution | Usinage et montage |
| " contrôle | Controler les pièces |
| " étude outillage | Dessin d'appareillage. |
| Magasin outillage | Préparation des outils. |
| Service des Achats | Achat des matières |
| Magasin des matières | Préparation des matières |
| Entretien | Mise en état du matériel |

III.2. Principes généraux d'analyse de travaux :

Les prix d'usinage des pièces peuvent être réduits au minimum par l'intervention d'agents techniques, qui après étude du dessin d'exécution de la pièce à usiner et analyse du travail à exécuter fixent :

- la suite raisonnée des opérations d'usinage ou gamme d'usinage.
- les machines outils, les appareillages, les outils de coupe, le matériel de contrôle, les éléments de coupe (v, a, p) convenables.
- la qualification des opérateurs.
- le temps d'usinage.

Tous ces renseignements sont consignés sur des documents ; feuilles de gamme d'usinage et feuille d'instructions détaillées.

Remarque :

Pour une fabrication unitaire, il faut surtout trouver les solutions pour "sortir le produit fini" avec les moyens existants dans l'atelier, car il est rarement possible d'amortir des appareillages spéciaux. La pièce doit être apte à l'emploi. Le prix de revient est souvent secondaire.

III.13. Etablissement des gammes.

III.13.1. Etude du dessin d'exécution

L'analyse du travail à effectuer sur une pièce ou une série de pièces ne peut être envisagée qu'après étude des points suivants :

a) Matière d'œuvre :

Des caractéristiques mécaniques du métal à usiner dépendent les angles des outils, les éléments de coupe et les précautions à prendre lors de l'ablocage et pendant l'usinage.

b) Etat de la pièce brute.

La méthode d'usinage varie suivant que la pièce est prise dans la masse ou dans une ébauche forgée, moulée, découpée.

c) Traitements thermiques :

Cette spécification détermine généralement dans l'usinage deux stades séparés par les traitements : ébauche et finition.

d) Dimensions :

A l'encombrement des pièces correspond la capacité des appareils et des machines-outils à utiliser.

III 4. Détermination des régimes de coupe.

a) Profondeur de passe : "p"

La profondeur de passe "p" est déterminée à partir de la nature du métal à usiner et les surépaisseurs à enlever afin d'obtenir la pièce finie.

La profondeur de passe varie selon qu'on exécute une ébauche, une demi-finition ou une finition. Celle-ci varie donc avec la qualité de surface à obtenir.

b) Avance : "a"

Les avances par tour (mm/tr), sont formulées dans des tableaux en fonction du type d'outil et de la nature du métal à usiner.

c) Vitesse de coupe : v_c .

De même que les avances, les vitesses de coupe sont relevées sur des tableaux et corrigées par des coefficients de correction relatifs.

- à la nature de la matière à usiner.

- au travail d'ébauche.

Dans l'étude que nous allons mener, les vitesses de coupe et les avances sont prises directement sur les machines disponibles dans notre atelier.

d) Vitesse de rotation.

Le nombre de tours par minute N correspondant à une vitesse de coupe v_c (m/mn) pour une pièce de diamètre D dans le cas du tournage s'exprime par :

$$N = \frac{1000 v_c}{\pi \cdot D}$$

la vitesse de rotation réelle sera celle disponible sur la machine et

tel que : $N_r \leq N$

Les seront détaillés pour une pièce pour toutes les opérations d'usinage.

Un choix judicieux de V_c , a_d , p se fait selon les machines existantes dans notre atelier.

Un calcul de temps de coupe sera brièvement détaillé.

Ce calcul n'est en fait pas nécessaire pour un travail unitaire, mais seulement nous avons donné un exemple.

III.2. Calcul des temps de coupe.

- Tournage:

Nous distinguons les trois principales opérations qui peuvent être effectuées sur un tour universel

a- Tournage cylindrique

b- dressage des faces

c- filetage.

La vitesse de coupe s'obtient au moyen de la formule suivante:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}$$

D [mm]

V_c [m/min]

n [tours/min]

d'où $n = \frac{1000 \cdot V_c}{\pi \cdot D}$

a- Tournage cylindrique.

Temps de coupe: $T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n}$ où

i - nombre de passe

L - longueur tournée (y compris l'exédent de matière, l'engagement et le dégagement de l'outil).

a - avance de l'outil par tour (mm/tr).

b- dressage des faces:

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n}$$

$L = \frac{D}{2}$ + surépaisseur de matière, la longueur d'approche et de dégagement.

c- filetage:

$$T_c = 2 \cdot i \cdot L$$

pour machines courantes

$$T_c = 1,75 \cdot \frac{i \cdot L}{a \cdot n} \quad \text{pour machines munies d'un retour rapide}$$

$i = 6-14$ pour l'ébauche ; $i = 3-7$ pour la finition.

Perçage :

Les principales opérations pouvant s'effectuer sur une perceuse sont :

- Perçage proprement dit
- l'alésage
- le lamage
- le taraudage
- le fraisage des trous.

a. Perçage proprement dit.

