

وزارة الجامعات والبحث العلمي  
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

الدراسة الوطنية لامتداد الفنون  
المهندسة - الميكانيكية  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT Génie Mécanique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## SUJET

ETUDE, CONCEPTION ET REALISATION

D'UN VARIATEUR DE VITESSE

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

ISOTECHNICS

M. BOURKAÏB M.

M' GUERGUEIB

M' GUERGUEIB

*Moncef*

PROMOTION JUIN 1992

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

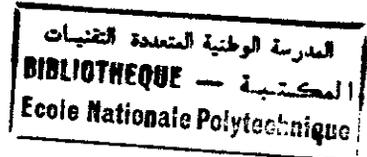
ETUDE, CONCEPTION ET REALISATION

D'UN VARIATEUR DE VITESSE



**\*\* DEDICACE \*\***

Je dédie cet ouvrage à toute ma famille ainsi  
qu'à mon proche entourage.



\*\* REMERCIEMENTS \*\*

Je remercie vivement mon promoteur Mr GUERGUEB et la Société ISOTECHNICS qui ont rendu la réalisation de mon projet possible.

Je remercie aussi, toutes les personnes qui m'ont aidé, de près ou de loin au bon déroulement de mon travail.



RESUME :

Ce travail comporte l'étude, la conception et la réalisation d'un variateur de vitesse de type mécanique à poulies extensibles utilisant une courroie trapézoïdale large. La variation de vitesse est continue. La transmission s'effectue en "U".

ABSTRACT :

This present work is devoted to the study, the design and the realisation of a driving variable system using a wide-V-belt. The speed variation is continue. The transmission of power is of U configuration.

ملخص :

يحتوي هذا الإنجاز دراسة وإدراك  
وتحقيق مغير السرعات ميكانيكي  
ذات بكرات توسعية  
تغير السرعة متواصل

I - INTRODUCTION .....	1
II - DONNEES DE BASES .....	2
III-DIFFERENTS TYPES DE VARIATEURS DE VITESSE .....	3
iii-1- LES VARIATEURS MECANIQUE .....	5
III-2- LES VARIATEURS ELECTRONIQUE .....	8
III-3- LES VARIATEURS HYDRAULIQUE .....	9
IV - PRESENTATION DU MOTEUR .....	10
V - PRESENTATION DU VARIATEUR .....	11
VI - ETUDE THEORIQUE DE LA TRANSMISSION PAR COURROIE ..	12
VI-1- PRINCIPALE CARACTERISTIQUE DE CE TYPE DE COURROIE .....	13
VI-2- NOMENCLATURE ET GEOMETRIE DES COURROIE .....	13
VI-3- RAPPORT DE VITESSE .....	14
VI-4- LONGUEUR DE LA COURROIE .....	14
VI-5- CALCUL DES COURROIES TRAPEZOIDALES .....	15
VI-6- CALCUL DES DIAMETRES PRIMITIFS .....	19
VI-7- TENSIONS DE LA COURROIE .....	21
VI-8- ACTION NORMAL DE LA COURROIE SUR FLASQUE ....	22
VI-9- CALCUL DES EFFORTS DE ROULEMENT .....	23
VI-10- ETUDE DE LA POULIE MOTRICE .....	27
VI-11- ETUDE DE LA POULIE RECEPTRICE .....	42
VII- GAMME D'USINAGE .....	61
VII-1- ARBRE DU FLASQUE FIXE .....	62
VII-2- VIS .....	64
VII-3- ECROU .....	66
VIII- CONCLUSION .....	68
* ANNEXE 1: DESSINS DE CONCEPTION	
* ANNEXE 2: ABAQUE SUR LE ROULEMENT A BILLE	

## I - INTRODUCTION

De nombreuses installations industrielles exigent, pour satisfaire à un bon fonctionnement, des systèmes d'entraînements, et des valeurs de couple et de vitesse de rotation bien adaptées.

Dans la plupart des cas, les moteurs utilisés seuls, ne satisfont pas aux besoins des machines.

Pour cela, on adjoint au moteur, un variateur de vitesse et un réducteur de vitesse.

Cet ouvrage ne s'intéressera qu'à l'étude, la conception, et la réalisation d'un variateur de vitesse de type mécanique, à transmission par courroie trapézoïdale large.

## II - DONNEES DE BASE

Le moteur utilisé est un moteur triphasé asynchrone 4 pôles, de puissance:  $P_e = 7.5$  (Kw) (10 Ch), et de vitesse de rotation nominale:  $N = 1450$  tr/min.

La plage de vitesse désirée est, à la sortie du variateur de vitesse, de: 485 - 2400 (tr:min). L'entre axe est de:  $a = 534$  (mm).

III - DIFFERENTS TYPES DE VARIATEURS DE VITESSE

\* Utilité des variateurs de vitesse:

Le problème le plus important dans le fonctionnement de certaines machines à grande inertie est le démarrage de ces dernières. Le variateur de vitesse permet d'amener progressivement et de façon continue, la vitesse de la machine à sa vitesse idéal de fonctionnement.

Le variateur de vitesse doit répondre aux exigences suivantes:

- Rapidité de variation,
- Gamme de vitesse étendue,
- Stabilité de la vitesse en fonction de la charge.
- Grande robustesse pour: un service intensif et (ou) une utilisation comportant une grande inertie, de fortes accélérations et des démarrages fréquents.

