

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Genie Mecanique

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UN TOUR

A REPOUSSER

Proposé par :

I-belhadef

Etudié par :

Y-amimeur

Dirigé par :

i-belhadef

PROMOTION : juin 89

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : **Genie Mecanique**

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**Conception d'un
Tour à repousser**

Conçu par :
i. belhadef

Etudié par :
y. ammimeur

Dirigé par :
i. belhadef

PROMOTION : **juin 89**

E.N.P. 10, Avenue Hacem Badi - El-Harrach - Alger

INTRODUCTION	
BUT DU PROJET	
I- Historique et evolution	
II- Generalites	
1- definition d'un tour à repousser	
2- principe de repoussage	
3- travail du repousseur	
4- travail par deformation sans enlevement de matiere	
III- Differents procedes technologiques d'obtention des pieces par deformation plastiques	
1- technologie de fabrication par emboutissage à froid	
1.1- emboutissages des pieces tronconiques	
1.2- avantages du procede par emboutissage	
1.3- inconvenients	
2- technologie de fabrication par repoussage	
2.1- principe et definition	
2.2- execution des pieces tronconiques	
2.3- avantages du procede par repoussage	
2.4- inconvenients	
3- technologie de fabrication par fluotournage	
3.1- principe et definition	
3.2- principe du fluotournage conique à generatrice droite	
3.3- avantages du procede par fluotournage	
3.4- inconvenients	
IV- Determination de la puissance recueillie sur l'arbre recepteur	
1- determination de la puissance du moteur	
2- choix du variateur de vitesse	
2.1- principe de fonctionnement	

2.2-	diametre maximum du flan
2.3-	choix du metal à façonner
V-	Calcul de la transmission par courroie
1-	dimensionnement de la courroie et des poulies	..
1.1-	choix du type de courroie
1.2-	dimensionnement de la courroie
1.3-	determination des vitesses de rotation de l'arbre recepteur
1.4-	dimensionnement des poulies
1.5-	phenomene de glissement
1.6-	arc embrassé
1.7-	vitesse peripherique
2-	effort agissants sur la courroie
a-	pendant le fonctionnement
b-	pendant le repos
2.1-	efforts peripheriques
2.2-	relation entre les tensions T et t sur la poulie
2.3-	calcul de resistance
2.4-	determination du nombre de courroies
3-	calcul des tensions des courroies
VI-	Dimensionnement de l'arbre recepteur
1-	etude suivant le plan vertical
1.1-	calcul des moments flechissants sur l'arbre	..
2-	etude suivant le plan horizontale
2.1-	calcul des moments flechissants sur l'arbre	..
3-	calcul du moment de flexion compose
4-	calcul du moment de torsion
5-	calcul des roulements
5.1-	choix des roulements
5.2-	calcul des charges dynamiques equivalentes sur les roulements
5.3-	durée des roulements
6-	verification à la resistance de la clavette	...
a-	verification au cisaillement
b-	verification au maitage

INTRODUCTION

Il existe plusieurs et divers procédés pour former des toles, certaines très anciennes et très connus n'ont pratiquement pas évolué et restent dans le domaine artisanal, quelques uns se sont améliorés par l'emploi de matériel moderne, d'autres ont subit une véritable transformation par l'utilisation de moyens nouveaux.

Le façonnage des métaux à l'état plastique a pris au cours de ces dernières années une importance considérable. Il permet en effet de réaliser en grande série, la fabrication des produits ayant d'excellentes caractéristiques mécaniques et à des prises de revient peu élevés par rapport à ceux qui correspondent au façonnage par enlèvement de copeaux sur machines - Outils.

De plus, on est parvenu à réaliser ces déformations avec une précision de plus en plus grande et les possibilités d'utilisation de ce mode de façonnage sont tellement variées que le domaine dans lequel il trouve son application ne cesse de s'agrandir.

A l'inverse de beaucoup d'autres branches de la technique le façonnage par déformation plastique remonte à de nombreux siècles en arrière, très tôt dans l'histoire de l'humanité, il a été appliqué à l'art du forgeage.

Dans l'Antiquité, on ne savait fabriquer les fils métalliques que par forgeage, un nouveau procédé, le Trefilage s'était développé au cours

du moyen âge .

C'est au cours du XVI^e et XVII^e Siècle que la Navigation maritime entraîne la fabrication des lourds Ancres par forgeage, c'est vers cette époque que naquit le laminage pour le façonnage de grandes quantités de matière et pour la fabrication de produits semi-finis .

Ensuite se développèrent le travail de la tôle par emboutissage , le filage à la presse des métaux non ferreux , et la fabrication des tubes sans soudure seulement vers la fin du Siècle dernier .

I. HISTORIQUE et EVOLUTION

Il semble que l'origine en remonte au X^e Siècle en CHINE.

Il est à noter qu'un tour à repousser a été rapporté par Napoléon après la Campagne de RUSSIE ; il se trouve actuellement au musée des Arts et Métiers à PARIS.

On retrouve la trace de tour à repousser vers 1840 en Grande-Bretagne et aux Etats-Unis d'Amérique.

Avant l'apparition de l'électricité, les tours étaient actionnés par pedales ou par manivelle. Jusqu'à la guerre de 1914 - 1918, on note peu d'application industrielle, le repoussage étant surtout utilisé pour l'Orfèvrerie, les ornements d'Eglise et les vases décoratifs.

C'est à cette époque que le repoussage commence à être appliqué à la production de pièces d'Aéronautique et d'Armement et après l'Armistice à la fabrication d'Articles de ménage et de produits d'assez grande consommation, notamment les Reflecteurs de Projecteurs pour éclairage.

Après la guerre 1939 - 1945 et grâce en particulier à l'expérience acquise par les techniciens Allemands pendant le conflit, on assiste à une mécanisation du repoussage à base d'hydraulique aboutissant entre autre, au flutournage.

II_GENERALITES

1_Definition d'un Tour à Repousser

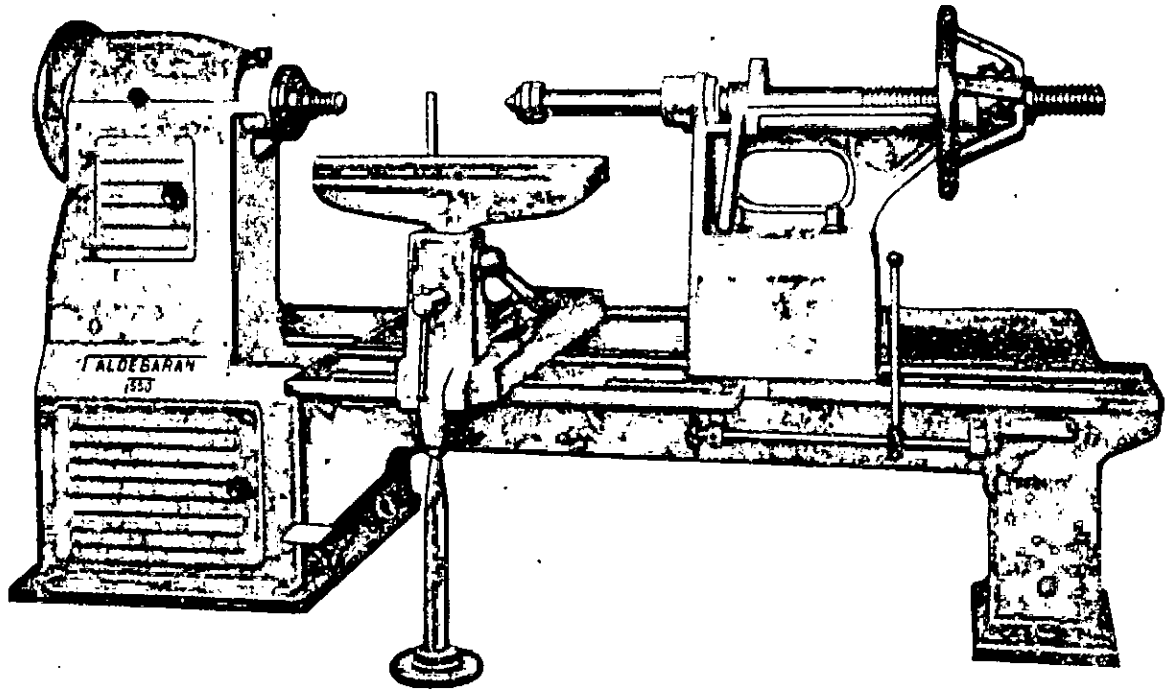
Le tour à repousser est une machine-outils qui permet d'obtenir par déformations plastiques des pièces creuses de révolution. Ce procédé de fabrication s'obtient par plusieurs types de tours à repousser entre autre :

_Tour à Repousser Manuel

La commande de l'outil s'effectue manuellement grâce à un opérateur qui travaille par approches successives , fig (II.1)

_Tour à Repousser Hydraulique Semi-Automatique

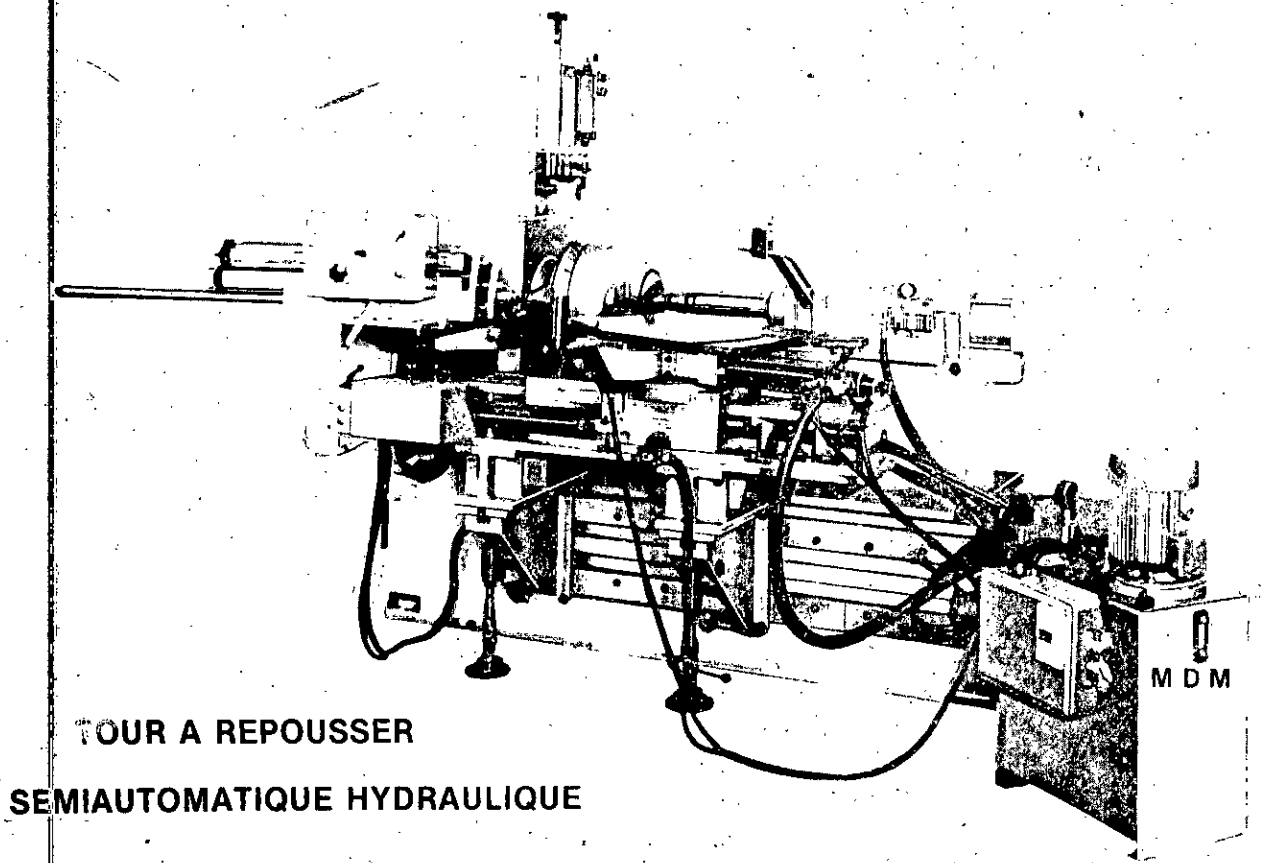
La commande de l'outil s'effectue par des Verins hydrauliques permettant l'exécution de la pièce et ce grâce à un dispositif de Copiage (Gabarit de Copiage) fig (II.2)



- Tornio da lastra senza ovale - Mod. 550
- A richiesta con ovale

TOUR A REPOUSSER

fig(II-1) : tour à repousser manuel



**TOUR A REPOUSSER
SEMIAUTOMATIQUE HYDRAULIQUE**

*fig (II.2): tour à repousser semiautomatique
hydraulique*

2. Principe de Repoussage

Le repoussage au tour est un procédé de fabrication qui permet d'obtenir des pièces creuses en partant d'un disque appelé "FLAN" découpé dans un métal en feuille.

Ce disque est déformé sur un tour afin de lui faire prendre le profil et les dimensions d'un outillage qui tourne que l'on appelle "MANDRIN".

3 - Travail du Reppoussage

Le Mandrin étant monté sur le tour, on serre le flan contre ce mandrin avec une pousée mobile par l'intermédiaire d'un centre et l'on fait tourner l'ensemble.

A l'aide des Outils, le Repousseur exerce sur le métal une pression jusqu'à lui faire épouser la forme du Mandrin ; mais la déformation s'obtient progressivement par passes successives. Il se sert de son outil en Levier et communique à la partie qui travaille un mouvement de Va-et-Vient du centre de la pièce à l'extérieur du flan.

Comme le flan tourne à grande vitesse et n'est travaillé qu'en un point, la déformation est instantanée reste relativement faible, et la mise en forme est très régulière. Cette déformation doit être une combinaison judicieuse de retrait, c'est-à-dire, de Compression tangentielle et d'Étirage, c'est-à-dire, de Traction Longitudinale.

4. Travail par Déformation sans Enlèvement de Matière

Le travail par déformation pure ne cesse de gagner du terrain par rapport au travail par enlèvement de copeaux.

Le façonnage sans production de copeaux utilise rationnellement la matière première dont on dispose et permet d'obtenir des formes qui par usinage demanderaient des opérations longues et compliquées.

Il s'ajoute une certaine amélioration des propriétés tant métallurgiques que mécaniques, fibrage continu, résistance accrue à la fatigue, grâce à l'augmentation des caractéristiques dues au travail à froid et à la création d'un système favorable de contraintes résiduelles qui jouent un rôle important dans la concurrence entre les deux méthodes.

Le repoussage étant un procédé rapide de formage des pièces aux prix de revient le plus bas et dont on peut résumer les avantages comme suit :

- L'économie de la Matière est importante du moment qu'il n'y a pas formation de copeaux.
- Pour de petites et moyennes séries le temps de formage est plus court que pour l'emboutissage coups à coups et à titre d'exemple, le formage d'un fond de diamètre 590 et d'épaisseur 10 mm.
- Temps de fabrication en repoussage à froid : 25 min
- Temps de fabrication en emboutissage au coups par coups : 50 min.

III- Différents Procédés Technologiques d'Obtention des Pièces par Déformation Plastique

On se propose de fabriquer une pièce simple (tronconique par exemple) et de voir les différents procédés qui permettent d'obtenir cette pièce. Ainsi, on donnera les Avantages et les Inconvénients suivant l'importance de la série.

1-Technologie de Fabrication par Emboutissage à Froid

On désigne par emboutissage, le mode de déformation plastique qui permet de transformer une tôle plane appelée "FLAN" en une pièce creuse sous l'effet d'une pression.

La déformation totale s'effectue à l'aide d'une presse équipée d'un outillage constitué par un poinçon et une matrice. La forme du poinçon est prévue de manière à façonner l'intérieur de la tôle et la forme de la matrice s'en déduit de cela.

1.1-Emboutissage des Pièces Tronconiques

L'Emboutissage d'une pièce tronconique est d'une grande difficulté en raison de la formation de PLIS sur la surface de la tôle du fait que la tôle est insuffisamment maintenue entre le Poinçon et la matrice.