Le temps de coupe ou temps principal au perçage doit :

1. comporter un supplément de 10% pour tenir compte du retrait fréquent de l'outil.

2. se calculer avec une longueur de perçage L obtenue en additionnant la profondeur du trou, la longueur de la pointe de la mèche ($0,3d$) et la longueur d'approche et de dégagement ($0,2d$), d'où on aura :

$$L = \text{profondeur du trou} + 0,5d.$$

Le temps de coupe est défini par : $T_c = 1,1 \frac{i \cdot L}{a \cdot n}$ où i désigne le nombre de trous à éxecuter de même ϕ

b. l'alésage :

$$T_c = 1,1 \frac{i \cdot L}{a \cdot n}$$

$$L = \text{profondeur du trou} + d.$$

c. lamage :

$$T_c = 1,5 \frac{i \cdot L}{a \cdot n}$$

$$L = 0,2d,$$

d. Taraudage : $T_c = 3 \cdot \frac{i \cdot L}{s \cdot n}$ L - longueur active du taraud $+(5 + 10)$ mm
 s - pas du taraud

a. Fraisage des trous :

Généralement le temps de coupe ne se calcule pas au fraisage des trous

Fraisage :

Les opérations les plus courantes exécutées sur une fraiseuse sont :

a. fraisage en général.

b. fraisage de pignons

c. fraisage de filets

Si " i " est le nombre de passes, " L " la longueur de fraisage (y compris l'entrée et le dégagement de la fraise) et " s " l'avance de la table en mm/min, le temps de coupe, dans le cas du fraisage en général, est défini par :

$$T_c = \frac{i \cdot L}{s}$$

Pour les fraises en bout (rainure de clavette), on adopte en moyenne :

$v_c = 20$ m/min (vitesse de coupe).

- Temps total d'exécution

Nous venons de voir le temps de coupe ou temps principal, mais pour calculer le temps de fabrication c.à.d le temps alloué à l'ouvrier pour l'exécution de l'objet, il faut tenir compte des temps suivants :

- temps d'arrangements (temps de préparation)

- temps manuels (temps auxiliaires)

- temps supplémentaires de pertes (temps répartis)

III.21. Calcul des temps de coupe pour l'arbre récepteur.

Pour les tours RAMO existants dans notre atelier, les vitesses de coupe étant les suivantes :

outil en ARS
acier, R jusqu'à 60 kgf/mm² } $V_c = 35 \text{ m/min}$

outil au carbure
acier, R jusqu'à 60 kgf/mm² } $V_c = 140 \text{ m/min}$

La gamme de vitesses de rotation est :

$n = (31, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600) \text{ trs/min}$

- Opération 111

$$V_c = 35 \text{ m/min}$$

$$d = 39 \text{ mm}$$

$$m = \frac{1000 \cdot 35}{\pi \cdot 39} = 285,66 \text{ trs/min}$$

On adopte donc une vitesse de rotation réelle existante sur la machine

$$n_r < m \quad \text{d'où} \quad n_r = 250 \text{ trs/min}$$

$$T_c = \frac{c \cdot L}{a \cdot n} \quad ; \quad L = \frac{d}{2} + 4 = \frac{39}{2} + 4 = 23,5 \text{ mm}$$

$$c = 4 \text{ passe}$$

$$a = 0,2 \text{ mm/tr (avance)}$$

$$T_c = \frac{4 \cdot 23,5}{0,2 \cdot 250} = 0,47 \text{ min}$$

- Opération 112

$$T_c = 0,4 \text{ min} \quad (\text{temps estimé})$$

- Opération 121

$$d = 39 \text{ mm} \quad , \quad V_c = 35 \text{ m/min} \quad \rightarrow \quad m = 285,66 \text{ trs/min}$$

vitesse d'utiliser $n_r = 250$ trs/min

$a = 0,4$ mm/tr (avance)

$p = 1$ mm $\rightarrow i = 3$ passes

$L = 415 + 5 = 420$ mm

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n_r} = \frac{3 \cdot 420}{0,4 \cdot 250} = 3,6 \text{ min}$$

-Opération 122

$d = 33$ mm, $V_c = 35$ m/min $\rightarrow n = 337,6$ trs/min

$n_r = 345$ trs/min

$a = 0,4$ mm/tr, $L = 71 + 4 = 75$ mm

$p = 1$ mm $\rightarrow i = 2$ passes

$$t_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n_r} = \frac{2 \cdot 75}{0,4 \cdot 345} = 1,2 \text{ min}$$

-Opération 123.

$d = 29$ mm

$L = 20 + 4 = 24$ mm

$V_c = 35$ m/min $\rightarrow n = 384$ trs/min.

$n_r = 345$ trs/min

$a = 0,4$ mm/tr

$p = 1$ mm $\rightarrow i = 4$ passes.