On distingue plusieurs types de variateur de vitesse qui sont les suivants:

\* Les variateurs de vitesse mécaniques comprenant:

- les variateurs à tambours coniques.
- les variateurs à friction "métal sur métal".
- les variateurs à poulies extensibles utilisant:
  - a/ des courroies trapézoïdales.
  - b/ des courroies composites.
  - c/ des courroies métalliques articulées (chaines).

\* Les variateurs électroniques comprenant:

- les variateurs à convertisseur de fréquence.
- les variateurs à redresseur-convertisseur.

\* Les variateurs de vitesse hydrauliques comprenant:

- les variateurs hydrostatiques.
- les variateurs hydrodynamiques.

3-1-LES VARIATEURS DE VITESSE MECANQUES: (6),(7)

3-1-1-LES VARIATEURS A TAMBOURS CONIQUES:

Ce type de variateurs de vitesse est constitué de deux ( $\emptyset 2$ ) tambours coniques à axes parallèles, orientés de manière opposée par une courroie plate, pouvant être déplacée d'une extrémité à l'autre.

Lorsqu'on examine la position de la courroie sur les deux ( $\emptyset 2$ ) cônes, on constate que le plan moyen des deux ( $\emptyset 2$ ) brins libres n'est pas perpendiculaire aux axes des cônes.

La courroie se déplace latéralement d'une certaine quantité "d" vers la grande base de chaque cône: (fig:1.1.a).

Pour éviter cela et utiliser toute la longueur de chaque cône, on décale un des deux ( $\emptyset 2$ ) tambours longitudinalement d'une quantité "m" plus ou moins égale à "d": (fig:1.1.b).

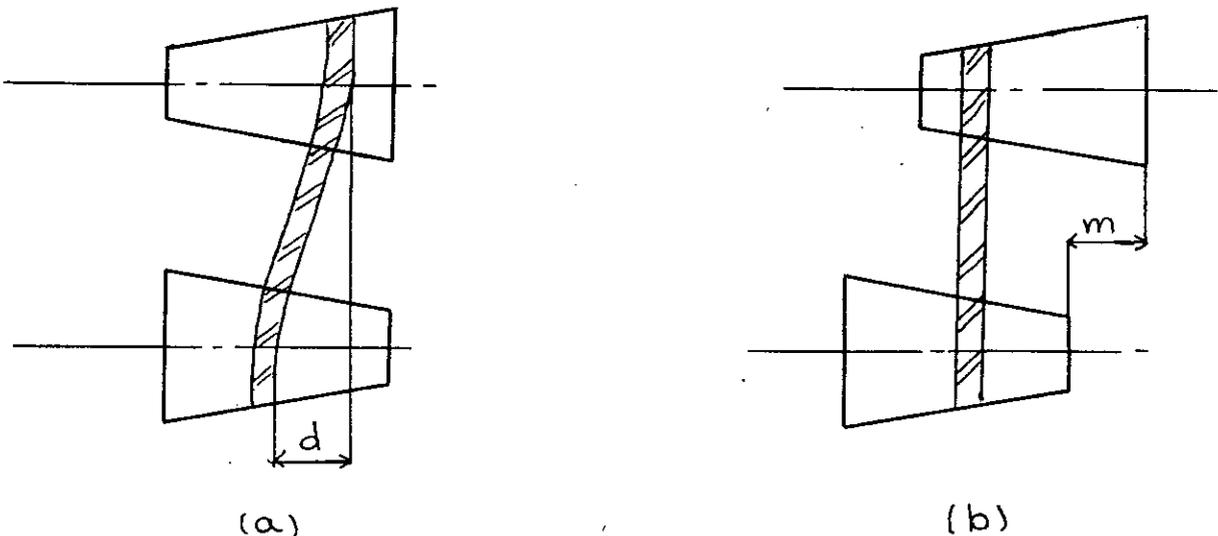


Fig:1.1 Variateur à tambours coniques

3-1-2-LES VARIATEURS DE VITESSE A FRICTION METAL SUR METAL:

Les variations de vitesse se font de manière progressive, et sont obtenues par le roulement des pièces métalliques les unes sur les autres.

Une pression appropriée assure le couple à transmettre. Pour les variateurs qui ont à transmettre des puissances de 0.13 à 3 (cv), le système est composé d'un seul rouleau bicônique se déplaçant entre un plateau moteur et un plateau récepteur (fig:1.2.a). Pour les puissances supérieures, ces systèmes comportent quatre (04) rouleaux bicôniques: (fig:1.2.b)