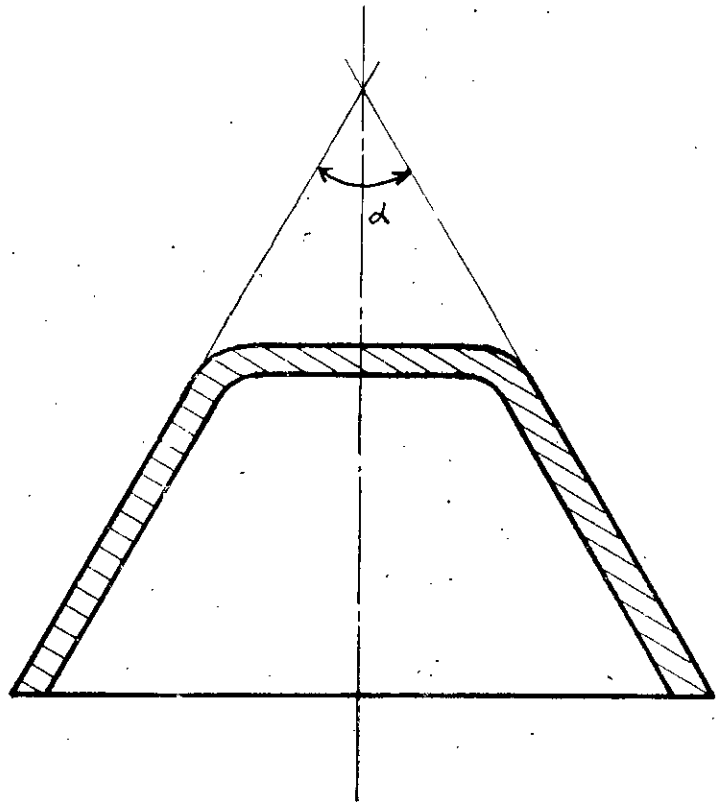
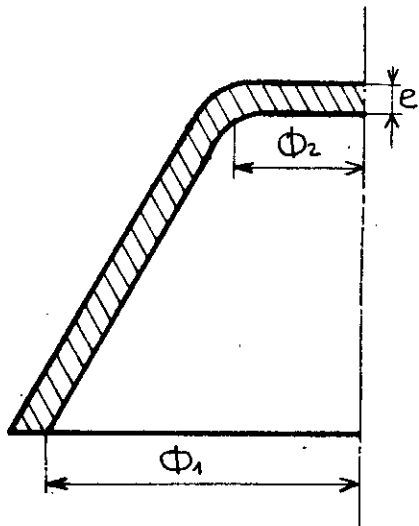
La formation et l'importance des PLIS est également en rapport avec l'épaisseur du métal, car un métal mince se plisse plus facilement qu'un

métal épais

L'emboutissage d'une pièce tronconique s'obtient facilement si les deux conditions suivantes sont satisfaites.

$$* \frac{\Phi_1 - \Phi_2}{2} < 10e$$

$$* \alpha > 80^\circ$$



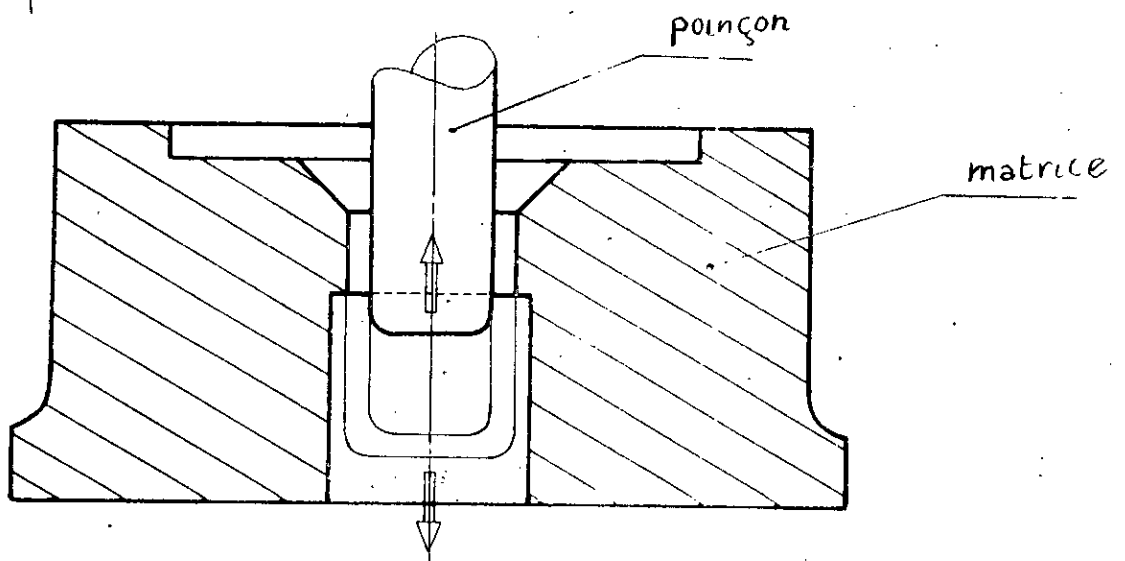
Dans tous les autres cas les emboutis coniques sont réalisés en plusieurs passes aboutissant d'une ébauche constituée de cylindres étagés qui ensuite conformée en tronc de cône.

L'emboutissage avec les outils de première passe est réalisé en portant du Flan en introduisant un coefficient de réduction K .

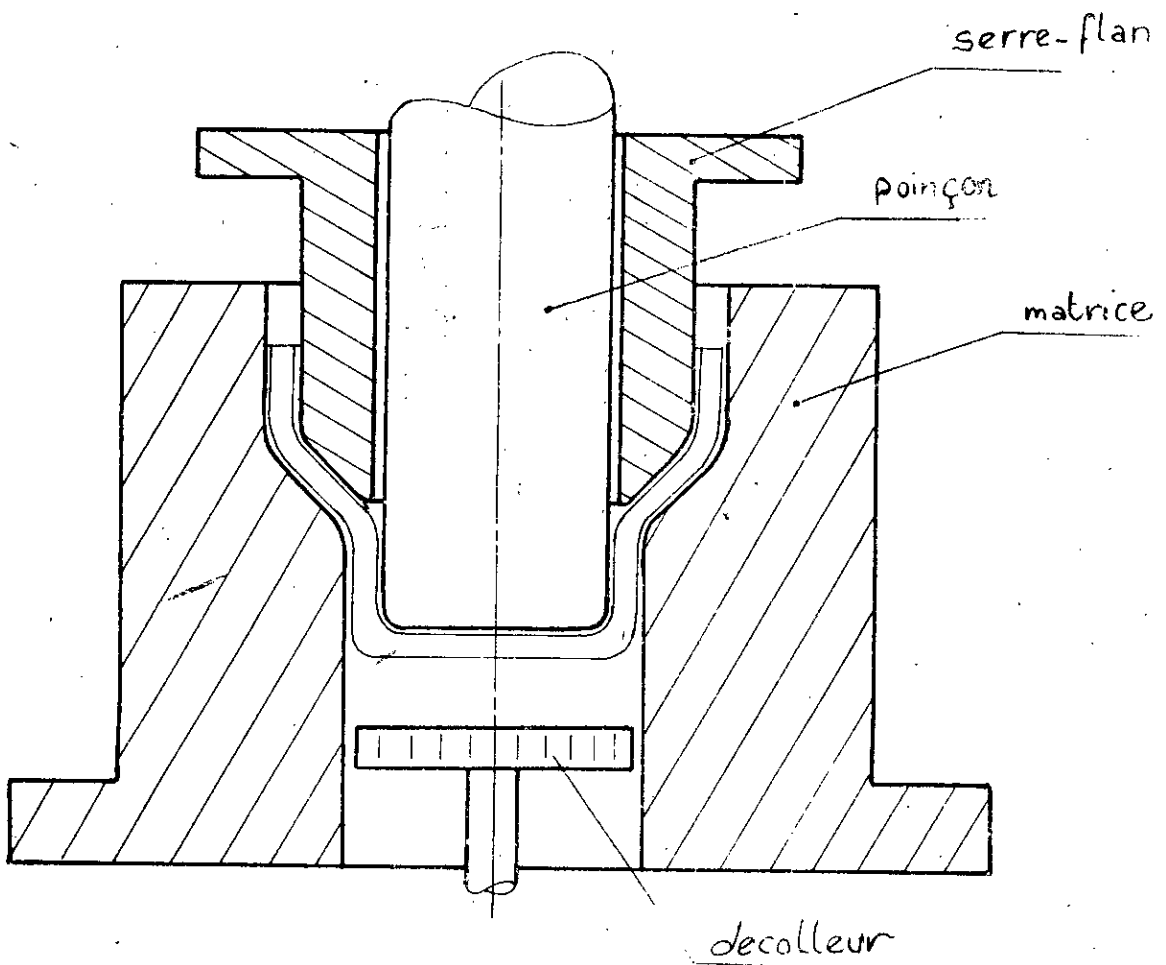
Si D est le diamètre du Flan, le diamètre du premier embouti (première passe) est $d_1 = K.D$.

Le coefficient de réduction K dépend de la nature du métal et

de son épaisseur.

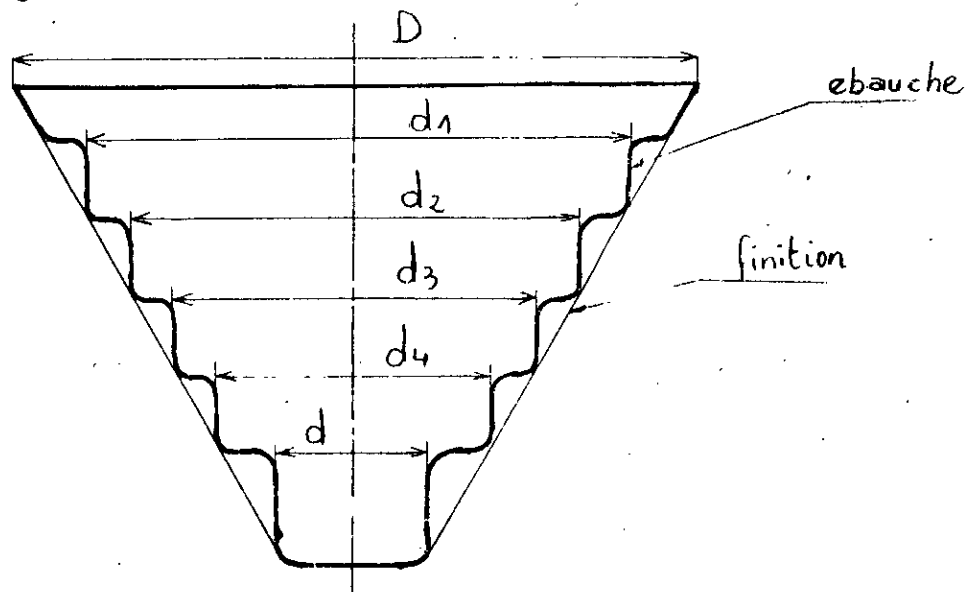


Pour l'embouissage des passes suivantes, on utilise des outils de réembouissage.



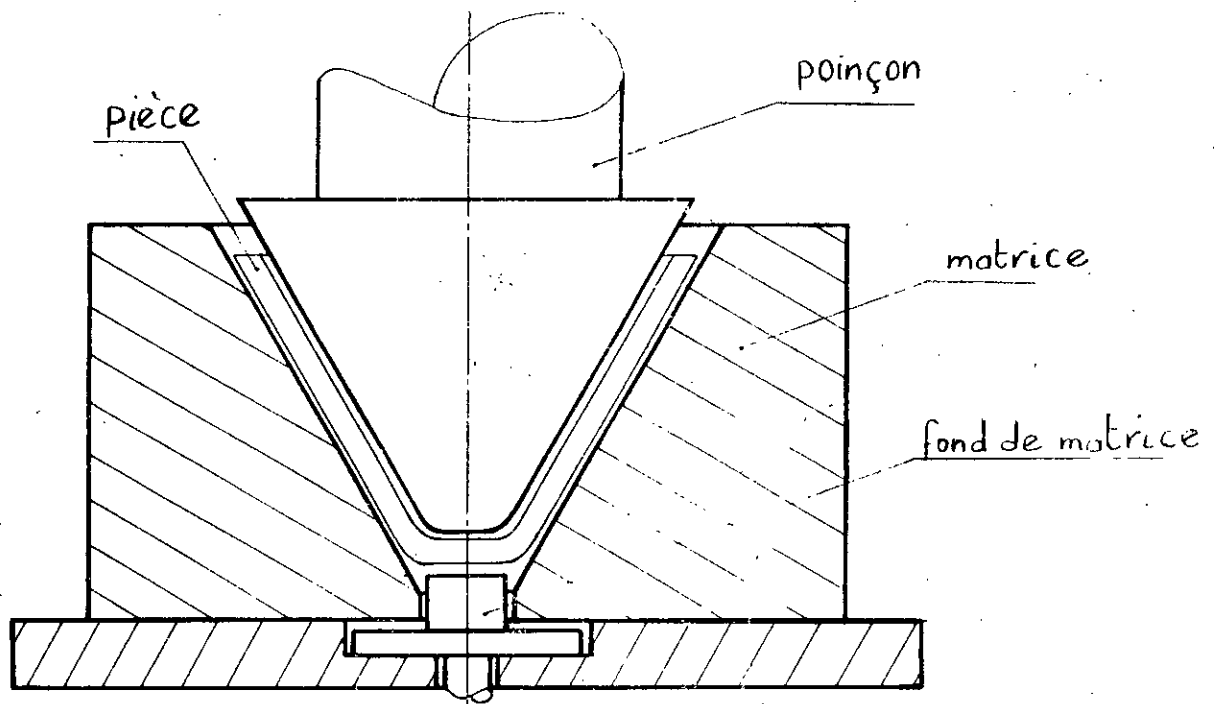
Dans les opérations de reemboutissage, le serre-flan est de forme tubulaire et placé à l'intérieur de la pièce préalablement emboutie.

On obtient ainsi après plusieurs passes, une ébauche d'emboutis cylindriques étagés.



Calibrage

C'est une opération finale pour obtenir la pièce tronconique, elle est réalisée dans un outil de calibrage, constituée d'une matrice et d'un poinçon correspondant à la forme et aux côtes désirées.



1.2_Avantages du Procédé par Emboutissage

1_ Haute productivité

L'outillage d'exécution une fois réalisé est mis au point, il suffira d'une main d'œuvre de qualité ordinaire pour assurer le fonctionnement et l'alimentation des presses

2_ Caractéristiques mécaniques élevées.

L'écroutissage résultant d'une déformation à froid donne au métal des caractéristiques supérieures à ses caractéristiques d'origine (augmentation de la charge de rupture, de la limite élastique et de la dureté).

3_ L'aspect lisse est la propriété facile à obtenir des surfaces embouties par conséquent le coût des opérations de finitions est diminué.

1.3_ Inconvénients

- 1- Le nombre élevé d'opération augmente le prix de revient global de la pièce et le temps total d'exécution.
- 2- Nécessite généralement des machines (presse) et un outillage très coûteux.
- 3- Pour l'exécution des tôles de fortes épaisseurs, on pratique un chauffage des tôles (emboutissage à froid).