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n_r} = \frac{4 \cdot 24}{0,4 \cdot 345} = 0,8 \text{ min}$$

-Opération 124.

choufreinage $4,5 \times 45^\circ$; $t_c = 0,2$ mn (temps estimé).

-Opération 125.

exécution de la gorge $t_c = 0,2 \text{ min}$ (temps estimé).

-Opération 126.

$$d = 33 \text{ mm} \quad , \quad L = 20 \text{ mm}$$

$$a = 0,4 \text{ mm/tr}$$

$$V_c = 35 \text{ m/min} \rightarrow n = 337,6 \text{ trs/min} \rightarrow n_r = 315 \text{ trs/min}$$

$$T_c = 0,8 \text{ min}$$

-Opération 127.

*finition. $d = 32 \text{ mm}$

$$D = 33 \text{ mm} \rightarrow d = 32 \text{ mm} \quad ; \quad L = 2 \times (10 + 4) = 28 \text{ mm}$$

$$a = 0,2 \text{ mm/tr}$$

$$p = 0,25 \text{ mm} \rightarrow n = 2 \text{ passes}$$

Pour la finition on doit augmenter la vitesse, donc la vitesse de rotation.

$$n_r = 500 \text{ trs/min}$$

$$t_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n} = \frac{2 \cdot 28}{0,2 \cdot 500} = 0,56 \text{ min}$$

*finition $d = 28 \text{ mm}$

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n} = \frac{2 \cdot 53}{0,2 \cdot 500} = 1,06 \text{ min} \quad ; \quad L = 54 + 2 = 53 \text{ mm}$$

*finition $d = 20 \text{ mm}$

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n} = \frac{2 \cdot 22}{0,2 \cdot 500} = 0,44 \text{ min} \quad ; \quad L = 20 + 2 = 22 \text{ mm}$$

*finition $d = 22 \text{ mm}$

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n} = \frac{2 \cdot 22}{0,2 \cdot 500} = 0,44 \text{ min} \quad ; \quad L = 22 \text{ mm}$$

*exécution de 4 raccordements.

$$T_c = 3 \cdot t_c = 3 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ min (estimé)}$$

- Opération 128

exécution d'un raccordement $T_c = 0,4 \text{ min (estimé)}$.

- Opération 131

* Dressage

$$V_c = 35 \text{ m/min} ; d = 39 \text{ mm} \rightarrow n = 285,66 \text{ trs/min} \rightarrow n_r = 250 \text{ trs/min}$$

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n} ; L = \frac{d}{2} + 4 = \frac{39}{2} + 4 = 23,5 \text{ mm}$$

$$i = 1 ; a = 0,2 \text{ mm/tr}$$

$$T_c = \frac{1 \cdot 23,5}{0,2 \cdot 250} = 0,47 \text{ min}$$

* Centrage

$$T_c = 0,4 \text{ min (estimé)}$$

- Opération 132

$$D = 39 \text{ mm} \rightarrow d = 23 \text{ mm} \left. \vphantom{D = 39 \text{ mm}} \right\} \rightarrow i = 8 \text{ passes}$$

$$p = 1 \text{ mm}$$

$$L = 42 + 4 = 46 \text{ mm}$$

$$V_c = 35 \text{ m/min} \rightarrow n = 285,66 \text{ trs/min} \rightarrow n_r = 250 \text{ trs/min}$$

$$a = 0,3 \text{ mm/tr}$$

$$T_c = \frac{i \cdot L}{a \cdot n} = \frac{8 \cdot 46}{0,3 \cdot 250} = 4,9 \text{ min}$$

- Opération 133

$$* \text{ébauche} \quad D = 23 \text{ mm} \rightarrow d = 17 \text{ mm} , L = 22 + 4 = 26 \text{ mm}$$

$$V_c = 35 \text{ m/min} \rightarrow n = 285,66 \rightarrow n_r = 250 \text{ trs/min}$$

$$a = 0,3 \text{ mm/tr}$$

$$p = 1 \text{ mm} \rightarrow i = 3 \text{ passes}$$

$$t_c = \frac{3 \cdot 26}{0,3 \cdot 500} = 1,04 \text{ min}$$

$$\text{* finition } D = 17 \text{ mm} \rightarrow d = 16 \text{ mm}$$

$$a = 0,2 \text{ mm/tr} \quad , \quad L = 26 \text{ mm}$$

$$n = 500 \text{ trs/mm}$$

$$p = 0,25 \text{ mm} \rightarrow i = 2 \text{ passes}$$

$$t_c = \frac{2 \cdot 26}{0,2 \cdot 500} = 0,52 \text{ min}$$

$$\text{* Chanfreinage } 1,5 \times 45^\circ \quad t_c = 0,2 \text{ min (estimé)}$$

et finalement le temps de coupe de l'opération 133 sera :

$$T_c = 0,52 + 1,04 + 0,2 = 1,76 \text{ min}$$

- Opération 134

exécution de la gorge , $T_c = 0,2 \text{ min (estimé)}$

- Opération 135

$$D = 23 \text{ mm} \rightarrow d = 22 \text{ mm} \quad , \quad L = 20 + 4 = 24 \text{ mm}$$

$$n = 500 \text{ trs/mm}$$

$$p = 0,25 \text{ mm} \rightarrow i = 2 \text{ passes}$$

$$a = 0,2 \text{ mm/tr}$$

$$T_c = \frac{2 \cdot 24}{0,2 \cdot 500} = 0,48 \text{ min}$$

- Opération 136

filetage M16 , $L = 20 + 4 = 24 \text{ mm}$

$$T_c = 2 \cdot \frac{i \cdot L}{a \cdot n} \quad a = \text{pas du filet} : a = 2 \text{ mm/tr}$$