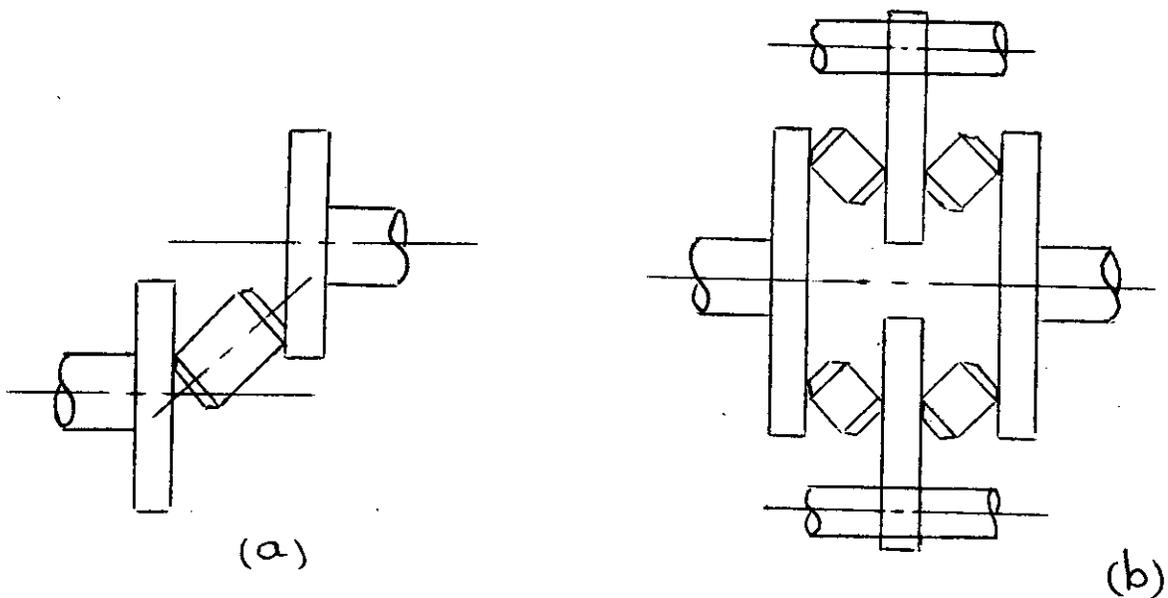


Fig 1-2 Mécanismes à friction

D'après leur conception, les actions et réactions s'équilibrent sur les plateaux moteurs, les plateaux récepteurs, et les rouleaux côniques. Il n'y a donc pas de réaction sur le bâti.

Ces variateurs de vitesse peuvent transmettre une puissance constante à toutes les vitesses secondaires, avec un rendement moyen supérieur à 90%. Ils ont des possibilités importantes de surcharge.

Les types fabriqués en série couvrent une gamme de puissance de 1 à 6 (cv), avec un réglage de vitesse dans un rapport de 1 à 6. Les vitesses varient de 200 à 1700 tr/min pour une vitesse d'entrée de 1400 tr/min.

3-1-3-VARIATEURS DE VITESSE A POULIES EXTENSIBLES:

On distingue deux (02) types de mécanismes:

- \* les mécanismes avec carter
- \* les mécanismes sans carter

Ces deux (02) mécanismes utilisent, comme organe de liaison, une courroie.

a/Les variateurs de vitesse utilisant des courroies trapézoïdales:

Les poulies, qui utilisent ce genre de courroies, permettent de constituer des transmissions comportant:

- soit deux (02) poulies à diamètre variable
- soit, à défaut, une (01) poulie à diamètre variable et une poulie à diamètre fixe, la tension étant assurée par un galet tendeur oscillant.

b/Variateurs de vitesse utilisant des courroies composites:

Ils ne diffèrent des variateurs utilisant des courroies trapézoïdales que par la nature de la courroie.

c/Variateurs de vitesse utilisant des courroies métalliques articulées:

Ces appareils comportent deux (02) poulies spéciales dont on peut faire varier les diamètres. Chaque poulie se compose de deux (02) flasques coniques opposés, clavetés sur un arbre et mobiles axialement.

Les disques sont rainurés radialement et sont réunis par une chaîne spéciale, à pas variable, et qui épouse la forme des dents. Si les disques s'écartent, la chaîne descend, et son diamètre d'enroulement diminue. Si les disques se rapprochent, le résultat est inverse.

La chaîne est constituée de maillons évidés transversalement. L'alvéole de chaque maillon contient un paquet de lamelles de même longueur pouvant coulisser librement pour épouser la denture des disques. Ceux-ci sont commandés simultanément par deux (02) paires de leviers qu'on déplace en agissant sur le volant situé à l'extrémité du carter.

### 3-2-VARIATEURS DE VITESSE ELECTRONIQUES: (6),(7)

#### 3-2-1-LE CONVERTISSEUR DE FREQUENCE:

Ses fonctions sont obtenues par l'utilisation de semiconducteurs de puissance tels les transistors et les thyristors, Il peut délivrer une fréquence variable réglable, la tension de sortie variant proportionnellement à celle-ci. On obtient ainsi une variation de vitesse de rotation. Il existe trois (03) types de convertisseurs:

##### \* Les convertisseurs directs:

Ils sont surtout utilisés pour des puissances de 500 kv. Ils sont utilisés dans les cimenteries et dans les trains de laminoirs.

##### \* Les convertisseurs à tension continue:

Ils sont généralement utilisés pour des puissances variant de 0.1 à 500 kv. On les retrouve dans les ventilateurs, les pompes et les groupes d'entraînement.

##### \* Les convertisseurs à courant continu:

Ils sont généralement utilisés pour des puissances variant de 20 à 1000 kv. On les retrouve dans les groupes de levage et dans les centrifugeuses.

#### 3-2-2-LE REDRESSEUR-REGULATEUR:

Il permet l'alimentation du moteur à courant continu et, selon l'application, sert pour la variation de vitesse par variation de la tension induite ou pour la régulation de vitesse.

### 3-3-LES VARIATEURS DE VITESSE HYDRAULIQUES: (6),(7)

#### 3-3-1-LES VARIATEURS HYDROSTATIQUES:

Il s'agit de transmissions volumétriques entre une pompe et un moteur volumétrique. la variation de la vitesse est obtenue en jouant sur la variation du débit. On utilise, soit une pompe à débit variable, soit un moteur à débit variable, soit encore a une pompe et un moteur, tout les deux à débits variables.