2. Technologie de fabrication par repoussage

2.1. Principe et définition

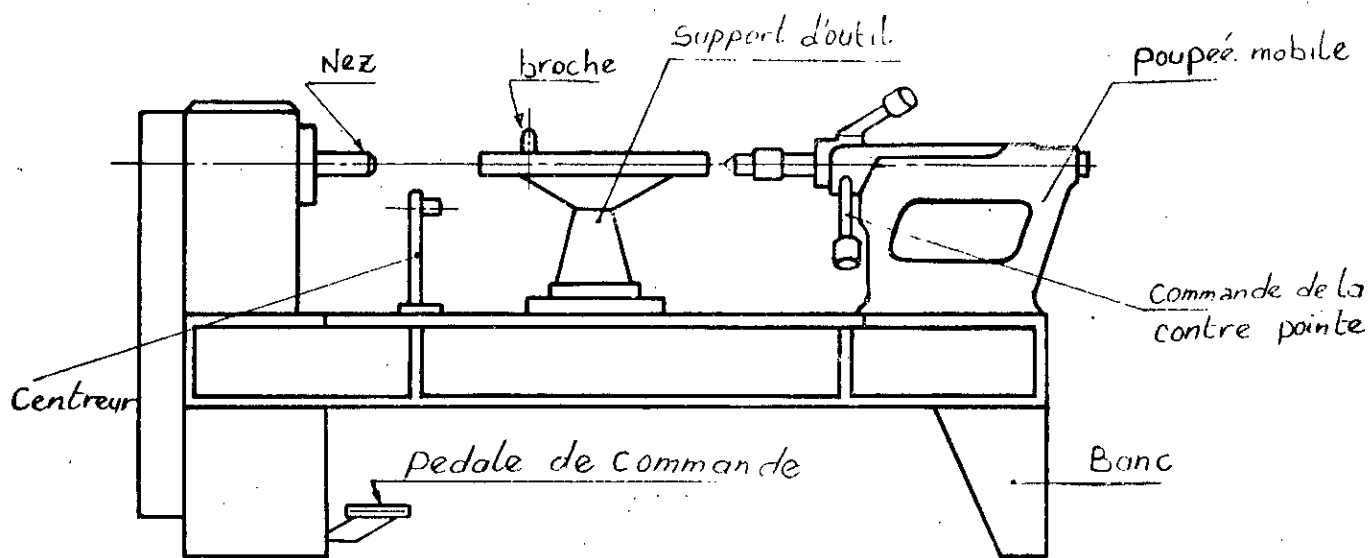
C'est une méthode de formage des pièces par déformation plastique, le repoussage est exécuté à froid ou à chaud et est réservé d'une manière générale aux pièces de révolutions.

Le flan est placé sur un modèle appelé Mandrin, fixé sur la poupée fixe d'un tour.

Un outil maintenu est dirigé par un ouvrier "repousseur" exerce une pression et se déplace sur le métal pour lui faire épouser progressivement la forme du Mandrin.

- les Tours

Il sont plus ou moins perfectionnés. Le plus simple est un tour en l'air, sur le banc duquel est monté un support d'outil orientable dans tous les sens. Ce support est percé de plusieurs trous servant de logement à une broche sur laquelle prend appui l'outil, tenu par le repousseur.



- schéma d'un tour à repousser -

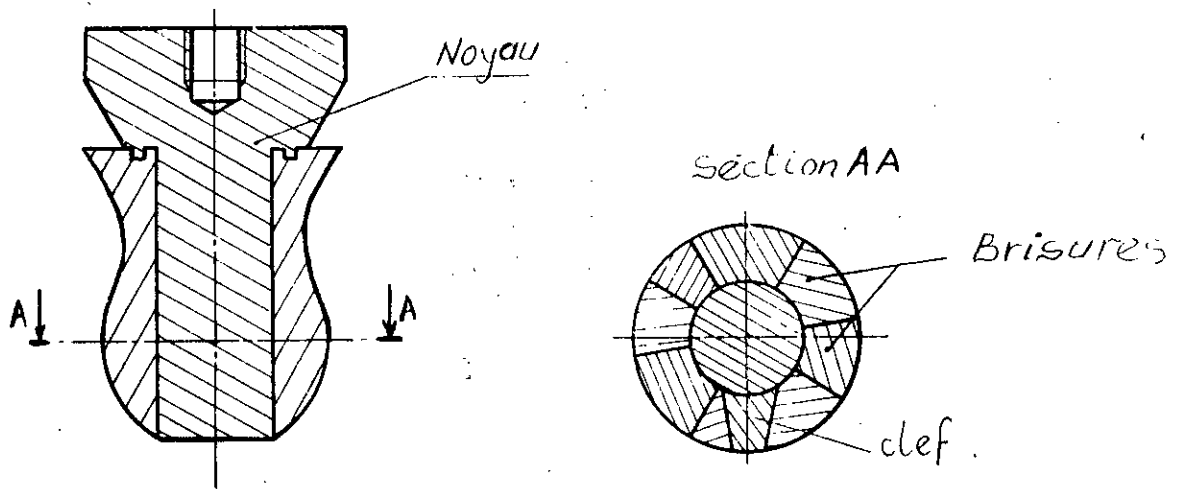
- le Mandrin

C'est la forme sur laquelle le métal est repoussé ; il est monté sur le nez d'un tour. Un variateur de vitesse permet de choisir la vitesse de rotation convenable.

Le mandrin peut être exécuté en bois dur, il est généralement exécuté en Acier, il est plus coûteux, mais très employé pour les travaux de série.

Pour repousser une pièce dont l'ouverture n'est pas au moins égale à toutes autres sections où une pièce présentant une partie étranglée, on utilise

un mandrin brisé exécuté en plusieurs morceaux démontables.

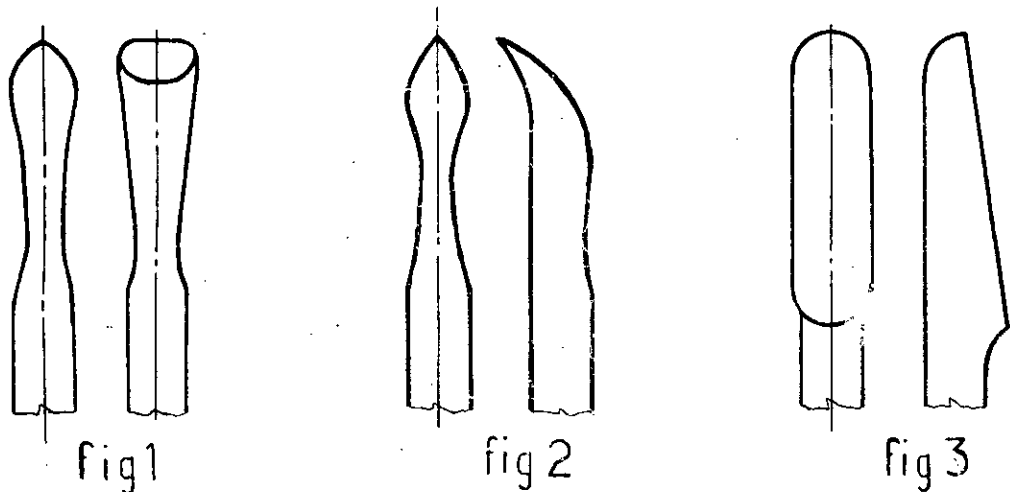


Les briseurs sont disposés en couronne autour d'un noyau central qui maintient l'ensemble. L'un des briseurs, appelé clef à sa grande base à l'inverse des autres briseurs.

les Outils Utilisés pour le Repoussage

le Brunissoir

Outil principal du repousseur. Sa partie active est de section oblongue. Il sert à former la pièce en poussant sur le métal pour l'obliger à épouser progressivement la forme du Mandrin (fig 1).



.la Cuillère Ronde Cintrée

Elle sert à former des gorges ou des parties étroites là où le brunissoir ne peut pas être utilisé (fig2).

.la Cuillère Plate

Elle présente une face plane et une face ronde. Elle peut servir pour le repoussage, en utilisant sa face ronde, mais elle sert surtout à dresser les faces, à lisser et polir en utilisant sa face plane (fig3).

.Les Molettes à repousser

Elles sont de formes diverses et remplacent les Brunissoirs et les cuillères, elles offrent l'avantage de moins échauffer le métal (réduction du frottement entre l'outil et le métal).

2.2. Exécution d'une pièce tronconique

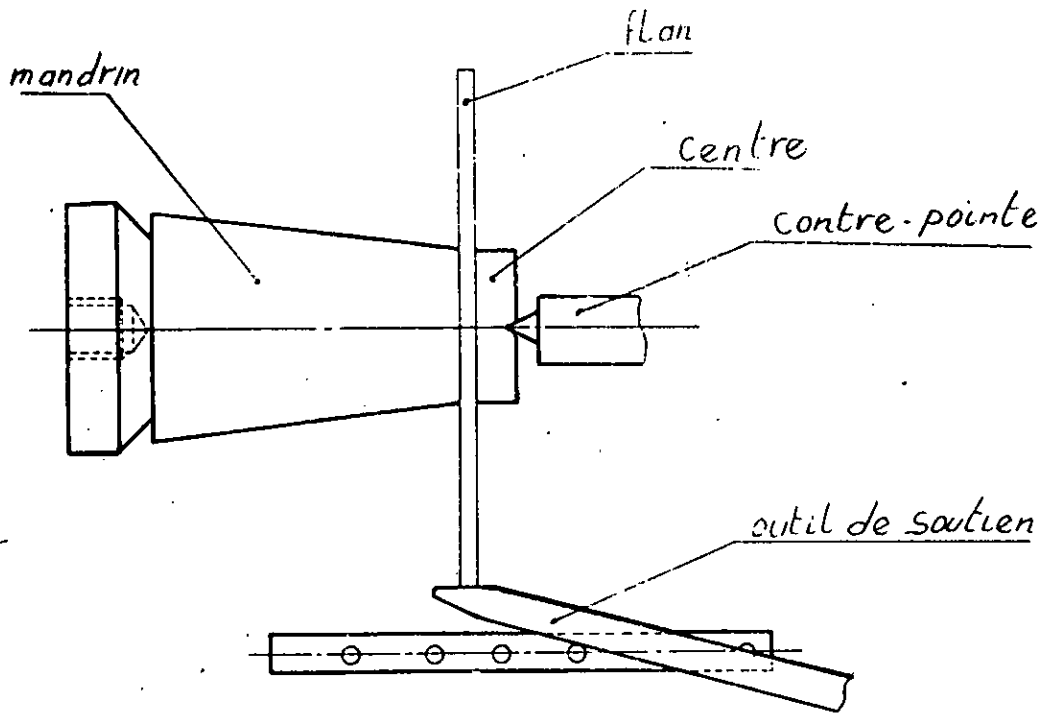
Les différentes étapes à suivre pour repousser une pièce tronconique sont les suivantes

1. Centrage du Flan.

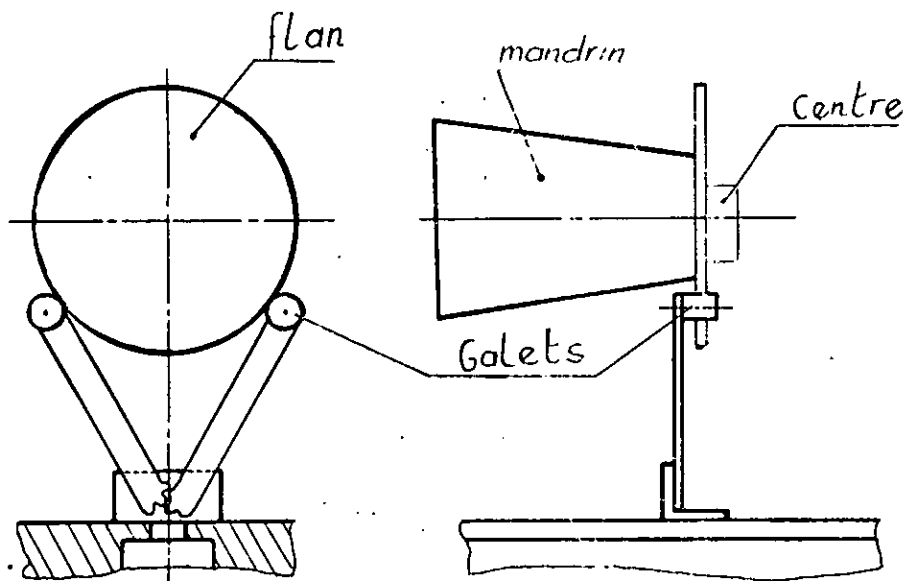
a) Le flan est d'abord serré légèrement entre le mandrin et le centre. Le tour est mis en marche et entraîne l'ensemble.

Le repousseur utilise l'outil à souder comme un levier ayant pour point d'appui la broche placée dans un trou du support d'outil.

Lorsque le Flan tourne sans "Faux rond", on serre la contre-pointe.



b) Pour les travaux en série, le centrage du Flan est effectué rapidement à l'aide d'un centreur monté sur le banc.

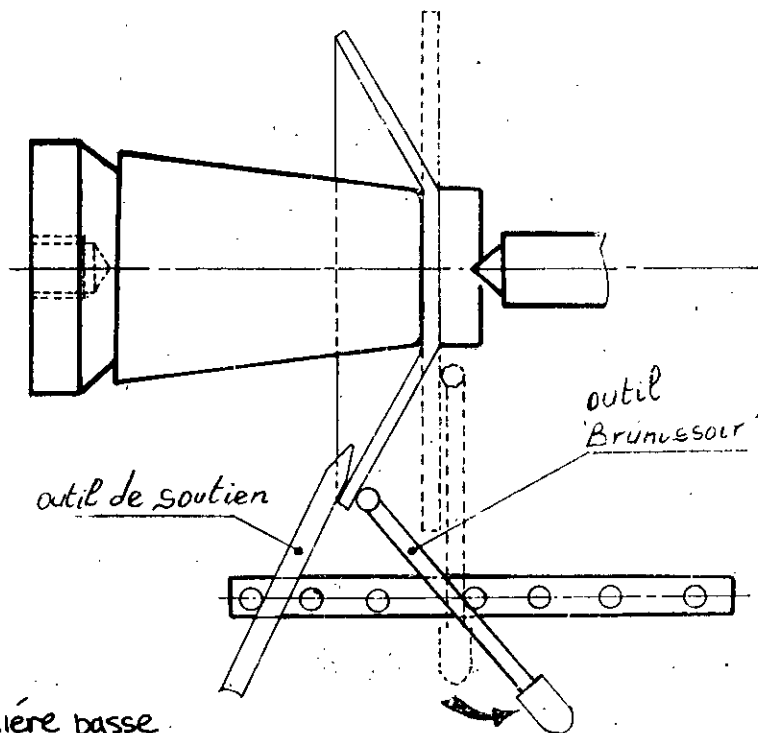


2. Graissage de la face externe du flan

3. Repoussage

a) Position de départ.

Le brunissoir, tenu dans la main droite, prend appui sur le côté gauche de la broche et attaque le flan près du fond ; l'outil à soutenir est placé sur la face intérieure du flan, son utilité est d'éviter la formation de plis.



b) Première passe.

Le brunissoir est déplacé de la droite vers la gauche, c'est-à-dire du fond vers le bord en exerçant une pression du début à la fin de la passe. Après chaque passe, le métal adhère au mandrin sur une surface de plus en plus importante à partir du fond (fig 1)

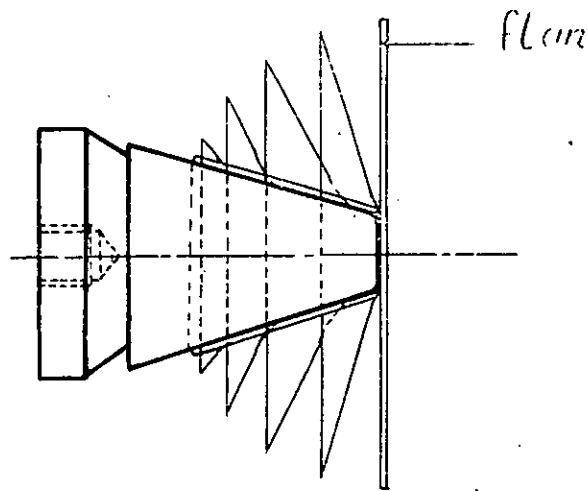


fig 1: différentes passes obtenues par repoussage

4- Lissage et finition

Il s'effectue avec la cuillère plate qu'on déplace du fond vers le bord en exerçant une légère pression.

2.3- Avantages du Procédé par Repoussage

- 1- L'outillage est 3 à 5 fois moins cher que pour l'emboutissage
- 2- Grandes variétés de fabrications
- 3- Exécution de certaines pièces qu'on ne peut pas réaliser par emboutissage.
- 4- Economie de la matière du moment qu'il n'y a pas formation de

Copeaux.

2.4- Inconvénients

- Pour les travaux de grande série, le temps d'exécution augmente
- Nécessité d'un ouvrier qualifié.

3. Technologie de fabrication par fluotournage

3.1. Principe et définition

Le fluotournage est un procédé de formage des pièces de révolution à génératrices droites ou courbées, généralement exécutées à froid.