$i = 10$ pour l'ébauche ; $i = 4$ pour la finition

La vitesse de rotation admissible pour le filetage : $n_a = \frac{60}{\text{pas}} = 30 \text{ trs/mm}$

$$\times \text{ébauche} : t_c = \frac{2 \cdot 40 \cdot 24}{2 \cdot 30} = 8 \text{ min}$$

$$\times \text{ finition} : t_c = \frac{2 \cdot 4 \cdot 24}{2 \cdot 30} = 3,2 \text{ min}$$

$$\text{d'où } T_c = 8 + 3,2 = 11,2 \text{ min}$$

- Opération 211

La fragilité de l'outil (fraise papillon) limite $\frac{a}{N}$ à des valeurs comprises entre 0,02 et 0,05 (a - avance, N - nombre de dents).

$$N=2 \rightarrow a = (0,02 \div 0,05)^2 \rightarrow a = (0,04 \div 0,4) \text{ mm/tr}$$

Pour chaque course, la pénétration (vertical) de la pièce est de $\frac{1}{20}$ du diamètre de l'outil.

$$\text{d'où la profondeur de passe } p = \frac{1}{20} \times 8 = \frac{2}{5} \text{ mm} = 0,4 \text{ mm}$$

Nombre de passes $i = 9$; 8 passes de profondeur $p = 0,4 \text{ mm}$

et 1 passe de profondeur $p = 0,3 \text{ mm}$

$$L = 20 \text{ mm}, \quad A = 60 \text{ mm/min}$$

$$n_r = 750 \text{ trs/mm} \rightarrow v_c = 49 \text{ m/min}$$

$$T_c = \frac{i \cdot L}{A} = \frac{9 \cdot 20}{60} = 3 \text{ min}$$

- Opération 212

fraisage du trou : $t_c = 0,5 \text{ min}$ (estimé)

- Opération 311

* perçage $d = 3 \text{ mm}$, $L = 20 + 4 = 24 \text{ mm}$

$$t_c = 1,1 \cdot \frac{i \cdot L}{S \cdot n_r} \quad i = \text{nombre de trous}; \quad i = 1$$

$$v_c = 25 \text{ m/min}; \quad S = 0,1 \text{ mm/tr} \rightarrow n = 2650 \text{ trs/min} \rightarrow n_r = 2500$$

$$t_c = 1,1 \cdot \frac{1 \cdot 24}{0,1 \cdot 2500} = 0,1 \text{ min}$$

*perçage $d=3\text{mm}$, $L=22+4=26\text{mm}$

$$t_c = 1,1 \cdot \frac{1 \cdot 26}{0,1 \cdot 2500} = 0,11\text{ min} \rightarrow \text{d'ou } T_c = 0,1+0,11 = 0,21\text{ min}$$

-Opération 312.

Perçage $d=3\text{mm}$, $L=96+4=100\text{mm}$

$$T_c = 1,1 \cdot \frac{1 \cdot 100}{0,1 \cdot 2500} = 0,44\text{ min}$$

III22. Temps d'arrangements et temps manuels.

-Opération 111

$T_a = 3\text{ min}$ - temps de montage et réglage de l'outil

$T_m = 1,5\text{ min}$ - prendre la pièce $0,1\text{ min}$ + serrer en mandrin 3 mors, $0,4\text{ min}$
+ réglage et mesure 1 min

-Opération 112

$T_a = 3,5\text{ min}$; montage du mandrin 2 min + serrage de la mèche $1,5\text{ min}$

$T_m = 1\text{ min}$; réglage

-Opération 121

$T_a = 3\text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 2,1\text{ min}$ - prendre la pièce $0,1\text{ min}$ + serrer 1 min + réglage, mesure 1 min .

-Opération 122

$T_m = 1\text{ min}$ - réglage, mesure.

-Opération 123

$T_m = 1\text{ min}$ - réglage, mesure.

-Opération 124

$T_m = 1\text{ min}$ - réglage, mesure.