De telles transmissions présentent l'avantage d'une grande souplesse de réglage, et assurent, en général, la possibilité de renversement de marche.

Leurs principaux inconvénients sont leur faible rendement (69 à 90%), leur bruit, leur poids, leur volume et leur prix qui est élevé.

Elles sont fréquemment utilisées pour la commande des gouvernails et des tourelles de tir des bateaux de guerre.

Actuellement, trois grands types de transmissions hydrostatiques sont utilisés:

- les types à palettes
- les types à pistons axiaux
- les types à pistons radiaux

#### 3-3-2-LE VARIATEURS HYDRODYNAMIQUES:

Ils utilisent des accouplements hydrodynamiques à remplissage modifiable en marche à des fins de régulation, sans usure de transmission.

Le coupleur transmet l'énergie fournie par l'intermédiaire des forces dynamiques d'un fluide en mouvement qui circule dans une chambre de travail fermée, entre la roue de la pompe et la roue de la turbine de même type.

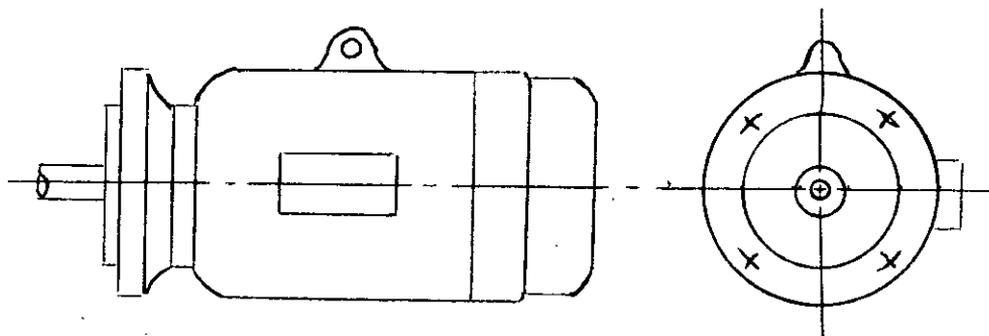
Cette circulation de travail dans le coupleur est maintenue par une pompe tournant continuellement, qui refoule, dans la chambre de travail, le fluide provenant du réservoir placé sous le coupleur.

#### IV PRESENTATION DU MOTEUR

le moteur utilisé est du type asynchrone, triphasé, fabriqué par l'entreprise ENEL.

Il possède les caractéristiques suivantes:

Puissance à la sortie:	$P_n = 7.5$ (Kw)
Vitesse synchrone:	$n_s = 1500$ (tr/mn).
Nombre de pôles:	4
Tension de reseau:	380 (V)
Poids net:	66 (Kg)
Moment d'inertie:	$0.028$ (Kg.m <sup>2</sup> )
Vitesse nominale:	1450 (tr/mn)
Rendement:	86 %
Facteur de puissance:	$\cos(\phi) = 0.85$
Courant nominal:	15.6 (A)
Couple nominal:	49 (N.m)
Couple de demarrage:	2.4 (N.m)



## V- PRESENTATION DU VARIATEUR DE VITESSE:

\* Les poulies coniques extensibles sont composées de deux (Ø2) flasques ( ), ( ) dont l'écartement fait varier la vitesse de rotation de la courroie.

\* La commande simultanée des deux (Ø2) poulies est assurée par un dispositif à vis et ressort de rappel( ),( ).

\* La poulie motrice est constituée d'un flasque fixe en translation, lié totalement à l'arbre du moteur par clavettage et vis de serrage. Le flasque mobile est lié en rotation par clavettage avec le flasque fixe et libre en translation avec guidage sur clavette. Le déplacement du flasque mobile est commandé par le dispositif vis-ecrou.

\* Le lien entre la poulie motrice et receptrice est une courroie trapezoidale large crantée, à contact oblique.

\* La poulie récéptrice est conçue sur le même principe, sauf que le déplacement des flasques est commandé par le ressort de rappel.

VI-ETUDE THEORIQUE DE LA TRANSMISSION PAR COURROIE:

6-1-PRINCIPALES CARACTERISTIQUES DE CE TYPE DE COURROIES: (3)

- \* Parfaite adhérence des flancs nus de la courroie sur les flasques.
- \* Parfaite régularité de la section de la courroie, donc aucune vibration de la courroie.
- \* Rigidité transversale élevée.
- \* Flexibilité longitudinale accrue ( dû au crantage).
- \* Rendement qui peut atteindre 95%.

6-2-NOMENCLATURE ET GEOMETRIE DES COURROIES:

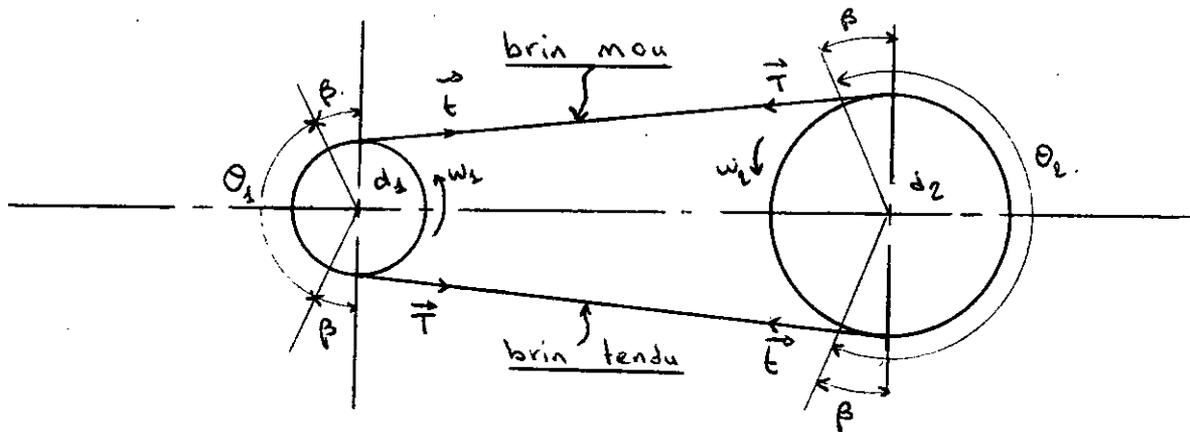


fig : 2

- $d_1$ : diamètre de la poulie motrice.
- $d_2$ : diamètre de la poulie receptrice.
- $N_1$ : vitesse de rotation de la poulie motrice.
- $N_2$ : vitesse de rotation de la poulie receptrice.
- $\omega_1$ : vitesse angulaire de la poulie motrice.
- $\omega_2$ : vitesse angulaire de la poulie receptrice.

$\theta_1$ : angle de contact entre la courroie et la poulie motrice.

$\theta_2$ : angle de contact entre la courroie et la poulie receptrice.

T: traction du brin moteur (tendu).

t: traction du brin receptrice (lâche).

f: coefficient de frottement.

a: entre axe.

e: largeur de la courroie.

b: épaisseur de la courroie.

### 6-3-RAPPORT DE VITESSE:

Le rapport de vitesse pour une transmission par courroie est donné par:

$$R_v = (W_1 / W_2) = (N_1 / N_2) = (d_1 / d_2) \quad (1.1)$$

### 6-4-LONGUEUR DE LA COURROIE: (2)

D'après la fig:(a) on a:

$$\theta_1 = \pi - (2 * \beta) \quad (1.2)$$

$$\theta_2 = \pi + (2 * \beta) \quad (1.3)$$

où  $\beta = \arcsin ((d_2 - d_1) / (2 * a)) \quad (1.4)$

et:

$$L_p = 2*a + (\pi/2)*(d_2 - d_1) + ((d_2 - d_1)^2 / (4*a)) \quad (1.5)$$

6-5-CALCUL DES COURROIES TRAPEZOIDALES: (2),(3)

Les courroies trapézoïdales transmettent la puissance par traction. C'est la différence de traction due au frottement entre les flans de la courroie et les flasques de la poulie qui crée le couple d'entraînement et permet la transmission de puissance.

6-5-1-ANALYSE DES FORCES:

A°/ TENSION DE POSE - TENSION DE MARCHE:

Soit:  $e_0, e_1, e_2$  : les allongements unitaires, et d'après la lois de HOOK :

$$e_0 = F_0 / (E * S)$$

$$e_1 = F_1 / (E * S)$$

$$e_2 = F_2 / (E * S)$$

et avec l'hypothèse que :  $e_1 - e_0 = e_0 - e_2$

donc:  $F_1 - F_0 = F_0 - F_2$

ce qui nous donne:

$$F_0 = (F_1 + F_2) / 2 \quad (1.6)$$

B°/ TRACTION DANS LA COURROIE:

Il faut étudié les forces qui agissent sur un élément  $d\theta$  de la courroie dans le plan axial et radial:

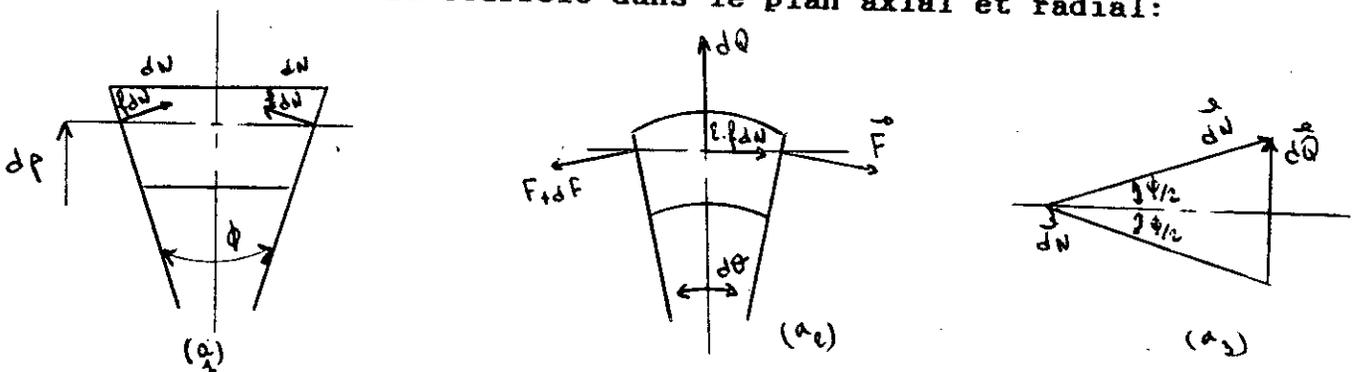


fig (3): forces agissant sur  $d\theta$

a1: plan axial. a2: plan radial. a3: polygone des forces dans le plan axial.