Le fluotournage se pratique sur des tours semblables aux tours à repousser modernes : commandes hydrauliques et automatiques ; la vitesse de rotation de la broche est réglable en marche.

Certains tours peuvent-êtres utilisés pour le repoussage et pour le fluotournage.

Le fluotournage se différencie essentiellement du repoussage au tour par le fait qu'il est réalisé par augmentation de surface, donc diminution de l'épaisseur, alors que le repoussage conserve la surface et l'épaisseur initiales.

La pièce fluotournée est obtenue en soumettant à une forte pression une ébauche animée d'un mouvement de rotation. Cette opération effectuée à l'aide d'une ou de plusieurs molettes, est caractérisée par une grande vitesse de déformation dans une zone très localisée.

On distingue deux classes principales de fluotournage :

1. fluotournage de type conique à génératrice droite ou courbe
2. fluotournage de type cylindrique.

3.2 Principe du Flutournage conique à Génératrice droite

L'ébauche de départ est un flan circulaire. Le mandrin seul étant animé d'un mouvement de rotation, le déplacement d'une ou plusieurs molettes s'effectue parallèlement à une génératrice du mandrin et à une distance de celui-ci de telle manière que le diamètre de la pièce terminée soit égale à celui de l'ébauche d'origine. Le volume du métal restant est le même au cours du flutournage. Chaque cercle du flan d'origine devient un cercle de section droite du cône de même diamètre de base (fig 1).

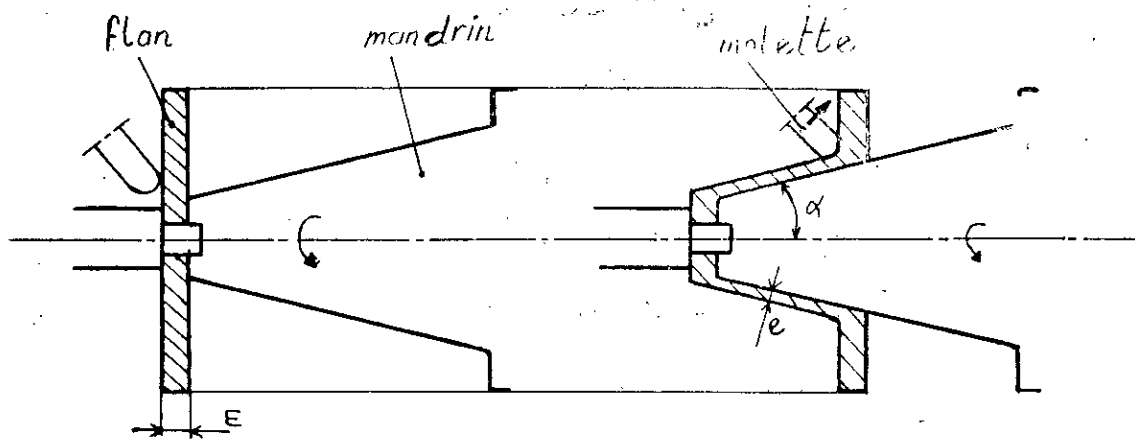


fig1: flutournage Conique à génératrice droite

Si E est l'épaisseur du flan ; e l'épaisseur de la pièce flutournée et α le demi-angle au sommet du cône ; on a :

$$e = E \cdot \sin \alpha.$$

3.3. Avantages du Procédé de Fabrication par Fluotournage

1. Réalisation de produits aux excellentes précisions dimensionnelles et d'états de surface d'un niveau tel qu'ils suppriment les usinages extérieurs.
2. Economie de matière : déformation à volume constant.
3. Elevation des caractéristiques mécaniques par écrouissage en fluotournage à froid.
4. Possibilité de réaliser de fortes réductions d'épaisseur (50 à 80%), ce qui diminue le nombre de passes nécessaires.

3.4. Inconvénient

La puissance de la machine limite les possibilités de déformation en forte épaisseur.

Les données qui m'ont été communiquées sont les suivantes :

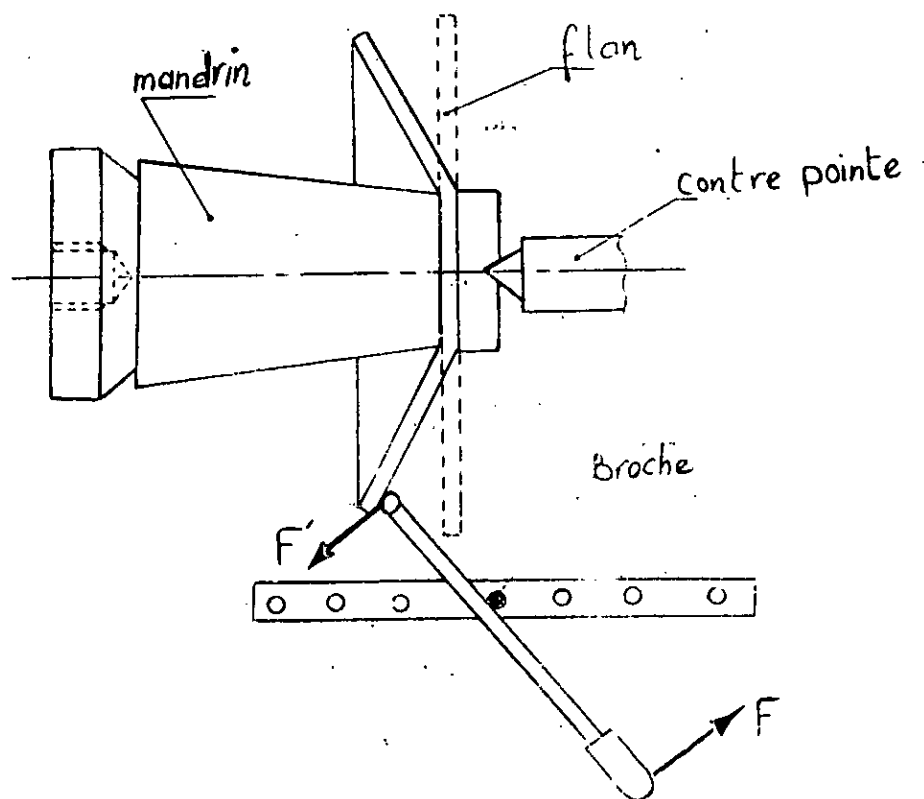
- Efforts manuel exercé sur l'outil $F = 12 \text{ dan}$
- Diamètre maximal du flan $\Phi_{\text{max}} = 600 \text{ mm}$.
- Vitesse de rotation maximale de l'arbre receveur $N = 1500 \text{ tr/min}$.
- Rapport de transmission $i_1 = 3,5$
 $i_2 = 4,5$
 $i_3 = 1$

IV Determination de la Puissance Recueillie

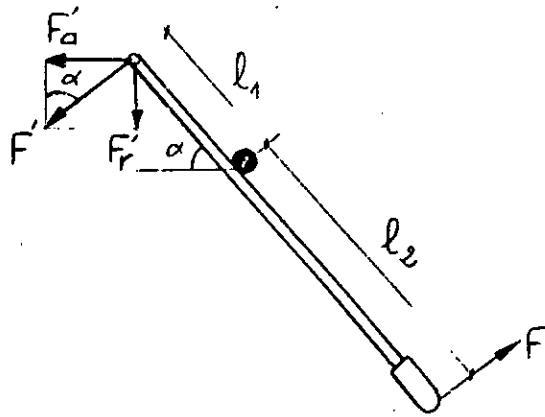
Sur l'Arbre Recepteur.

L'Effort manuel exercé sur l'outil de longueur l est $F = 120 \text{ N}$.

L'action de cet effort sur l'outil se traduit par un couple et l'extrémité de cet outil exerce une pression sur la pièce "flan" pour la déformer progressivement.



Isolons l'outil et faisons le bilan des forces.



On a $F \cdot l_2 = F' \cdot l_1$

d'où $F' = F \cdot \frac{l_2}{l_1}$ (1)

Pour le calcul des efforts exercés par l'outil sur le flan pendant la déformation, considérons le cas le plus défavorable.

D'après l'expression (1), nous remarquons que l'effort F' exercé par l'outil sur le flan lors de déformation est proportionnel à l'effort manuel F d'une part, d'autre part au rapport l_2/l_1 .

Pour des raisons d'encombrement, et surtout pour rendre facile la tâche à l'opérateur, nous adoptons un rapport $\frac{l_2}{l_1} = 2$.

l'effort F' se décompose en deux efforts qui sont :

F'_a : Effort axial

F'_r : Effort radial

$$F'_a = F' \cdot \sin \alpha \quad \text{et} \quad F' = 2F$$

$$F'_a = 2F \cdot \sin \alpha$$

$$F'_r = F' \cdot \cos \alpha \quad \text{et} \quad F' = 2F$$

$$F'_r = 2F \cdot \cos \alpha$$

Le couple résistant sur l'arbre est :

$$C_r = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

avec F_t : Effort tangentiel

d : Diamètre du flan.

$$F_t = F'_a \cdot f$$

f : Coefficient de frottement entre l'outil et la pièce

La puissance recueillie sur l'arbre :

$$P = C_r \cdot W = C_r \cdot \frac{2\pi \cdot N}{60}$$

N : Vitesse de rotation de l'arbre

$$(1) \Rightarrow C_r = 2F \cdot \sin \alpha \cdot C_f \cdot \frac{d}{2}$$

d'où :

$$P = 2F \cdot C_f \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot N}{60} \cdot \sin \alpha$$

P est maximale quand $\sin \alpha = 1$, Donc $\alpha = \pi/2$.

$$\text{D'où : } P = 2 F \cdot f \cdot \frac{\pi d N}{60}$$

$$F = 120 \text{ N}$$

$$d = 600 \text{ mm}$$

$$N = 1500 \text{ tr/min}$$

Le coefficient de frottement métal sur métal est pris dans l'intervalle

$$f = 0,15 \div 0,25$$

$f_{\text{moy}} = 0,2$, en considérant une valeur moyenne.

Application Numérique :

$$\text{Nous obtenons : } P = 2 \cdot 120 \cdot 0,2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,6 \cdot 1500}{60} \cdot 10^{-3}$$

La puissance recueillie sur l'arbre receveur

$$P = 2,26 \text{ kW.}$$

1. Détermination de la Puissance du Moteur.

Cette machine sera équipée d'un moteur électrique pour lequel il faudra déduire la puissance. Celle-ci doit vaincre la puissance absorbée par l'arbre receveur, les frottements dans les paliers, et la transmission par courroie.

Les puissances perdues au cours de la transmission peuvent-êtres traduites par des rendements.

a. Rendement dans les Paliers.

Etant donné que le guidage de l'arbre receptrer sera assuré par des paliers et que ces derniers ne sont pas lisses, le rendement des paliers à roulements va être élevé.

Généralement sa valeur moyenne ne dépasse pas 0,97.

$$\eta_p = 0,97$$

b. Rendement du Variateur de Vitesse

L'emploi de la courroie trapézoïdale est beaucoup plus avantageux que celui de la courroie plate par suite de sa grande surface de contact avec la gorge de la poulie et plus exactement avec les flasques des poulies. Par conséquent, le rendement de cette transmission est meilleur que celui de la transmission par courroie plate.

Sa valeur est de 0,96.

$$\eta_v = 0,96$$

c. Rendement Global

L'expression du rendement global est donné par :

$$\eta_g = \eta_p \cdot \eta_v = 0,97 \cdot 0,96$$

$$\eta_g = 0,93$$

La puissance du moteur est donnée par la relation :

$$P_M = \frac{P}{\eta_g} = \frac{2,26}{0,93}$$

Ce qui donne :

$$P_M = 2,43 \text{ kW}$$

On adopte un moteur électrique de puissance supérieure à 2,43 kW pour assurer le bon fonctionnement de la machine .

• Caractéristiques techniques du moteur électrique :

$$P = 3 \text{ kW}$$

$$N = 1440 \text{ tr/min}$$

2. Choix du Variateur de Vitesse.

Du fait que ce tour travaille en série et n'exige pas un changement de vitesse continuels au cours du travail, nous avons choisi un variateur de vitesse à poulies multi-étageés .

Le variateur de vitesse se compose de 3 groupes principaux :

- Le moteur électrique
- La transmission par courroie (Poulie - Courroie)
- Le mécanisme de réglage de la vitesse de sortie .

Nous avons choisi une transmission par courroie du fait que cette dernière est plus avantageuse que la transmission par chaîne .

Parmi les avantages qu'elle présente, nous citons :

- La disponibilité des courroies sur le marché intérieur
- Ne nécessite pas autant d'organes auxiliaires qu'une transmission par chaînes (tels que les tendeurs)
- Coût relativement faible par rapport à une transmission par chaîne
- Moins de bruit
- Usinage facile des poulies.

2.1. Principe de Fonctionnement.

Le changement de vitesse se fait à l'arrêt du moteur, celui-ci étant lié au bâti de la machine par une liaison complète démontable.

Le changement de vitesse s'effectue par le déplacement de la courroie d'un étage à un autre.

2.2 Diamètre Maximum du Flan.

Le diamètre maximum qui pourra recevoir le tour, dépend de la hauteur de pointe.

La hauteur de pointe est définie comme étant la distance de l'axe de l'arbre receveur jusqu'au banc sur lequel glisse la contre pointe.

Dans notre cas, le diamètre maximum du flan est imposé

$\Phi_{ex} = 600 \text{ mm}$, et la hauteur de pointe sera déterminée

D'après le catalogue des constructeurs de tours à repousser, on choisie une hauteur de pointe de 320 mm.

2.3 Choix du Métal à façonner

Le tour sera pour la plupart du temps, destiné à façonner des métaux (des toles) qui ont une bonne aptitude au fluage, tel que le cuivre.

V Calcul de la Transmission par Courroie

1. Dimensionnement de la Courroie et des Poulies

1.1 Choix du type de Courroie

Dans ce type de variateur à poulies étagées, l'utilisation de courroie trapézoïdale est meilleure que celle des courroies plates vue leur adhérence et leur capacité de traction élevée.

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

C'est grâce aux avantages que la courroie trapézoïdale présente, que son usage est fréquent.

Ces Avantages sont:

- Encombrement réduit
- Meilleur rendement
- Sécurité de marche.

1.2 Dimensionnement de la Courroie.

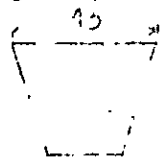
La puissance à transmettre est de 3 kW.

Le tableau (1.1), nous donne la section de la courroie trapézoïdale en fonction de la puissance à transmettre et de la vitesse de rotation de la petite poulie.

Dans notre cas, $P = 3 \text{ kW}$, on choisit une section de 13x8

(Tableau 1.1)

Sa désignation est A , fig (:)



Données sur le Variateur.

$$i_1 = 4,5$$

$$i_2 = 1,5 \quad \text{avec } i = \frac{D_R}{d_m} = \frac{N_m}{N_R}$$

$$i_3 = 1$$

i : rapport de la transmission et les indices 1,2,3 correspondent respectivement aux étages 1,2,3.

1.3 Détermination des Vitesses de Rotation de l'Arbre Recepteur

1^{er} Etage : $i_1 = 4,5$

$$i_1 = \frac{N_m}{N_{R_1}} \Rightarrow N_{R_1} = \frac{N_m}{i_1} = \frac{1440}{4,5} = 320 \text{ tr/min}$$

$$N_{R_1} = 320 \text{ tr/min}$$

2^{ème} Etage : $i_2 = 1,5$

$$i_2 = \frac{N_m}{N_{R_2}} \Rightarrow N_{R_2} = \frac{N_m}{i_2} = \frac{1440}{1,5} = 960 \text{ tr/min}$$

$$N_{R_2} = 960 \text{ tr/min}$$

- 3^{ème} Etage: $i_3 = 4$.

$$i_3 = \frac{N_m}{N_{R_3}} \Rightarrow N_m = N_{R_3} = 1440 \text{ tr/min}$$
$$N_{R_3} = 1440 \text{ tr/min}$$

1.4. Dimensionnement des Poulies.

La longueur de la courroie est donnée par la formule

$$L = 2 \delta + \frac{\pi}{2} (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4 \delta}$$

L: Longueur primitive de la courroie

D: Diamètre de la poulie receptrice

d: Diamètre de la poulie motrice

δ : l'entraxe.