-Opération 125

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage de l'outil

$T_m = 1,2 \text{ min}$ - réglage, mesure

- Opération 126

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 1 \text{ min}$ - réglage, mesure

- Opération 127

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 9 \text{ min}$ - réglage et mesure

- Opération 128

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 1 \text{ min}$ - réglage et mesure

- Opération 131

* Dressage

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 1,5 \text{ min}$ - prendre la pièce 0,3 min + serrer en mandrin 3 mors 0,8 min +
réglage 0,4 min

* Centrage

$T_a = 2,5 \text{ min}$ - placer un mandrin de contre perçage 2 min + serrage de la méche 1,5 min

$T_m = 1 \text{ min}$ - réglage

- Opération 132

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 1 \text{ min}$ - réglage et mesure

- Opération 133

$T_m = 3 \text{ min}$ - réglage et mesure

-Opération 134

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 1,2 \text{ min}$ - réglage et mesure

-Opération 135

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 1,5$ - réglage et mesure

-Opération 136

$T_a = 9 \text{ min}$ - montage de l'outil 3 min

- préparation pour filetage 6 min

$T_m = 7 \text{ min}$ - réglage et contrôle

-Opération 211

$T_a = 8 \text{ min}$ - préparation de la machine et montage de l'outil

$T_m = 2 \text{ min}$ - serrage la pièce, mesure et réglage

-Opération 212

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 0,5 \text{ min}$ - réglage

-Opération 311

$T_a = 8 \text{ min}$ - préparation de la machine et montage de l'outil

$T_m = 2 \text{ min}$ - réglage

-Opération 312

$T_a = 3 \text{ min}$ - montage et réglage de l'outil

$T_m = 3 \text{ min}$ - serrage de la pièce .

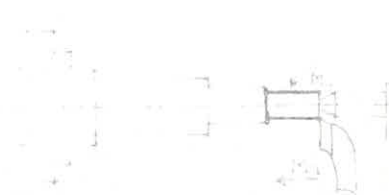
GAMME D'USINAGE

Désignation: Arbre récepteur
 Révisite: TR 01, N° 15 00

N° dessin: TR 1. 32 00
 Matière: A 45
 Nombre: 1

Etat: laminé à chaud
 Ø39, l=100
 Traitements thermiques: aucun

E.N. RA
 Dép. MECANIQUE

| N° | Pr. Des. | Opérations | Diagramme | Méthode | Outils | p | a | Vc | f | lm | lb |
|----|----------|-----------------|---|---------|----------|----|-----|-------|------|-----|-----|
| | | | | | | mm | mm | m/min | mm | min | min |
| 11 | Tour 14 | 114 drossage |  | Tour | drossage | | 0,2 | 5 | 0,47 | 1,5 | 3 |
| 12 | Tour 14 | 114 drossage |  | Tour | drossage | | 0,2 | 5 | 0,47 | 1,5 | 3 |
| 12 | Tour 14 | 114 drossage |  | Tour | drossage | | 0,2 | 5 | 0,47 | 1,5 | 3 |
| 13 | Tour 14 | 114 drossage |  | Tour | drossage | | 0,2 | 5 | 0,47 | 1,5 | 3 |

| | | | | | | | | | | | |
|--|--|----|------------------------------------|-----------|------|------|-----|-----|------|---|---|
| <p>132 Charriolage $\varnothing 25$ H7 $L = 12$ H9</p> | | TP | Diam. 25 Longueur 12 | PC | 4 | 0,5 | 35 | 4,9 | 1 | 3 | |
| <p>133 Charriolage $\varnothing H9$ f9 $L = 12$ H9</p> <p>Essai de montage Contrainte 200 kg</p> | | TP | Coudé \varnothing Charriolage | PC | 4 | 0,25 | 0,2 | 35 | 10,4 | 1 | 3 |
| <p>134 Exécution de la gorge $\varnothing H9$ f9</p> | | TP | d Saigrier | PC | | | | 0,2 | 4,2 | 3 | |
| <p>135 Filtration $\varnothing 22$ H8</p> | | TP | d Solignat | Microsieu | 0,25 | 0,2 | 30 | 5,2 | 10 | 3 | |
| <p>136 Filtrage $\varnothing M16$ E balais Filtration</p> | | TP | d Filtration | Eurofil | M16 | 2 | 4,5 | 3 | 1 | 3 | |

| | | | | | | | | | | | |
|-----|--|--|----|--|-----|---|-----|----|------|-----|-----|
| 115 | Alésage Ø35 mm Ebarrette 1/2 finition Sur balancier de la p115. | | TP | à alésage | P.C | 1 | 0,2 | 35 | 3,11 | 1 | 3,5 |
| 116 | Alésage Ø45 mm Ebarrette 1/2 finition | | TP | à alésage | P.C | 1 | 0,2 | 35 | 1,11 | 1 | |
| 117 | Alésage Ø45 mm Ebarrette et finition Ø48H8, f=8mm | | TP | à alésage P.C hampou Ø48H8 | | 1 | 0,2 | 35 | 0,48 | 1 | 3 |
| 118 | Chanfreinage X X 45° | | TP | à alésage P.C | | 1 | 0,2 | 35 | 0,2 | 1 | 3 |
| 121 | Alésage | | TP | à alésage | | 1 | 0,2 | 35 | 2,45 | 1 | 3 |
| 122 | Chanfreinage Ø35 mm Ebarrette 1/2 finition | | TP | à chanfreinage P.C | | 1 | 0,2 | 35 | 0,3 | 1,5 | 3 |