L'équilibre des forces dans le plan axial permet de calculer  $d\theta$ :

$$d\theta = 2 * dN * \sin(\phi/2) \quad (a)$$

avec  $\phi$ : angle de gorge de poulie =  $26^\circ$

L'équilibre des forces horizontales nous donne:

$$dF = 2 * f * dN \quad (b)$$

L'équilibre des forces verticales nous donne:

$$dQ = F * d\theta \quad (c)$$

de (a), (b), (c), on peut écrire:

$$\boxed{dF/F = (f * d\theta)/\sin(\phi/2) = f_e * d\theta \quad (1.7)}$$

avec  $f_e$ : frottement équivalent = 0.6 (pour les courroies trapézoïdales).

en intégrant (1.7) avec:  $F=(\theta, t)$  et  $\theta=(\theta, \theta)$

on obtient :

$$\boxed{T/t = \exp(f_e * \theta) \quad (1.8)}$$

avec  $\theta$  exprimé en radian

Cela permet de déterminer la variation de la traction en fonction de  $\theta$ .

#### 6-5-2-EXPRESSION DES FORCES:

$$\boxed{T_0 = (T+t)/2 = t/2 * (\exp(f_e * \theta) + 1) \quad (1.9)}$$

donc:

$$\boxed{t = 2 * T_0 * (1/(\exp(f_e * \theta) + 1)) \quad (1.10)}$$

d'où:

$$T = 2 * T_0 * (\exp(f_0 * \theta) / (\exp(f_0 * \theta) + 1)) \quad (1.11)$$

on a par ailleurs:

$$P_n = (T - t) * V \quad (1.12)$$

donc:

$$P_n = 2 * T_0 * (\exp(f_0 * \theta) - 1) / (\exp(f_0 * \theta) + 1) \quad (1.13)$$

A°/ EFFET DE LA FORCE CENTRIFUGE:

$$T_c = m * V^2 \quad (1.14)$$

avec m: masse de la courroie par unité de longueur.

l'équation (1.8) devient:

$$(T - T_c) / (t - T_c) = \exp(f_0 * \theta) \quad (1.15)$$

ou encore:

$$T - t = (T - T_c) * (\exp(f_0 * \theta) - 1) / \exp(f_0 * \theta) \quad (1.16)$$

L'effet due à la force entrifuge est d'engendrer une contrainte de traction additionnelle.

En utilisant les équations: (1.12), (1.14), (1.16), on obtient:

$$T = (P_n / V) * \exp(f_0 * \theta) / (\exp(f_0 * \theta) - 1) + m * V^2 \quad (1.17)$$

On remarque que T dépend de trois (03) variables indépendantes: V, f<sub>0</sub>, et θ.

\*  $f_e, \theta$  sont constants:

$$dT/dV = -(P_n/V) * \exp(f_e * \theta) / (\exp(f_e * \theta) - 1) + 2 * n * V$$

$$T_{opt} \text{ lorsque: } V = V_o = ((P_n * \exp(f_e * \theta)) / (2 * n * \exp(f_e * \theta) - 1))^{1/3}$$

\*  $f_e, V$  sont constants:

$$dT/d\theta < 0 \quad \text{pour } \theta \nearrow \text{ nous avons } T \searrow$$

\*  $V, \theta$  sont constants:

$$dT/df_e < 0 \quad \text{pour } f_e \nearrow \text{ nous avons } T \searrow$$

\* Conclusion:

Il est bon d'avoir un grand angle d'enroulement  $\theta$  et un grand coefficient de frottement équivalent ( $f_e$ ) de manière à obtenir  $T$  petit, ce qui est recherché car  $T$ , étant la tension théorique maximale de traction supportée par la courroie, quand cette dernière augmente, elle fait croître la fatigue de la courroie, et par conséquent la fatigue de la poulie qui supporte la courroie. (5)

#### 6-5-3-CONSTRAINTES INDUITES: (2)

La conception et le choix de la courroie sont essentiellement basés sur la capacité de ces dernières à transmettre la puissance requise à une vitesse donnée dans des conditions bien déterminées. Le facteur limitatif est en général la traction que peut supporter la courroie.

Cependant, la traction répétée ainsi que la flexion due à l'enroulement et au déroulement sur les poulies peuvent entraîner la défaillance des courroie par fatigue.

pour le choix de la courroie trapézoïdale on se basera sur la puissance transmissible.

#### 6-5-4- PUISSANCE TRANSMISSIBLE:

Elle dépend de la section de la courroie, du diamètre de référence, et de la vitesse angulaire de la petite poulie.

Des facteur correcteurs sont introduits pour tenir compte des rapports de vitesse, de l'angle d'enroulement, et de la longueur de la courroie.