Pour le bon déroulement ou fonctionnement du variateur de vitesse, on a été amené à conserver la longueur de la courroie puisque c'est la même courroie qu'on fait déplacer d'un étage à un autre.

1^{er} Etage:
$$L_1 = 2 \delta + \frac{\pi}{2} (D_1+d_1) + \frac{(D_1-d_1)^2}{4 \delta}$$

$$i_1 = \frac{D_1}{d_1}$$

2^{ème} Etage:
$$L_2 = 2 \delta + \frac{\pi}{2} (D_2+d_2) + \frac{(D_2-d_2)^2}{4 \delta}$$

$$i_2 = \frac{D_2}{d_2}$$

3^{ème} Etage:

$$L_3 = 2b + \frac{\pi}{2} (D_3 + d_3) + \frac{(D_3 - d_3)^2}{4b}$$

$$i_3 = \frac{D_3}{d_3}$$

$$L_1 = L_2 = L_3 = L \Rightarrow L_1 - 2b = L_2 - 2b = L_3 - 2b = L - 2b \quad (1)$$

$$(1) \Rightarrow \frac{\pi}{2} (D_1 + d_1) + \frac{(D_1 - d_1)^2}{4b} = \frac{\pi}{2} (D_2 + d_2) + \frac{(D_2 - d_2)^2}{4b} = \frac{\pi}{2} (D_3 + d_3) + \frac{(D_3 - d_3)^2}{4b} = L - 2b$$

En fonction des rapports de transmission i_1, i_2, i_3

$$L - 2b = \frac{\pi}{2} (i_1 + 1) d_1 + \frac{(i_1 - 1)^2}{4b} d_1^2 = \frac{\pi}{2} (i_2 + 1) d_2 + \frac{(i_2 - 1)^2}{4b} d_2^2$$

$$= \frac{\pi}{2} (i_3 + 1) d_3 + \frac{(i_3 - 1)^2}{4b} d_3^2$$

L'entraxe idéal, pour une transmission par courroies trapézoïdales est compris entre 1 et 1,5 fois le diamètre de la grande poulie.

Pour une bonne tenue des courroies, il est recommandé de considérer les valeurs indiquées sur le tableau (":")

Courroie	13x8	17x11	22x14	32x19	38x25
Entraxe idéal	500 à 850	800 à 1600	1300 à 2500	2000 à 3500	2500 à 4000

On adopte un entraxe ϕ de 600 mm et une longueur normalisée de la courroie

$$L = 1756 \text{ mm.}$$

L'équation relative au 1^{er} étage nous donne :

$$L - 2\phi = \frac{\pi}{2}(i_1 + 1)d_1 + \frac{(i_1 - 1)^2}{4\phi} \cdot d_1^2$$

$$\text{Ou } 5,104 \cdot 10^{-3} d_1^2 + 8,639 d_1 - 556 = 0$$

On obtient : $d_1 = 62 \text{ mm}$, donc $D_1 = 280 \text{ mm}$

L'équation relative au 2^{ème} étage nous donne :

$$L - 2\phi = \frac{\pi}{2}(i_2 + 1)d_2 + \frac{(i_2 - 1)^2}{4\phi} \cdot d_2^2$$

$$\text{Ou : } 1,042 \cdot 10^{-4} d_2^2 + 3,927 d_2 - 556 = 0$$

On obtient : $d_2 = 141$, donc $D_2 = 212$

L'équation relative au 3^{ème} étage , nous donne :

$$L - 2\phi = \pi \cdot d_3$$

On obtient $d_3 = 177$, donc $D_3 = 177$.

1.5 Phénomène de Glissement.

L'organe de traction d'une transmission par courroie est caractérisée par une flexibilité élastique, ce qui entraîne un glissement inévitable, là où 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 une vitesse V_1 et la quitte avec une vitesse V_2 . Ce glissement résulte de l'élasticité de la courroie.

1.6 Arc Embrassé

On fait le calcul de l'arc embrassé qui va nous servir pour le calcul des efforts.

L'arc embrassé est donné par la formule:

$$\alpha = 180 - \frac{D-d}{b} \cdot 57$$

D : Diamètre de la poulie menée

d : Diamètre de la poulie menante.

α : arc embrassé exprimé en degrés

1^{er} Etage:

$$D_1 = 280 \quad d_1 = 62$$

$$\alpha_1 = 180 - \frac{(280-62)}{600} \cdot 57$$

$$\alpha_1 = 159,29^\circ \quad \text{Soit } \alpha_1 = 2,780 \text{ rd}$$

2^{ème} Etage:

$$D_2 = 212 \quad d_2 = 141$$

$$\alpha_2 = 180 - \frac{(212 - 141)}{600} \cdot 57$$

$$\alpha_2 = 173,25 \quad \text{Soit } \alpha_2 = 3,024 \text{ rd.}$$

3^{ème} Etage:

$$D_3 = d_3 = 177$$

$$\alpha_3 = 180^\circ \quad \text{Soit } \alpha = \pi \text{ rd.}$$

17 Vitesse Périphérique.

Le moteur ayant une vitesse de rotation nominale

$$N_{\text{nom}} = N = 1440 \text{ tr/min}$$

Son diamètre étant lié à une poulie à 3 étages qui a un diamètre minimum $d_1 = 62$ et un diamètre maximum $d_3 = 177$.

La vitesse périphérique est donnée par:

$$v = \frac{\pi d N}{60 \cdot 10^3}$$

v : en m/s ;

d : en mm ;

N : en tr/min .

La vitesse maximale d'utilisation pour courroie trapézoïdale 13X8 est donnée par le tableau des courroies "TEXROPE" (voir tableau)

on tire : $v_{\text{max d'utilisation}} = 35 \text{ m/s}$

Pour le bon fonctionnement de la transmission, on ne doit pas dépasser cette

Dans notre cas, la vitesse maximale de la courroie est de :

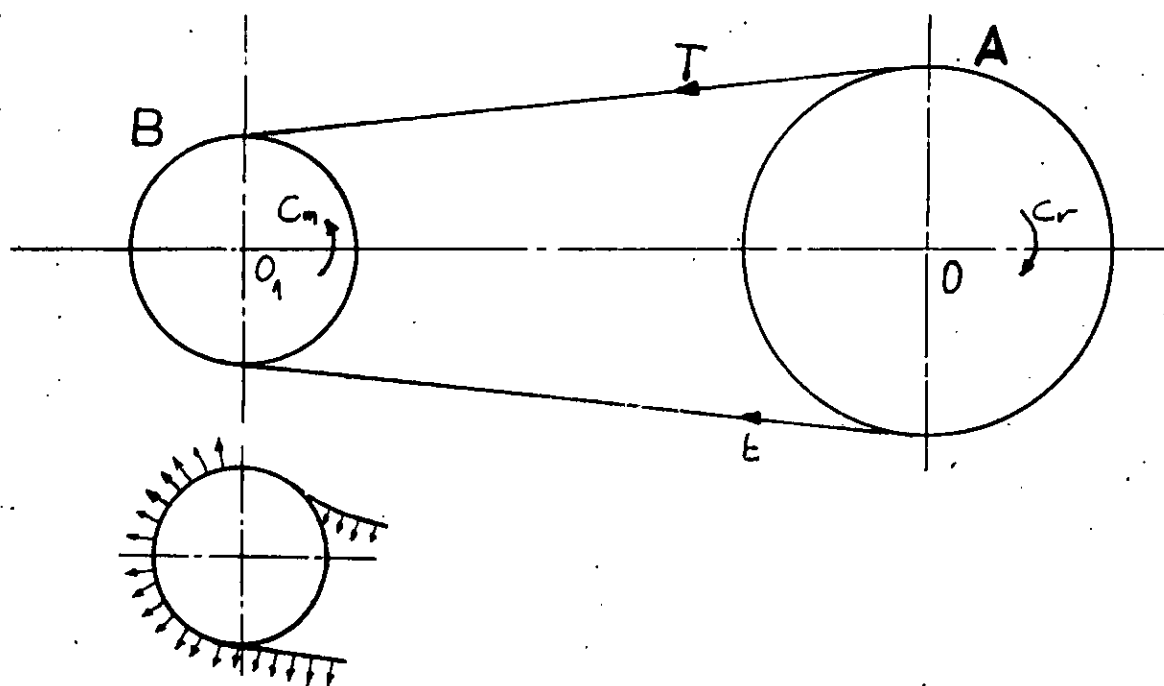
$$v = \frac{\pi d_s N}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 177 \cdot 1110}{60 \cdot 10^3} = 13,345 \text{ m/s} < 35 \text{ m/s}.$$

Tout va bien.

2 Efforts Agissants sur la Courroie

a. Pendant le Fonctionnement.

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



T : tension du brin tendu dans la poulie

t : tension du brin mou dans la poulie

T' : tension due à la force centrifuge

b. Pendant le Repos

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

2.1 Efforts Peripheriques

1^{er} Etage:

- Sur la poulie motrice ($d_1 = 62$)

$$F_1 = \frac{P}{v_1} = \frac{60P}{\pi d_1 N} \quad N = 1440 \text{ tr/min}$$

$$F_1 = \frac{60 \cdot 3000}{\pi \cdot 62 \cdot 1440 \cdot 10^{-3}} = 641,753 \text{ N}$$

- Sur la poulie receptrice ($D_1 = 280$)

$$F'_1 = \eta \cdot F_1 \quad \text{où } \eta: \text{rendement de la transmission}$$

$$\eta = 0,96$$

$$F'_1 = 0,96 \cdot 641,753 = 616,08 \text{ N}$$

$$F'_1 = 616,08 \text{ N}$$

2^{eme} Etage:

- Sur la poulie motrice ($d_2 = 141$)

$$F_2 = \frac{P}{v_2} = \frac{60P}{\pi d_2 N} \quad N = 1440 \text{ tr/min}$$

$$F_2 = \frac{60 \cdot 3000}{\pi \cdot 141 \cdot 1440 \cdot 10^{-3}} = 282,19 \text{ N}$$

- Sur la poulie receptrice ($D_2 = 212$)

$$F'_2 = \eta \cdot F_2 = 0,96 \cdot 282,19$$

$$F'_2 = 270,90 \text{ N}$$

3^{eme} Etage:

- Sur la poulie motrice ($d_3 = 177$)

$$F_3 = \frac{P}{v_3} = \frac{60P}{\pi d_3 N} \quad N = 1440 \text{ tr/min}$$

$$F_3 = \frac{60.3000}{\pi.177.1440.10^{-3}} = 224,79 \text{ N}$$

- Sur la poulie receptrice ($D_3 = 177$)

$$F_3' = \eta. F_3 = 0,96. 224,79$$

$$F_3' = 215,79 \text{ N}$$

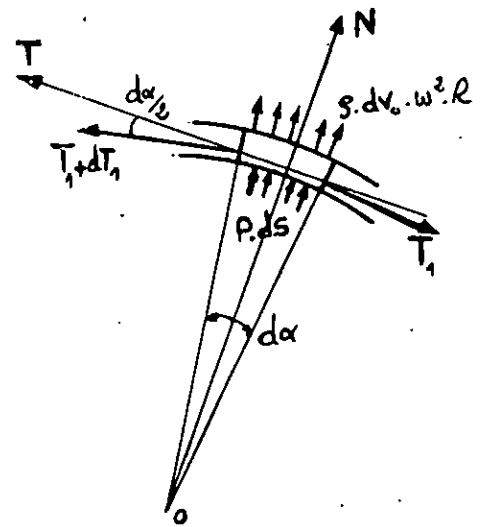
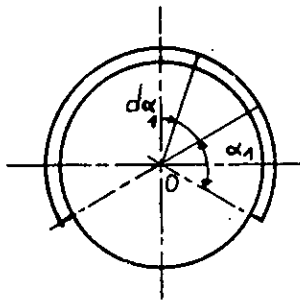
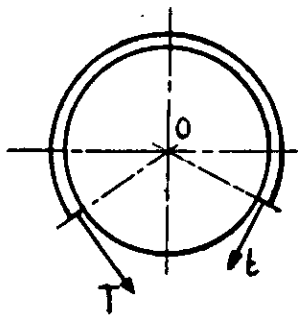
Remarque:

L'Arbre receptrice est beaucoup plus sollicité lorsque la Courroie se trouve dans le 1^{er} Etage, Car l'effort périphérique F_1' est maximum.

$$F_1' = 616,08 \text{ N}$$

Relation entre les tensions T et t sur la poulie

Isolons la poulie A et faisons le bilan des efforts suivants les axes perpendiculaires :



Soit g la masse volumique de la courroie.

dS : Un élément de la surface de contact

$dS = b \cdot R \cdot d\alpha$ (b , longueur de la courroie)

dV_0 : Un élément de volume de la courroie

$dV_0 = b \cdot R \cdot d\alpha \cdot e$ (e , épaisseur de la courroie)

P : pression variable en fonction de α (entre la courroie et la poulie).

Les actions intérieures à l'élément hachuré et les actions centrifuges donnent en projetant sur les axes N et T et en ne tenant pas compte des infiniments petits d'ordre supérieur.

Sur l'axe T

$$(T_1 + dT_1) \cos \frac{d\alpha}{2} - T_1 \cdot \cos \frac{d\alpha}{2} = P \cdot f \cdot R \cdot d\alpha \cdot b$$

$$dT_1 = P \cdot f \cdot R \cdot b \cdot d\alpha$$

(1)

Sur l'axe N

$$(T_1 + dT_1) \sin \frac{d\alpha}{2} + T_1 \sin \frac{d\alpha}{2} = p \cdot b \cdot R \cdot d\alpha + g \cdot b \cdot R^2 \cdot w^2 \cdot e \cdot d\alpha$$

$$T_1 = p \cdot b \cdot R + g \cdot b \cdot e \cdot w^2 \cdot R^2$$

$$\text{d'où: } T_1 - g \cdot b \cdot e \cdot w^2 \cdot R^2 = p \cdot b \cdot R \quad (2)$$

En faisant le rapport de (1) sur (2) et en Intégrant de 0 à α , on obtient:

$$\frac{T - g \cdot b \cdot e \cdot R^2 \cdot w^2}{t - g \cdot b \cdot e \cdot R^2 \cdot w^2} = e^{\int d\alpha}$$

$$\text{Ou bien: } (T - g \cdot b \cdot e \cdot R^2 \cdot w^2) = (t - g \cdot b \cdot e \cdot R^2 \cdot w^2) \cdot e^{\int d\alpha}$$

2.3 Calcul de Résistance.

• Contrainte de traction

$$\sigma_t = \frac{T}{S} \quad (S = b \cdot e)$$

• Contrainte d'incurvation

$$\sigma_i = \frac{E \cdot e}{2 \cdot R} \quad E: \text{Module d'élasticité Longitudinale}$$

La contrainte maximale doit être inférieure ou égale à la résistance pratique de la courroie, d'où:

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_i \ll R_p$$

$$\text{ou bien } \frac{T}{S} + \frac{E \cdot e}{2R} \ll R_p$$

2.4. Détermination du nombre de Courroie

La détermination du nombre de courroie peut se faire en se plaçant sur l'une ou l'autre des poulies.

$$T-t = \frac{\text{Couple sur l'axe de la poulie}}{\text{rayon de la poulie}}$$

$$T - g \cdot b \cdot e \cdot w^2 \cdot R^2 = (t - g \cdot b \cdot e \cdot w^2 \cdot R^2) \cdot e^{f\alpha}$$

R: Rayon de la poulie considéré et W, sa vitesse angulaire

α : Angle embrassé de cette poulie

f: Coefficient de frottement entre poulie et courroie

g: Masse volumique de la courroie

$$\frac{T}{b \cdot e} + \frac{E \cdot e}{R} \ll R_p$$

E: Module d'élasticité longitudinale

R_p : Résistance pratique à la traction de la courroie

On adopte un coefficient de sécurité $f = 0,3$

$$E = 400 \text{ daN/cm}^2$$

$$R_p = 80 \text{ daN/cm}^2$$

Si on se place sur la poulie receptrice:

$$D = 280, d = 62, \delta = 600$$

$$\alpha = 180 - \frac{(D-d)}{\delta} \cdot 57$$

d'où: $d = 3,503 \text{ rd}$

et $e^{fd} = 2,86$

On a:

$$\frac{T}{b \cdot e} + \frac{E \cdot e}{2R} = R_p \Rightarrow T = \left(R_p - \frac{E \cdot e}{2 \cdot R} \right) \cdot b \cdot e$$

avec $e = 8 \text{ mm}$, $b = 11 \text{ mm}$

$$T = \left(80 - \frac{400 \cdot 8}{2 \cdot 140} \right) \cdot 0,8 \cdot 1,1 = 603,4 \text{ N}$$

$$g \cdot b \cdot e \cdot \omega^2 \cdot R^2 = \frac{1,2 \cdot 10^{-6}}{10^3} \cdot 8 \cdot 11 \cdot (33,51)^2 \cdot (140)^2 = 2,324 \text{ N}$$

$$T - 2,324 = (t - 2,324) \cdot 2,86$$

d'où: $t = \frac{T - 2,324}{2,86} + 2,324$

$$t = 212,49 \text{ N}$$

Le couple que peut transmettre la courroie est:

$$C = (T - t)R = (603,4 - 212,49) \cdot 0,14$$

$$C = 54,8 \text{ N.m}$$

Or, le couple qui agit sur l'arbre receveur:

$$C' = \frac{\eta P}{\omega}$$

$$\eta = 0,96 \quad ; \quad P = 3000 \text{ W} \quad ; \quad \omega = 33,51 \text{ rd/s}$$

$$C' = \frac{0,96 \cdot 3000}{33,51} = 85,94 \text{ N.m}$$

par suite, le nombre de courroie qu'il faudra pour transmettre ce couple est :

$$n = \frac{C'}{C} = \frac{85,94}{54,8} = 1,56 \quad \text{Soit 2 Courroies}$$

Nombre de Passes

Le nombre de passages par seconde en un point de la courroie (fréquence de passage), est :

$$Z = \frac{1}{t} = \frac{v}{L}$$

L: Longueur de la courroie (m) = 1,756 m

v: Vitesse linéaire de la courroie : (m/s) = 13,345 m/s

Dans les courroies trapézoïdales, la fréquence de passage à retenir pour un fonctionnement satisfaisant doit être inférieur à 8 passes par seconde.