| No | Kategori | Materi | Gambar | Tipe | Cetakan | Kelas | | Jumlah | Kategori | | | | |
|----|----------|--------|--------|------|---------|---------|--------|--------|----------|------|---|---|---|
| | | | | | | Kelas | Jumlah | | | | | | |
| 10 | Kategori | Materi | | TP | AluSiMg | AluSiMg | 4 | 4 | 3 | | | | |
| | | | | | | AluSiMg | 4 | | | | | | |
| | | | | | | AluSiMg | 4 | | | | | | |
| 10 | Kategori | Materi | | TP | AluSiMg | P.C | 0,15 | 0,2 | 0,5 | 0,18 | 4 | 4 | 3 |
| | | | | | | AluSiMg | 0,25 | 0,2 | 0,5 | 0,2 | 3 | | |
| | | | | | | AluSiMg | 0,25 | 0,2 | 0,5 | 0,16 | 3 | | |
| 10 | Kategori | Materi | | TP | AluSiMg | P.C | 0,15 | 0,2 | 0,5 | 0,18 | 4 | 4 | 3 |
| | | | | | | AluSiMg | 0,25 | 0,2 | 0,5 | 0,2 | 3 | | |
| | | | | | | AluSiMg | 0,25 | 0,2 | 0,5 | 0,16 | 3 | | |

$L_c = 44,88 \text{ mm}$
 $L_m = 28,4$
 $L_{1.5} = 32,5$
 3^o : terpaes estime



GAMME D'USINAGE

Désignation : Courbe
Ensemble : TROUS EN FUSIL

N° dessin : TM 22 00

Matériau : Adx

Nombre : 1

E.N.P.A
DÉPARTEMENT D'É

Brochant
Standard
999 L41
Traitements
Il est recommandé

| | | | | |
|----|-------|---------|----------|-------|
| N° | Phase | Mat. N° | Quantité | Unité |
|----|-------|---------|----------|-------|

| | | | | |
|----|-------------|-----|-----------|---|
| 10 | Tournage A1 | 411 | Dressage |  |
| 12 | | 121 | Charriage |  |
| | | 122 | Charriage |  |
| | | 123 | Perçage |  |

| | | | | | | | | | |
|--|------|---------|-----------|----------|-----|-----|------|-----|---|
| | Tour | outil à | parallèle | dresser | 0,2 | 35 | 2,75 | 45 | 3 |
| | TP | Courbe | Pied | coulisse | 1 | 0,2 | 35 | 4,5 | 3 |
| | TP | Courbe | Pied et | coulisse | 1 | 0,2 | 35 | 4,5 | 3 |
| | TP | P.C | P.P | 0,5 | 1 | 0,2 | 35 | 12 | 1 |
| | TP | Foret | Ø20 | 3 | 1 | 0,2 | 35 | 4,5 | 3 |

III.3. Etude des éléments soudés

Notre étude a été basée sur la mécano-soudure et plus précisément le carter qui est composé de plusieurs éléments soudés (TR1.04.00).

La soudure est un assemblage permanent des pièces à l'aide d'un cordon de soudure.

Les assemblages par soudure présentent plusieurs avantages sur ceux exécutés par rivetage ou autres. Parmi les plus importants avantages, il y a économie du métal et diminution de la quantité de travail. Par soudage, peuvent être réalisés des pièces de grandes dimensions, impossible à réaliser par moulage ou autre méthode.

Parmi les différents procédés d'assemblage par soudure, le soudage à l'arc électrique est presque toujours avantageux dans le cas d'une fabrication unitaire ou en petites séries, lorsque le prix des produits fabriqués en petit nombre doit rendre compte du prix des modèles de moulage.

Les inconvénients de soudures sont les déformations thermiques ainsi que son application impossible dans le cas de matériaux se prêtant mal au soudage.

III.3.1. Choix du type d'électrode.

Le choix des électrodes se fait en fonction de la matière constituant le métal de base pour des raisons de soudabilité, de résistance aux différentes sollicitations lors de l'emploi (efforts, usures, chocs...), suivant le milieu de travail (milieu oxydable...) et d'économie. Vu la matière de base et les conditions de travail de notre machine

nous choisissons une électrode courante de type OK48.00, d'enrobage basique fabriqué par la SNS. Ce type d'électrode est recommandée pour les principales applications suivantes:

- Soudage d'assemblages soumis à des efforts dynamiques élevés, elle permet de souder tous les aciers ordinaires sans précaution spéciale.
- Soudage des aciers doux relativement chargés en impuretés.
- En procédant à un préchauffage, OK48.00 peut être employée pour le soudage d'aciers légèrement alliés.
- OK48.00 ne nécessite pas de préparation spéciale des bords et permet le soudage des tôles avec un écartement moyen.