Dans notre cas :

$$Z = \frac{13,345}{1,756} = 7,59 \text{ passes/Seconde} < 8 \text{ passes/Seconde.}$$

3. Calcul des Tensions des Courroies

Le principe de calcul se base sur les formules de PONCELET et d'EULER.

Le calcul est très important, c'est sur sa base qu'on va dimensionner l'arbre receveur et les roulements.

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

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

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

T_1 : tension du brin tendu.

T_2 : tension du brin mou.

α : Arc embrassé

f : Coefficient de frottement entre Poulie - Courroie.

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

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

Une troisième relation :

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

$$T_1 - T_2 = F$$

Des relations (1), (2) et (3), on détermine les différentes tensions

T_1, T_2, T_0 comme suit :

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

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

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

Nous avons déjà calculé l'effort maximal sollicité par l'arbre receveur

$$F'_1 = 616,08 \text{ N}$$

Le plus intéressant c'est de calculer les tensions T'_1 et T'_2 qui sollicitent l'arbre receveur.

$$T'_1 = \frac{e^{f\alpha'}}{e^{f\alpha'} - 1} \cdot F'_1 \quad ; \quad T'_2 = \frac{1}{e^{f\alpha'} - 1} \cdot F'_1$$

Les diamètres de la poulie motrice et receptrice sont respectivement 62 et 280 mm.

On détermine l'arc embrassé α' par la formule

$$\alpha' = 180 - \frac{d_1 - D_1}{\delta} \cdot 57$$

$$\alpha' = 180 - \frac{62-280}{600} \cdot 57 = 200,71^\circ$$

Soit $\alpha' = 3,503$ rad.

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

$$T_1' = \frac{e^{(0,3 \times 3,503)}}{e^{(0,3 \times 3,503)} - 1} \cdot 616,08$$

$$T_2' = \frac{1}{e^{(0,3 \times 3,503)} - 1} \cdot 616,08$$

$$T_0 = \frac{e^{(0,3 \times 3,503)} + 1}{e^{(0,3 \times 3,503)} - 1} \cdot \frac{616,08}{2}$$

$$T_1' = 947,26 \text{ N}$$

$$T_2' = 331,18 \text{ N}$$

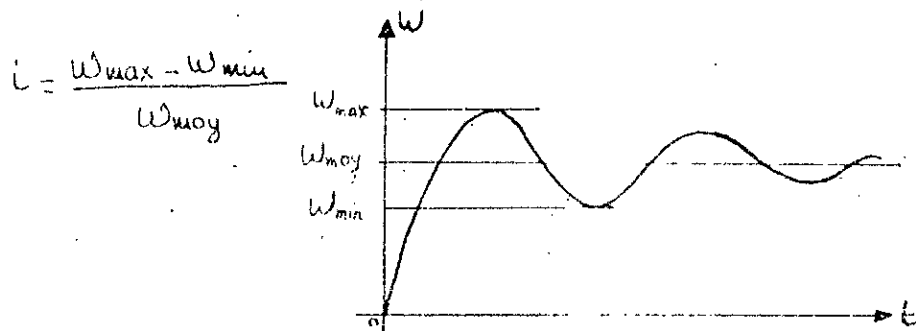
$$T_0 = 639,22 \text{ N}$$

VI Calcul du Volant d'Inertie.

Il existe diverses méthodes pour calculer le volant d'inertie, l'une de ces méthodes est basée essentiellement sur le calcul de la masse du volant, puis à partir de cette grandeur, trouver les dimensions qu'il faut lui donner suivant le matériau employé pour sa construction.

Parmi les paramètres importants qui rentrent dans le calcul de la masse du volant :

L'Irrégularité cyclique i définie par :



Ce coefficient indique l'importance de l'irrégularité du moteur (de la machine). plus le coefficient d'irrégularité est important, plus les vibrations induites sont importantes.

L'irrégularité cyclique est déterminée expérimentalement en fonction du type de la machine.

Dans notre cas, nous ignorons l'irrégularité cyclique de la machine, on est donc amené à adopter un volant donné par le catalogue des constructeurs Italiens

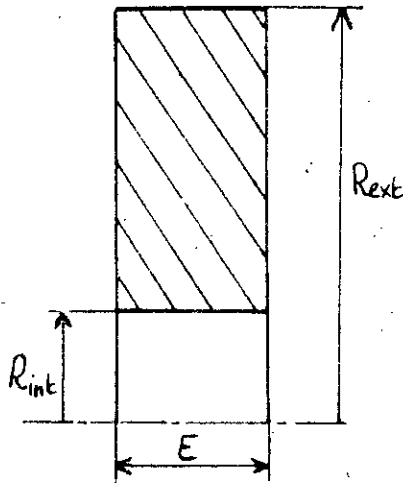
"DIMARIO"

Les dimensions sont les suivantes :

diamètre extérieur : $\phi_{ext} = 250 \rightarrow R_{ext} = 125$

diamètre intérieur : $\phi_{int} = 22 \rightarrow R_{int} = 11$

Épaisseur : $E = 15$



Le volant est en fonte de masse volumique $\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$

d'où :

$$M_v = \rho \cdot V = \rho \pi (R_{ext}^2 - R_{int}^2) \cdot E$$

$$M_v = 7200 \cdot \pi [(0,125)^2 - (0,011)^2] \cdot 0,015$$

$$M_v = 5,2 \text{ kg}$$

Son moment d'Inertie est donc :

$$I_v = \frac{1}{2} M_v (R_{ext}^2 + R_{int}^2)$$

$$I_v = \frac{1}{2} 5,2 [(0,125)^2 + (0,011)^2]$$

$$I_v = 0,0409 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

VII Dimensionnement de l'Arbre Recepteur.

L'Arbre receveur repose sur 3 paliers à roulements et est guidé en rotation.

A l'extrémité gauche, l'arbre est sollicité par la masse du volant d'Inertie.

A l'extrémité droite l'arbre est sollicité par l'effort de l'outil sur la pièce.

Au milieu l'arbre est sollicité par les tensions des courroies.

1. Etude Suivant le plan Vertical

L'effort produit par les tensions des courroies se manifeste dans le plan vertical par :

$$T'_v = (T'_1 + T'_2) \cdot \cos \beta$$

Après représentation à l'échelle de la situation de la courroie, on relève

$$\beta = 10,5^\circ$$

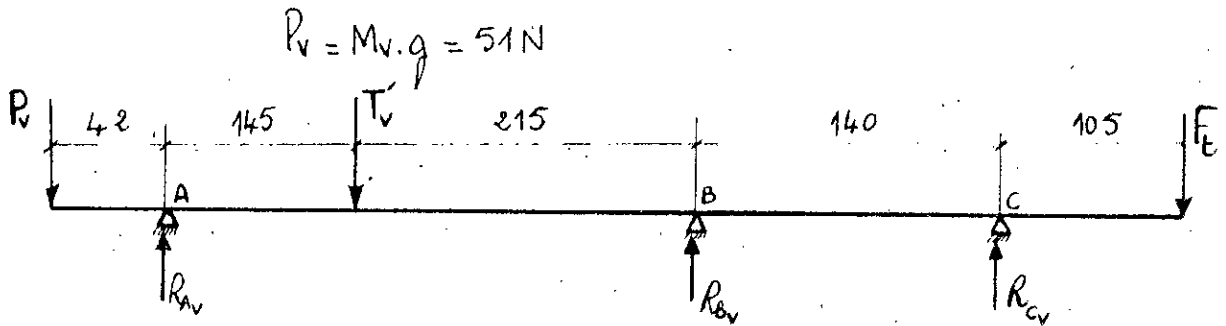
$$T'_v = (947,26 + 331,18) \cdot \cos(10,5)$$

$$T'_v = 1257,03 \text{ N}$$

• L'Extrémité droite de l'arbre est sollicité par l'effort tangentiel qui est dû à l'action de l'outil sur la pièce.

$$F_t = 48 \text{ N}$$

- L'extrémité gauche de l'arbre est sollicitée par la masse du volant d'inertie.



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

$$\bullet \Sigma F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{Av} + R_{Bv} + R_{Cv} = P_v + T'_v + F_E$$

d'où

$$R_{Av} + R_{Bv} + R_{Cv} = 1356,03 \text{ N}$$

$$\bullet \Sigma M/B = 0 \Rightarrow P_v \cdot 402 - R_{Av} \cdot 360 + T'_v \cdot 215 + R_{Cv} \cdot 140 - F_E \cdot 245 = 0$$

d'où

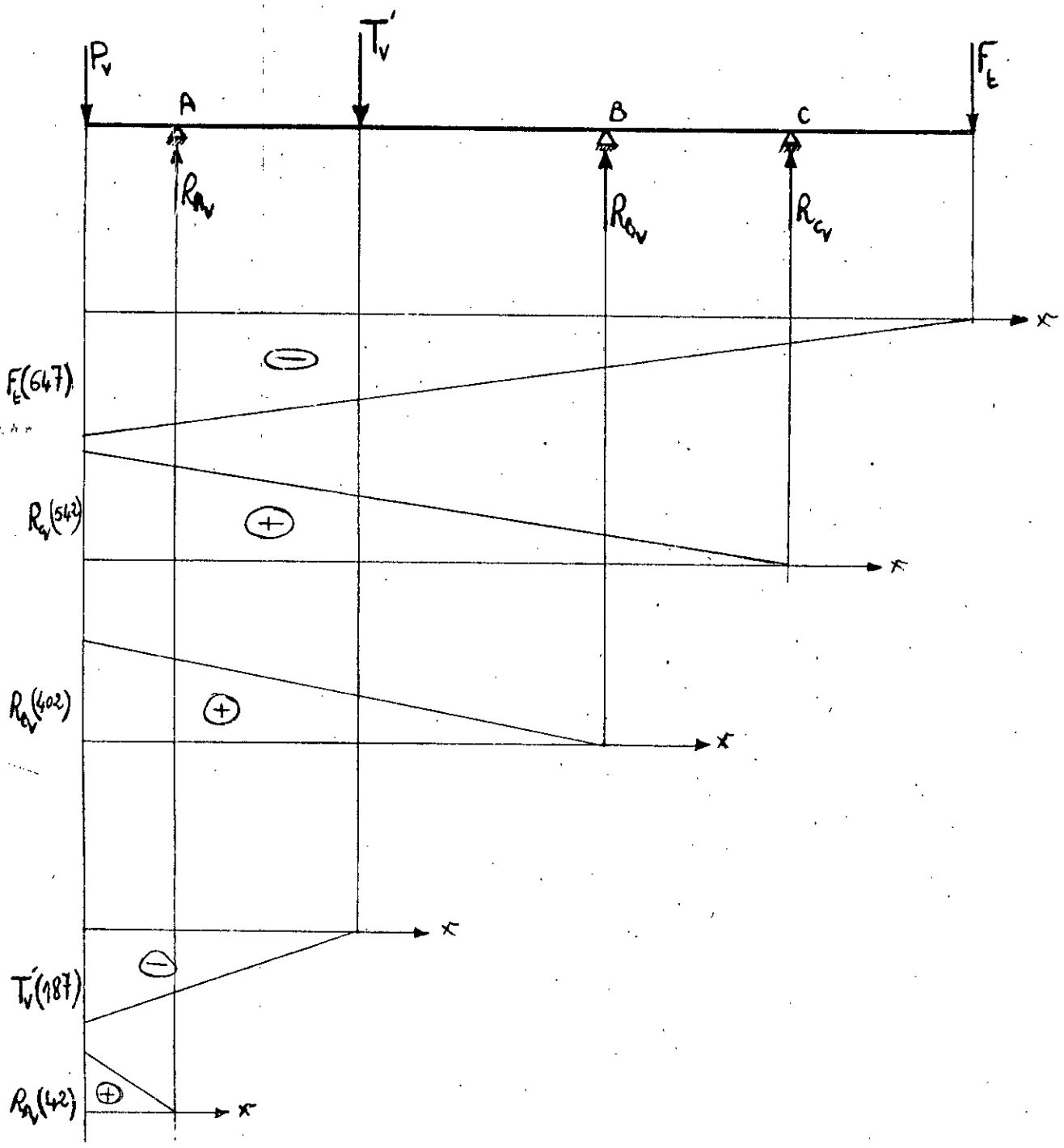
$$14 R_{Cv} - 36 R_{Av} = 27900,345$$

ou bien

$$R_{Av} = 775,009 + 0,388 R_{Cv}$$

- Une troisième équation s'impose pour résoudre le système d'équation à 3 inconnues R_{Av} , R_{Bv} , R_{Cv}

Appliquons le théorème des moments des Aires.



On obtient sur la base des moments fléchissants, en posant, comme condition $\delta_{Av} = 0$

δ_{Av} : déplacement vertical du point A.

$$\delta_{Av} = 0 \Rightarrow -F_L \frac{(605)^3}{6} + R_{Cv} \frac{(500)^3}{6} + R_{Bv} \frac{(360)^3}{6} - T'_v \frac{(145)^3}{6} = 0$$

$$R_{Bv} + R_{Cv} \left(\frac{500}{360}\right)^3 - T'_v \left(\frac{145}{360}\right)^3 - F_L \left(\frac{605}{360}\right)^3 = 0$$

d'où:

$$R_{Bv} = 309,962 - 2,679 R_{Cv}$$

On remplace et dans , et on obtient :

$$1084,971 - 1,290 R_{Cv} = 1356,03$$

d'où:

$$R_{Cv} = -210,075$$

$$R_{Av} = 693,314$$

$$R_{Bv} = 872,791$$

1.1. Calcul des Moments fléchissants sur l'Arbre.

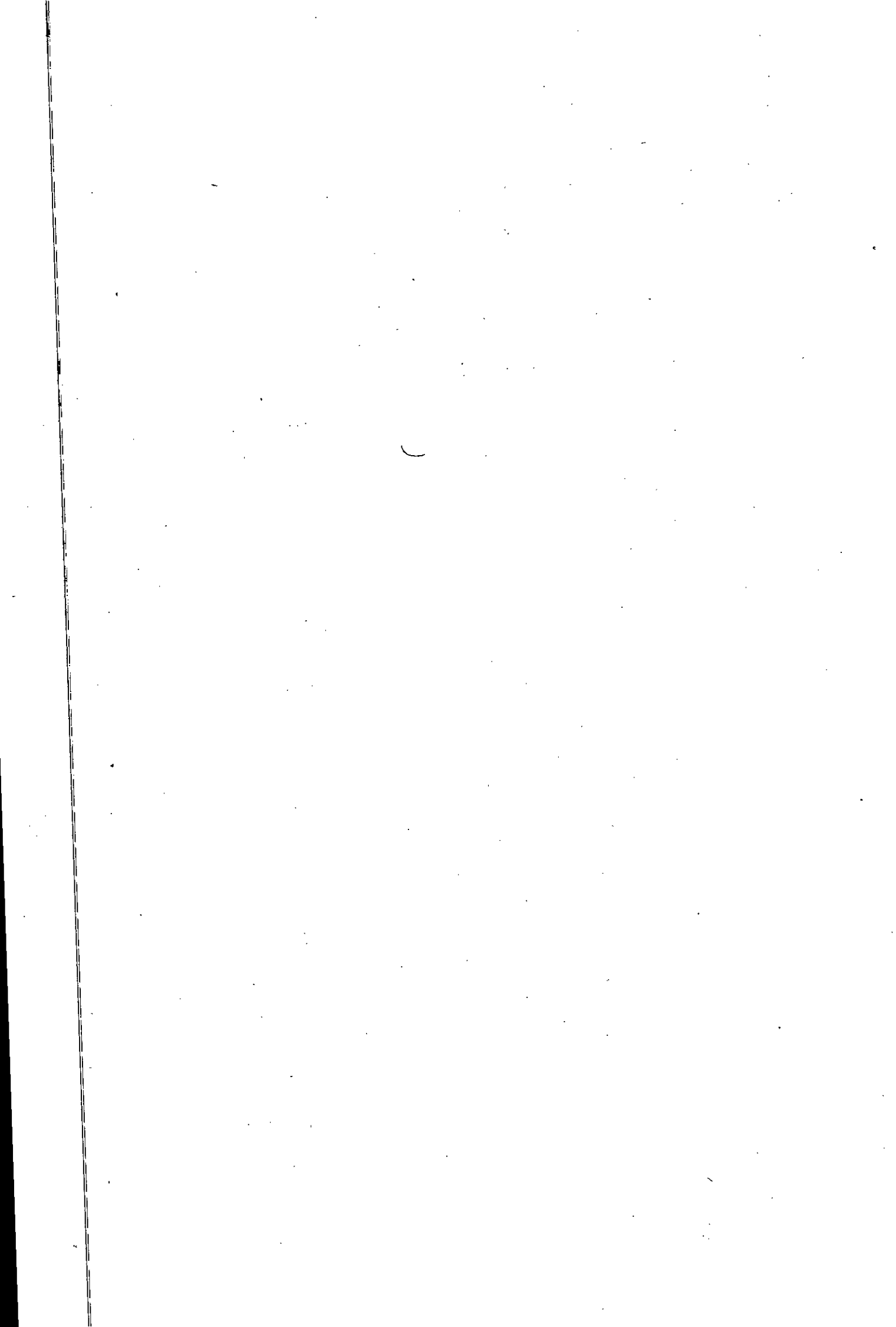
Zone 1: $0 \leq x \leq 42$

$$M_{fv}(x) = P_v \cdot x \Rightarrow M_{fv}(42) = 51 \cdot 42 \cdot 10^{-3} = 2,142 \text{ N.m.}$$

Zone 2: $42 \leq x \leq 187$

$$M_{fv}(x) = P_v \cdot x - R_{Av} (x - 42) \Rightarrow M_{fv}(187) = 51 \cdot 187 \cdot 10^{-3} - 693,314 \cdot 145 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{fv}(187) = -90,99 \text{ N.m.}$$



2. Etude suivant le plan horizontal.

L'effort produit par les tensions des courroies se manifestent dans le plan horizontal par :

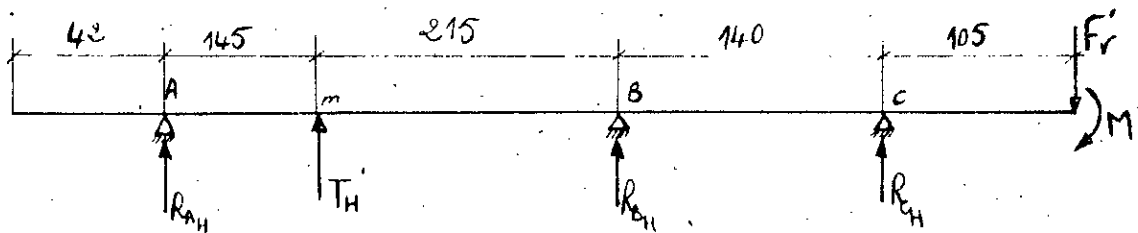
$$T'_H = \vec{T}'_{1H} + \vec{T}'_{2H} \Rightarrow T'_H = (T'_{1H} - T'_{2H}) \cdot \sin \beta$$

$$T'_H = (947,26 - 331,18) \cdot \sin 10,5$$

$$T'_H = 112,27 \text{ N}$$

L'extrémité droite de l'arbre, est sollicité par l'effort radial F'_r

$$F'_r = 240 \text{ N}$$



L'effort axial F'_a provoque un moment qui tend à fléchir l'arbre dans le plan horizontal.

$$M = F'_a \cdot \frac{d}{2} = 240 \cdot \frac{0,6}{2}$$

$$M = 72 \cdot \text{Nm} = 72000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

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

$$\sum F_{ext} = 0 \Rightarrow R_{AH} + R_{BH} + R_{CH} = F'_r - T'_H$$

Ou : $R_{AH} + R_{BH} + R_{CH} = 127,73$

$\Sigma M/B = 0 \Rightarrow -R_{AH} \cdot 360 - T_H \cdot 215 + R_{CH} \cdot 140 - F_r' \cdot 245 - M = 0$

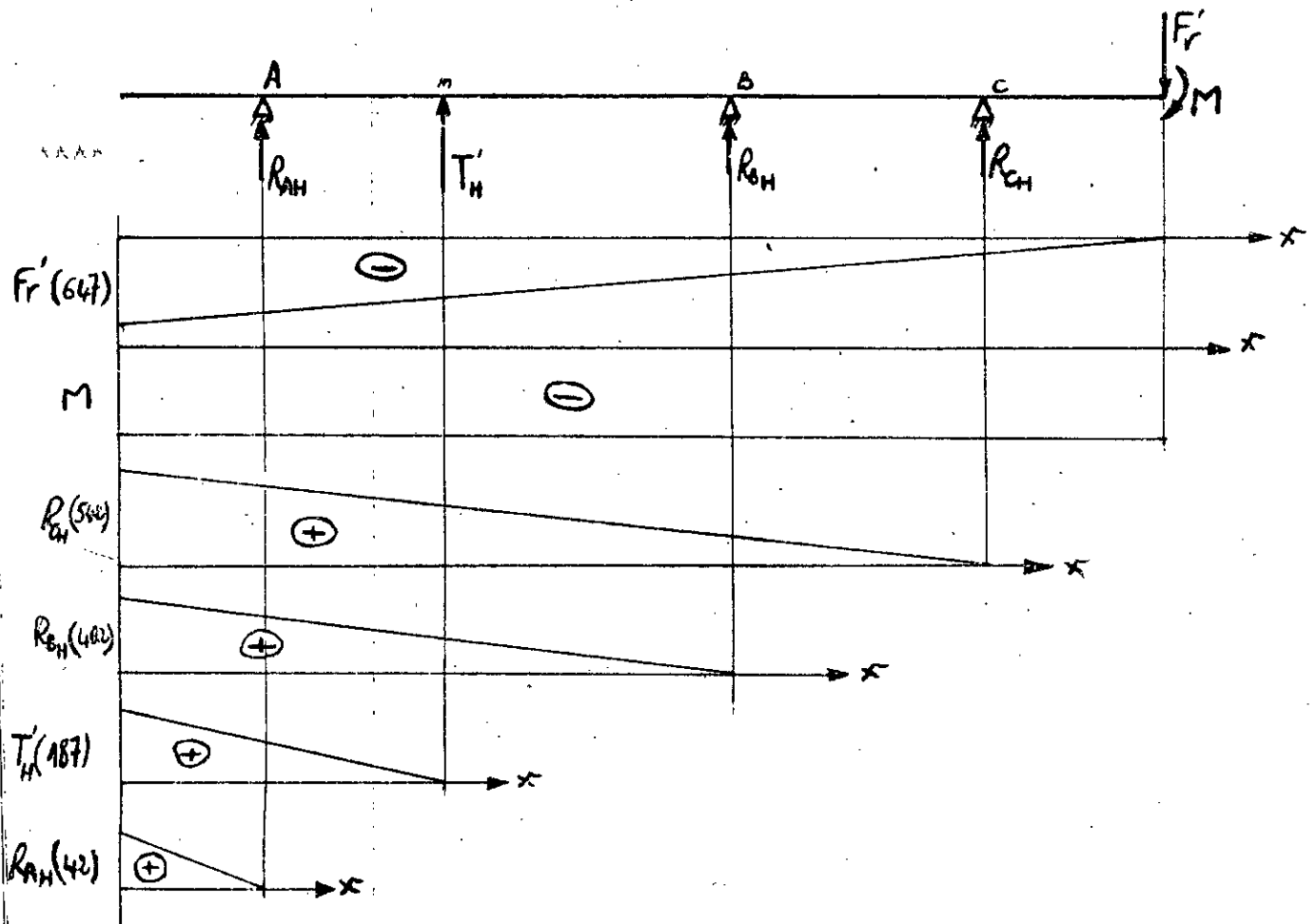
Ou bien

$R_{CH} \cdot 140 - 360 \cdot R_{AH} - 154938,05 = 0$

$R_{AH} = 0,388 R_{CH} - 430,383$ (2)

Une troisième equation s'impose pour résoudre le système d'équation à 3 inconnues R_{AH}, R_{BH}, R_{CH}

appliquons le theoreme des moments des aires:



On obtient sur la base des moments flechissants, en posant comme

Condition: $\delta_{AH} = 0$

δ_{AH} = Déplacement horizontal du point A.

$$\delta_{AH} = 0 \Rightarrow -F'_r \frac{(605)^3}{6} - M \frac{(605)^2}{2} + R_{CH} \frac{(500)^3}{6} + R_{BH} \frac{(360)^3}{6} + T'_H \frac{(145)^3}{6} = 0$$

donc

$$R_{BH} - F'_r \left(\frac{605}{360}\right)^3 + R_{CH} \left(\frac{500}{360}\right)^3 + T'_H \left(\frac{145}{360}\right)^3 - M \left(\frac{605}{360}\right)^2 \cdot \frac{3}{360} = 0$$

d'où

$$R_{BH} = -2,679 R_{CH} + 2826,345$$

On remplace et dans et on obtient:

$$2395,962 - 1,290 R_{CH} = 127,73$$

d'où

$$R_{CH} = 1757,917 \text{ N}$$

$$R_{AH} = 253,251 \text{ N}$$

$$R_{BH} = -1883,438 \text{ N}$$

2.1. Calcul des Moments Fléchissants sur l'Arbre

Zone 1: $0 \leq x \leq 42$

$$M_{fH}(x) = 0 \quad \text{et} \quad M_{fH}(42) = 0$$

Zone 2: $42 \leq x \leq 187$

$$\begin{aligned} M_{fH}(x) &= -R_{AH}(x-42) \Rightarrow M_{fH}(187) = -253,251 \cdot 145 \cdot 10^{-3} \\ &= -36,721 \text{ N.m.} \end{aligned}$$

Zone 3: $187 \leq x \leq 402$

$$M_{f_H}(x) = -R_{AH}(x-42) - T_H'(x-187)$$

$$M_{f_H}(402) = -253,251(360 \cdot 10^{-3}) - 112,27(215 \cdot 10^{-3})$$

$$M_f(402) = -115,308 \text{ N.m}$$

Zone 4: $402 \leq x \leq 542$

$$M_{f_H}(x) = -R_{AH}(x-42) - T_H'(x-187) - R_{BH}(x-402)$$

$$M_{f_H}(542) = -253,251(500 \cdot 10^{-3}) - 112,27(355 \cdot 10^{-3}) + 1883,438(140 \cdot 10^{-3})$$

$$M_f(542) = 97,199 \text{ N.m}$$

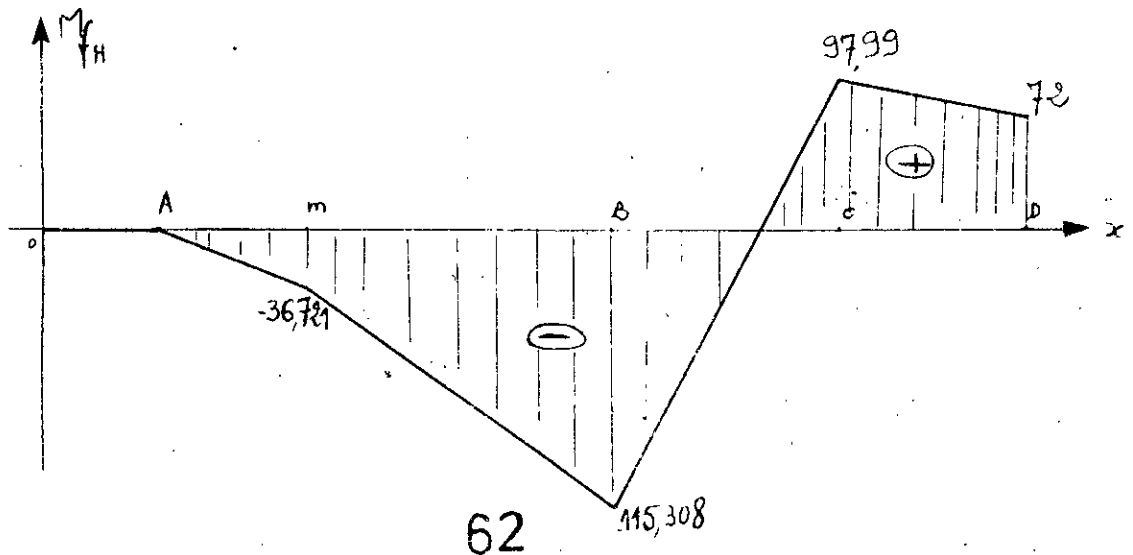
Zone 5: $542 \leq x \leq 647$

$$M_f(x) = -R_{AH}(x-42) - T_H'(x-187) - R_{BH}(x-402) - R_{CH}(x-542)$$

$$M_{f_H}(647) = -253,251(605 \cdot 10^{-3}) - 112,27(460 \cdot 10^{-3}) + 1883,438(245 \cdot 10^{-3}) - 1757,917(105 \cdot 10^{-3})$$