III 32. Etude de résistance dans les éléments soudés:

III 321. Contrainte dans les joints soudés.

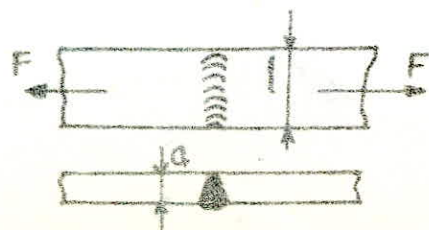
La section d'un cordon est l'aire rectangulaire résultant du produit de la hauteur du cordon "a" par la longueur utile "L". La longueur utile d'un cordon est sa longueur effective diminuée de deux hauteurs afin de tenir compte des cratères terminaux.



Les contraintes nominales dans les cordons de soudure se déterminent comme suite:

1. Traction ou compression:

$$\sigma = \frac{F}{\Sigma a \cdot l}$$

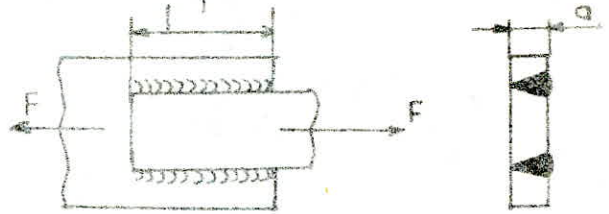


2. flexion

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_z}$$



3. Cisaillement: $\tau_c = \frac{F}{\sum a \cdot l}$



4. Torsion

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$$



avec:

F - effort supporté par l'assemblage.

a - hauteur ou épaisseur du cordon soudé.

l - longueur utile du cordon sans les cratères terminaux.

M_f - moment fléchissant dans le cordon.

$W_z = J_z / e$ - module de résistance à la flexion du cordon.

W_t - module de résistance à la torsion du cordon.

En négligeant les charges statiques qui sont très faibles, les soudures utilisées dans notre cas, seront vérifiées seulement aux charges dynamiques.

Les charges dynamiques les plus importantes sont les efforts d'usinage de certains éléments qui sont exécutés après soudage.

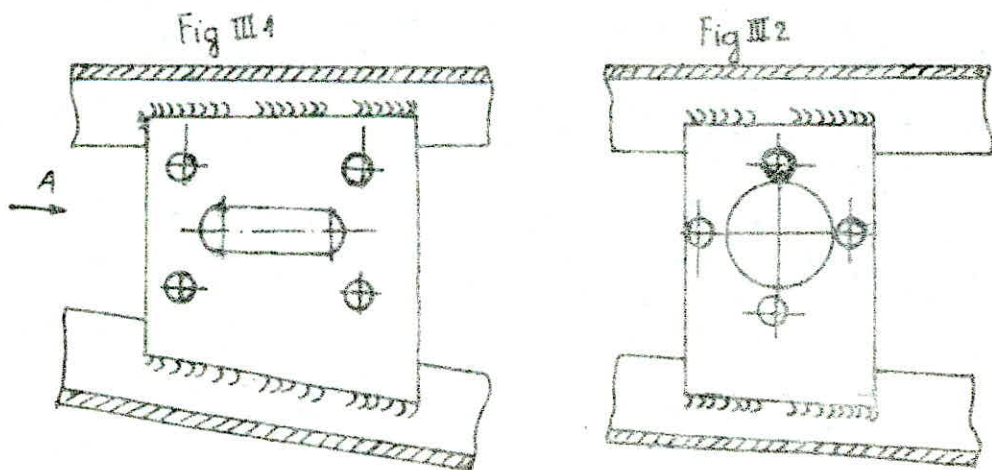
Dans le cas d'une charge dynamique, la contrainte admissible dans le cordon dépend de la forme du cordon de soudure, du type de contrainte et de l'emplacement du joint dans la pièce.

Les contraintes admissibles σ_a et τ_a sont données dans le tableau III.

Afin de tenir compte des incertitudes dans l'évaluation de charge dynamique réelle et des auto-contraintes qui existent dans le cordon, le coefficient de sécurité est choisi entre 1,5 et 3 ($\sqrt{d} = 1,5 \div 3$).

Tableau III.4.

| Aciers | Contraintes admissibles (daN/mm^2) | |
|--------|---|----------|
| | σ_a | τ_a |
| Ac. 37 | 13 | 10 |
| Ac. 42 | 16 | 11 |
| Ac. 52 | 17 | 13 |



Vue suivant A

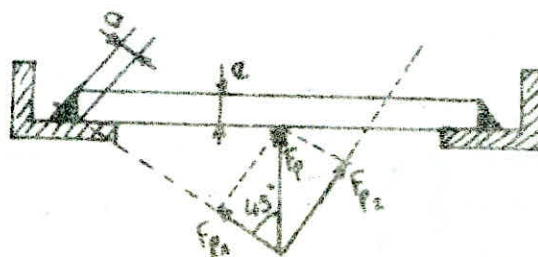


Fig III 3

L'étude de résistance de cordon de soudure sera axée sur les trois pièces rapportées soudées (TR1.04.01 - TR1.04.02 - TR1.04.03) sur le carter qui seront usinées après soudage.

III322. Schématisation du problème (Fig III1, III2)

Les cordons de soudure sont sollicités à la traction et au cisaillement.

La hauteur du cordon "a" est définie par: $a = e \cos 45^\circ$

où e - l'épaisseur de la pièce rapportée.

La force de pénétration "F_p" pendant l'usinage (Fig III3) se décompose en deux forces "F_{p1}" tangente à la section du cordon et F_{p2} perpendiculaire à la section du cordon.

III323. Calcul de soudure (Fig III1)

L'effort le plus important qui sollicite le cordon de soudure étant l'effort de pénétration pendant le perçage sur l'oléseuse.

L'effort de pénétration est donné par la relation suivante:

$$F_p = \frac{a \cdot d}{2} \cdot k \cdot R_m \cdot \sin 60^\circ$$

où a - désigne l'avance par tour : a = 0,4 mm/tr

d - désigne le diamètre du foret : d = 50 mm

k - coefficient : k = 3 ÷ 5 pour les aciers au carbone

on adopte k = 4

R_m - Résistance à la rupture par extension du matériau : R_m = 35 $\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

$$F_p = \frac{0,4 \cdot 50}{2} \cdot 4 \cdot 35 \cdot \sin 60^\circ = 1212,4 \text{ daN}$$

$$\text{d'où } F_{p1} = F_p \cos 45^\circ = 1212,4 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 857,3 \text{ daN}$$

$$F_{p2} = F_p \cos 45^\circ = 1212,4 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 857,3 \text{ daN}$$

a. Traction : $\sigma = F_{p2} / a' \cdot L$

La condition de résistance est :

$$\sigma = \frac{F_{p2}}{a' \cdot L} \leq \frac{\sigma_{adm}}{\nu}$$

où F_{p2} - l'effort $F_{p2} = 857,3 \text{ daN}$

a' - hauteur du cordon : $a' = e \cos 45^\circ = 8 \frac{\sqrt{2}}{2} = 5,6 \text{ mm}$

L - longueur du cordon

σ_{adm} - contraintes admissible à la traction : $\sigma_{adm} = 13 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$ (Tableau III_a)

ν - coefficient de sécurité : $\nu = 2$

$$L \geq \frac{F_{p2}}{a' \cdot \sigma_{adm}} \cdot \nu = \frac{857,3}{5,6 \cdot 13} \cdot 2 = 23,5 \text{ mm}$$

b. Cisaillement

$$\tau = \frac{F_{p2}}{a' \cdot L}$$

La condition de résistance est :

$$\tau = \frac{F_{p2}}{a' \cdot L} \leq \frac{\tau_{adm}}{\nu}$$

où τ_{adm} - contrainte admissible au cisaillement : $\tau_{adm} = 10 \text{ daN/mm}^2$ (Tableau III_a)

$$L \geq \frac{F_{p2}}{a' \cdot \tau_{adm}} \cdot \nu = \frac{857,3}{5,6 \cdot 10} \cdot 2 = 30,6 \text{ mm}$$

Conclusion

La réalisation d'une machine outil performante demande une technologie qui n'est pas disponible dans notre département.

L'initiative de remplacement de certains procédés technologiques par les moyens de notre atelier, le temps assez limité, le manque d'outillage, et l'indisponibilité des machines outils ne nous ont pas permis la réalisation à sa fin.

Néanmoins nous pensons avoir touché aux problèmes les plus importants de notre sujet et nous estimons que la partie la plus délicate du travail (conception) a été assez approfondie.

Tout de même nous souhaitons que la réalisation soit achevée par les étudiants lors de leurs différents stages d'atelier.

Enfin, nous espérons que d'autres projets de ce type seront organisés le plus en plus dans notre département avec une aide suffisante de la part de tous les agents techniques et enseignants de l'atelier de

Bibliographie

- Éléments de machines, V. DOBROLESKI, K. ZABLONSKI, S. MAK, A. RADTCHIK, L. ERLIKH
Ed. MIR
- Éléments de machines, G. NICOLET et E. TROTTET
SPES
- Usinage par abrasion, A. CHEVALIER
Ed. DELAGRAVE
- La machine outil tome VI, A. R. MÉTRAL
Ed. DUNOD
- Éléments de construction à l'usage de l'ingénieur Tome III et IV
G. LEMASSON; A. L. TOURANCHEAU.
Ed. DUNOD.
- Éléments de technologie Tome III, G. LENORMAND et R. MIGNÉE
Ed. FOUCHER
- Vibrations mécaniques, J. P. DEN. HARTOG
Ed. DUNOD
- Analyse des travaux, A. CHEVALIER
Ed. DELAGRAVE
- Organisation d'atelier, W. GAUTHEY
Ed. DUNOD
- Guide du dessinateur industriel, A. CHEVALIER
Ed. DELAGRAVE