$$M_{f_H}(647) = 72 \text{ N.m}$$

Plan Horizontal



3. Calcul du Moment de Flexion Composé.

$$\bullet M_f(0) = 0.$$

$$\bullet M_f(A) = \sqrt{M_{fv}^2(A) + M_{fh}^2(A)} = 2,142 \text{ N.m}$$

$$\bullet M_f(m) = \sqrt{M_{fv}^2(m) + M_{fh}^2(m)} = 98,120 \text{ N.m}$$

$$\bullet M_f(B) = \sqrt{M_{fv}^2(B) + M_{fh}^2(B)} = 122,437 \text{ N.m}$$

$$\bullet M_f(c) = \sqrt{M_{fv}^2(c) + M_{fh}^2(c)} = 98,119 \text{ N.m}$$

$$\bullet M_f(D) = 72 \text{ N.m}$$

4. Calcul du Moment de Torsion.

$$M_t = \frac{P \cdot \eta}{\omega}$$

$$N = 320 \text{ tr/min}$$

$$P = 3000 \text{ W}$$

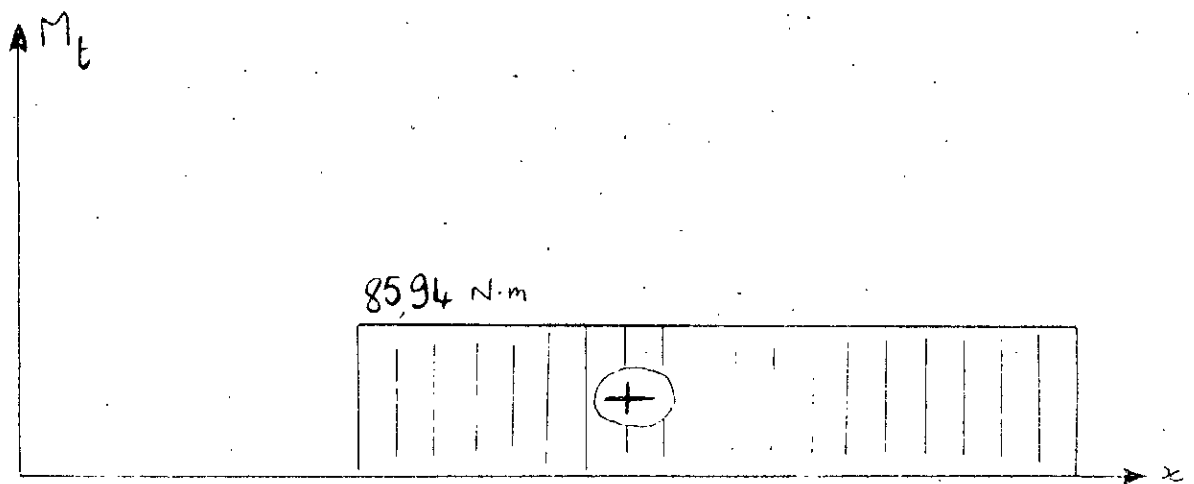
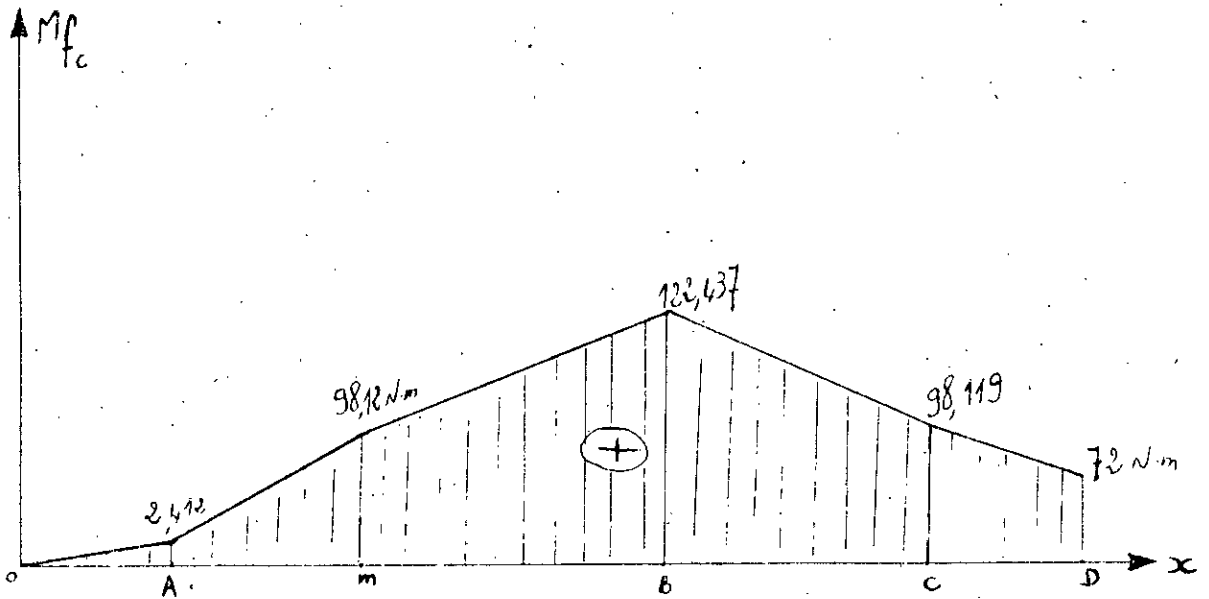
$$\eta = 0,96$$

$$\text{d'où : } M_t = \frac{0,96 \cdot 3000 \cdot 60}{2\pi \cdot 320}$$

$$M_t = 85,94 \text{ N.m}$$

Diagramme des Moments de Flexion Composée et de

Moments de Torsion



Le point B de l'arbre est le plus sollicité, il sera donc logique de calculer les contraintes à partir du moment fléchissant maximum.

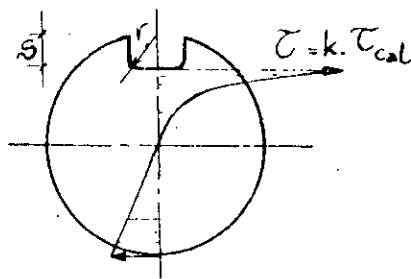
La contrainte équivalente des sollicitations composées est donnée par la formule :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

L'arbre présente au niveau du point m une rainure de clavette, et tout autour de celle-ci, il risque d'avoir des concentrations de contraintes dues au moment de torsion.

Ces concentrations de contraintes peuvent atteindre une valeur double ou même triple de la valeur calculée.

De ce fait, on déterminera la contrainte équivalente, en tenant compte du coefficient de concentration de contraintes.



Le tableau ci-dessous, donne la valeur de K en fonction de r et S.

Valeur de r	0,15 S	0,2 S	0,33 S	0,5 S
Valeur de K	5,4	3,4	2,7	2,1

pour $S=4$ et $r=1 \Rightarrow r/s = 0,2 \Rightarrow K=3,4$

La contrainte de cisaillement sera donc : $\tau = K \tau_{cal}$.

donc :
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3(K \tau_{cal})^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3K^2 \tau_{cal}^2}$$

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{I_x}{V}} : \text{Contrainte due \u00e0 la flexion.}$$

$$\tau_{cal} = \frac{M_t}{\frac{I_o}{V}} : \text{Contrainte due \u00e0 la torsion}$$

M_f : Moment de flexion compos\u00e9e maximum

M_t : Moment de torsion

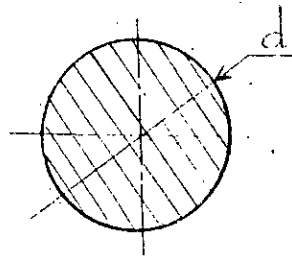
$\frac{I_x}{V}$: Module d'inertie de la section par rapport \u00e0 l'axe

$\frac{I_o}{V}$: Module d'inertie de la section par rapport au centre

pour un arbre plein de section circulaire, le module d'inertie est donn\u00e9

par :
$$\frac{I_x}{V} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\frac{I_o}{V} = \frac{\pi d^3}{16}$$



donc :
$$\frac{I_o}{V} = 2 \cdot \frac{I_x}{V}$$

et
$$\left(\frac{I_o}{V}\right)^2 = 4 \left(\frac{I_x}{V}\right)^2$$

d'o\u00f9 :

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{M_f}{\frac{I_x}{V}}\right)^2 + 3K^2 \left(\frac{M_t}{\frac{I_o}{V}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{\frac{I_x}{V}}\right)^2 + \frac{3K^2}{4} \left(\frac{M_t}{\frac{I_x}{V}}\right)^2}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\frac{I_x}{V}} \sqrt{M_p^2 + \frac{3K^2}{4} M_t^2}$$

$$M_p = M_{fc \max} = 122,437 \text{ N.m}$$

$$M_t = 85,94 \text{ N.m}$$

$$K = 3,4$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\frac{\pi d^3}{32}} \sqrt{(122,437)^2 + \frac{3(3,4)^2}{4} (85,94)^2}$$

$$\sigma_e = \frac{281,113 \text{ N.m}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{8995,626}{\pi d^3}$$

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

La résistance pratique de l'arbre est définie par :

$$R_p = \frac{R_e}{S} \quad S: \text{Coefficient de Sécurité}$$

On adopte un coefficient de Sécurité $S = 3$, que nous jugeons suffisant du fait qu'on analyse les conditions les plus sévères du fonctionnement.

La condition de Rigidité : $\sigma_e \leq R_p$

$$R_p = \frac{R_e}{3} = \frac{190}{3} = 63,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e \leq R_p \Rightarrow \frac{8995,626 \cdot 10^3}{\pi d^3} \leq 63,3 \text{ N/mm}^2$$

d'où :
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8995,626 \cdot 10^3}{\pi \cdot 63,3}}$$

$$d \geq 35,45 \text{ mm}$$

On prend $d = 38 \text{ mm}$.

5. Calcul des Roulements

5.1. choix des roulements

Il s'agit des roulements portés par l'arbre receveur. Celui-ci est soumis d des efforts axiaux et radiaux en même temps .

*** Pour répondre à ces deux sollicitations, le choix des roulements à rouleaux coniques s'impose. En outre je prendrai deux roulements à rouleaux coniques de dimensions différents pour faciliter le montage.

A priori, les dimensions de ces roulements sont déterminées, puisque le diamètre de l'arbre est défini .

En effet, d'après la standardisation et en fonction du diamètre de l'arbre receveur, la désignation de ces roulements sera comme suit :

pour $d = 38 \text{ mm}$: roulement Série 02

- Caractéristiques de bases :

C_0 : charge statique = 3800 daN

C : charge dynamique = 5100 daN

N : Vitesse de Rotation maximum = 6000 tr/min

pour $d = 45 \text{ mm}$: roulement série 02

- Caractéristiques de bases :

C_0 : Charge statique = 4400 daN

C : Charge dynamique = 5700 daN

N : Vitesse de Rotation maximum = 5000 tr/min

On va vérifier ces roulements aux charges radiales et axiales et déterminer leur durée de vie.

Les efforts qui sollicitent les roulements sont les réactions des appuis

B et C

$$R_B = \sqrt{R_{Bv}^2 + R_{BH}^2} = \sqrt{(872,791)^2 + (-1883,438)^2}$$

$$R_B = 2075,838 \text{ N}$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cv}^2 + R_{CH}^2} = \sqrt{(-210,075)^2 + (1757,917)^2}$$

$$R_C = 1770,425 \text{ N}$$

• Coefficients X, Y des roulements :

X : facteur Radial

Y : facteur axial

Le tableau de la fig. (5.1), dressé par SKF, nous donne la valeur des coefficients X, Y .

		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
Serie de dimension	Alesage d	X	Y	X	Y	
02	17 à 20	1	0	0,4	1,75	0,34
	25 à 40				1,60	0,37
	45 à 110				1,45	0,41
22	30 à 40	1	0	0,4	1,60	0,37
	45 à 110				1,45	0,41
03	15 à 17	1	0	0,4	2,10	0,28
	20 à 35				1,95	0,31
	40 à 120				1,75	0,34

fig(5.1)

En consultant le tableau fig(5.1) et en prenant toujours la valeur de Y dans la colonne $\frac{F_a}{F_r} > e$, on trouve:

roulement B: $X_B = 0,4$ $Y_B = 1,60$

roulement C: $X_C = 0,4$ $Y_C = 1,45$

Calcul des Forces Axiales

$$\frac{F_{rB}}{Y_B} = \frac{R_B}{Y_B} = \frac{207,584}{1,6} = 129,74 \text{ daN}$$

$$\frac{F_{rC}}{Y_C} = \frac{R_C}{Y_C} = \frac{177,042}{1,45} = 122,097 \text{ daN}$$

Le tableau de la fig. (5.2) dressé par SKF, nous donne la valeur de la charge axiale pour les roulements à contact oblique.

$$\frac{F_{rc}}{Y_c} < \frac{F_{rb}}{Y_b} \Rightarrow F_{ac} = F_{ab} + K_a \text{ et } F_{ab} = \frac{0,5 F_{rb}}{Y_b}$$

avec $K_a = F'_a = 240\text{N} = 24 \text{ daN}$

$$F_{ab} = \frac{0,5 \cdot 207,584}{1,6} = 64,87 \text{ daN}$$

$$F_{ac} = 64,87 + 24 = 88,87 \text{ daN}$$

5.2. Calcul des Charges dynamiques équivalentes Sur les Roulements

Roulement C :

$$\frac{F_{ac}}{F_{rc}} = \frac{88,87}{177,042} = 0,50$$

d'après le tableau de la fig (5.1) : $e = 0,41$

$$\frac{F_{ac}}{F_{rc}} > e, \text{ donc : } X_c = 0,4 ; Y_c = 1,45$$

d'où : $P_c = X_c \cdot F_{rc} + Y_c \cdot F_{ac}$

$$P_c = 0,4 \cdot 177,042 + 1,45 \cdot 88,87$$

$$P_c = 199,678 \text{ daN.}$$

Roulement B :

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{64,87}{207,584} = 0,31$$

d'après le tableau de la fig. (—) : $e = 0,37$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e, \text{ donc : } X_B = 1 \quad ; \quad Y_B = 0$$

$$\text{d'où : } P_B = X_B \cdot F_{rB} + Y_B \cdot F_{aB} = F_{rB}$$

$$P_B = 207,584 \text{ daN}$$

Rapport de charge C/P :

$$\frac{C_B}{P_B} = \frac{5100}{207,584} = 24,5$$

$$\frac{C_C}{P_C} = \frac{5700}{199,678} = 28,5$$

5.3. Durée des Roulements en millions de tours L :

d'après les constructions SKF et en fonction du rapport de charge, la durée des roulements B et C est donnée comme suit :

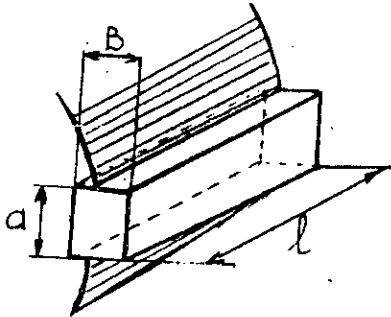
$$L_B = (C_B/P_B)^{10/3} = (24,5)^{10/3} = 38300 \text{ millions de tours}$$

$$L_C = (C_C/P_C)^{10/3} = (28,5)^{10/3} = 63200 \text{ millions de tours}$$

6. Vérification à la Résistance de la Clavette.

a - Vérification au cisaillement.

d'après la normalisation, les dimensions de la clavette sont déterminées en fonction du diamètre de l'arbre.



$$l = 63, \quad a = 10, \quad B = 8$$

La section sollicitée au cisaillement est la section longitudinale

$$S = l \times a = 63 \times 10 = 630 \text{ mm}^2$$

La contrainte au cisaillement sera :

$$\tau = \frac{F_t}{S}$$

$$F_t = 2 \cdot M_t / d$$

$$M_t = 85,94 \text{ Nm} ; \quad d = 32 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 85,94}{32 \cdot 10^{-3}} = 5371,25 \text{ N}$$

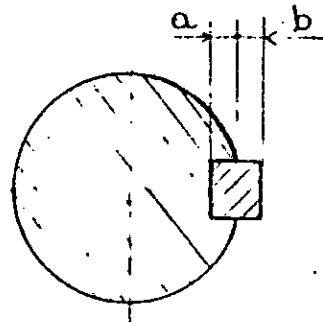
$$\text{d'où : } \tau = \frac{5371,25}{630} = 8,52 \text{ N/mm}^2$$

pour les aciers $\tau_{ad} = 60 \text{ N/mm}^2$

La clavette résiste largement au phénomène de cisaillement

b. Vérification au mâtage (Pression spécifique)

La pression spécifique se développe d'une part dans le champ "a" de l'arbre et dans le champ "b" de l'écléage, d'autre part ne doit pas dépasser la limite élastique



Pression sur l'Arbre :

$$P_a = \frac{T}{S} ; S = a \cdot l = 3 \cdot 63 = 189 \text{ mm}^2$$

$$T = F_t = 5371,25 \text{ N}$$

$$P_a = \frac{5371,25}{189} = 28,42 \text{ N/mm}^2$$

La pression admissible pour les aciers $P_{ad} = 150 \text{ N/mm}^2$

$$P_a < P_{ad}$$

Pression sur l'Écléage :

$$P_m = \frac{T}{b \cdot l} ; b \cdot l = 63 \cdot 5 = 315 \text{ mm}^2$$

$$P_m = \frac{5371,25}{315} = 17,05 \text{ N/mm}^2$$

$$P_m < P_{ad}$$

Donc, la clavette résiste bien au phénomène de mâtage.