La puissance transmissible est donnée par l'équation suivante:

$$P_t = k * (P_1 + P_2 + P_3)$$

avec:

$$k = 1.25 * (1 - 5^{-\theta/\pi})$$

$P_1$ : puissance transmissible de base

$P_2$ : puissance additionnelle pour le rapport de vitesse

$P_3$ : puissance additionnelle pour la longueur de la courroie

#### 6-6-CALCUL DES DIAMETRES PRIMITIFS DES POULIES:

D'après le rapport de vitesse qui est le suivant:

$$R_v = N_1/N_2 = D_{p2}/D_{p1} = 2.98$$

la plupart des constructeurs recommandent les diamètres primitifs suivants:

$$D_{p2} = 256 \text{ (mm)} \quad \text{et} \quad d_{p1} = 86 \text{ (mm)}$$

ce qui nous donne les diamètres suivants:

$$D_2 = 270 \text{ (mm)} \quad \text{et} \quad d_1 = 56 \text{ (mm)}$$

La vitesse lineaire nous est donnée par:

$$V_1 = \pi * N_1 * d_{p1} / 60$$

on trouve:  $V_1 = 6.53 \text{ (m/s)}$

6-6-1-CHOIX DES DIMENSIONS DES POULIES:

$$D_{p1} = d_{p2} * (N_2 / N_1)$$

et

$$d_{p2} = (D_{p2} + d_{p1}) / ((N_2 / N_1) + 1)$$

ce qui nous donne :

$$d_{p2} = 129 \text{ (mm)} \quad \text{et} \quad D_{p1} = 213 \text{ (mm)}$$

on choisit donc les diamètres suivants:

$$d_2 = 100 \text{ (mm)} \quad \text{et} \quad D_1 = 230 \text{ (mm)}$$

$$\text{avec:} \quad b = 3 \text{ (mm)} \quad \text{et} \quad h = 15 \text{ (mm)}$$

\* Remarque:

Etant donné que les tensions des courroies maximales sont obtenues pour les grands angles d'enroulement et les petites vitesses linéaires, Notre étude ne s'intéressera, pour la suite des calculs, qu'au cas où:

$$V = V_1 = 6.53 \text{ (m/s)}$$

$$d_{p1} = 86 \text{ (mm)}$$

$$D_{p2} = 256 \text{ (mm)}$$

6-6-2-ANGLES D'ENROULEMENTS:

Des équations (1.4), (1.3), (1.2), on trouve:

$$\beta = 9.16^\circ$$

$$\theta_2 = 198.32^\circ$$

$$\theta_1 = 161.68^\circ$$

6-6-3-LONGUEUR DE LA COURROIE:

De l'équation (1.5), on trouve:

$$L_p = 1610 \text{ (mm)}$$

\* Remarque:

Cette longueur est normalisée.

6-6-4-FREQUENCE DE PASSAGE:

La fréquence de passage est donnée par l'équation suivante:

$$f_p = V/L_p$$

on trouve:

$$f_p = 4.06 * 10^{-3} \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

6-6-5-EFFORTS PERIPHERIQUES SUR LA POULIE MOTRICE:

L'effort périphérique est donné par l'équation suivante:

$$F = P_n/V$$

on trouve:

$$F = 1148.5 \text{ (N)}$$

Alors que l'effort périphérique sur la poulie réceptrice est multiplié par le rendement de transmission ( $\eta$ ) qui est de 96%.

6-7-TENSIONS DE LA COURROIE:

D'après les équations (1.17), (1.12), (1.9), (1.14), et avec  $m = .2184 \text{ (kg/m)}$  on trouve:

$$T = 1322.4 \text{ (N)}$$

$$t = 173.9 \text{ (N)}$$

$$T_0 = 748.2 \text{ (N)}$$

$$T_c = 9.3 \text{ (N)}$$

6-8-ACTION NORMALE DE LA COURROIE SUR LE FLASQUE:

A partir de la figure ci-dessous, nous pouvons écrire:

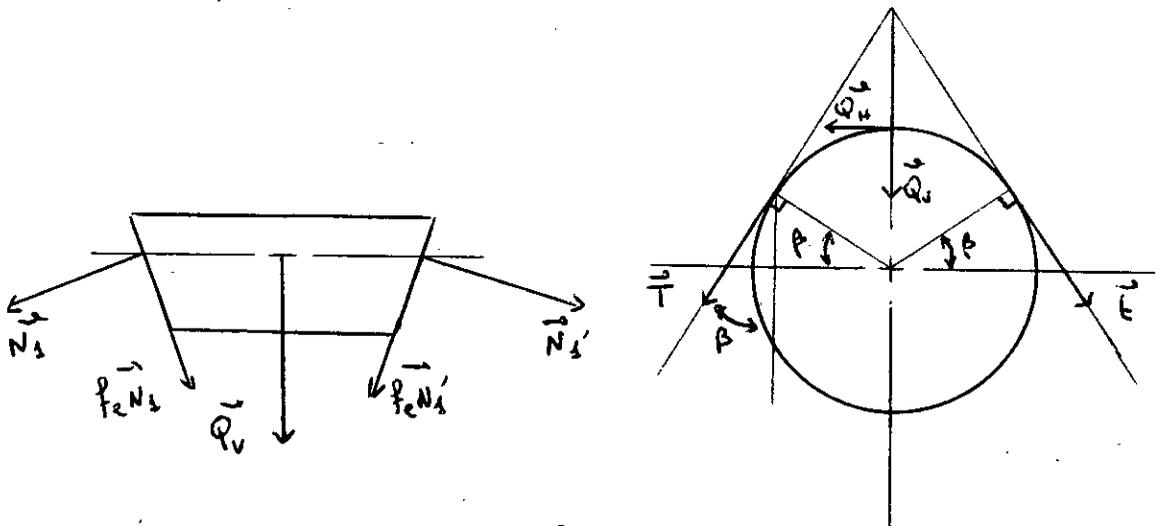


Fig (4) :

$$Q_v = (N_1 + N'_1) * \sin(\psi) + (N_1 + N'_1) * f_e * \cos(\psi)$$

comme:  $|N_1| = |N'_1|$

donc:  $Q_v = 2 * N_1 * \sin(\psi) + 2 * f_e * N_1 * \cos(\psi)$

on tire donc:

$$N_1 = Q_v / (2 * (\sin(\psi) + f_e * \cos(\psi)))$$

or:

$$Q_v = T * \cos(\beta) + t * \sin(\beta)$$

on obtient donc:

$$N_1 = (T \cdot \cos(\beta) + t \cdot \sin(\beta)) / (2 \cdot (\sin(\psi) + f_e \cdot \cos(\psi)))$$

on trouve:

$$N_1 = 896.3 \text{ (N)}$$

6-9-CALCUL DES EFFORTS SUR LES ROULEMENTS DE LA  
POULIE MOTRICE:

Plan (x,y)

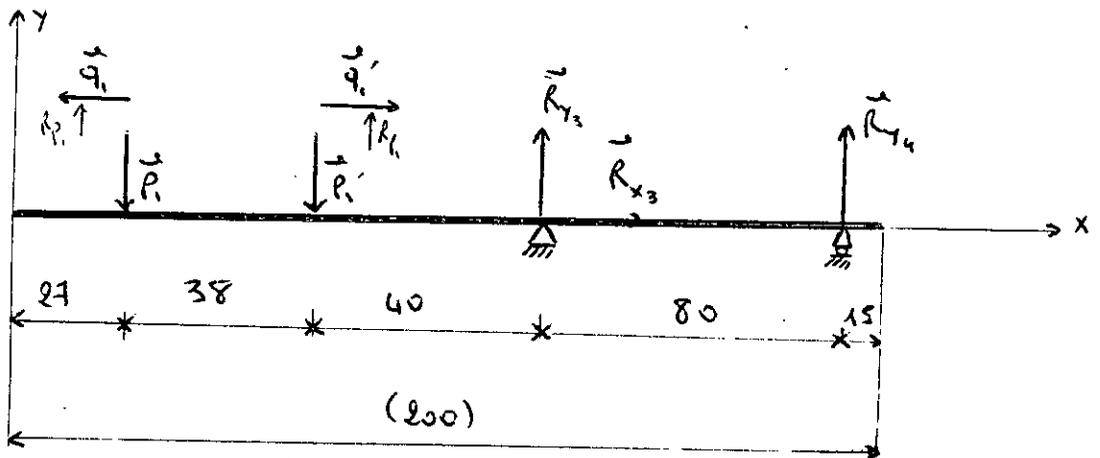


Fig. (5).

$\Sigma F/x = 0$ , nous donne:

$$R_{x3} = 0 \text{ (N)}$$

$\Sigma F/y = 0$ , nous donne:

$$R_{y3} + R_{y4} - 2 * P_1 = 0$$

$\Sigma M/(4) = 0$ ; nous donne:

$$R_{y3} * l_1 - P_1 * (l_2 + l_3) - q * h + q * h = 0$$

Avec:

$$P_1 = N_1 * \sin(\psi) + f_e * N_1 * \cos(\psi)$$

qui donne:

$$P_1 = 738.6 \text{ (N)}$$

on trouve:

$$R_{y3} = 2566.6 \text{ (N)}$$

et

$$R_{y4} = -1089.4 \text{ (N)}$$

Plan (x, z)

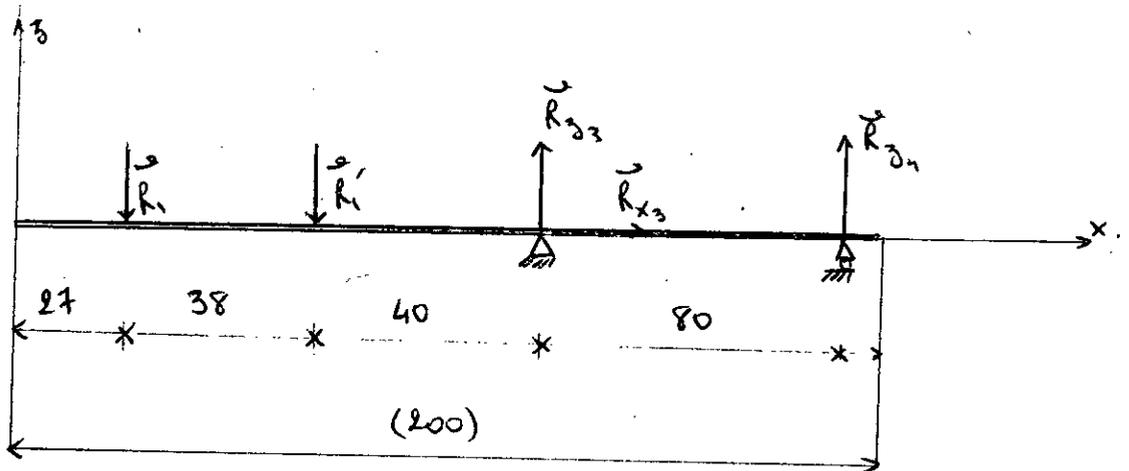


Fig (6):

$\Sigma F/z = 0$ , nous donne:

$$R_{z3} + R_{z4} - 2 * R_1 = 0$$

$\Sigma M/(4) = 0$ , nous donne:

$$R_{z3} * l_1 - R_1 * (l_2 + l_3) = 0$$

Avec:

$$R_1 = (T - t) * \sin(\beta) / 2$$

qui donne:

$$R_1 = 91.4 \text{ (N)}$$

on trouve:

$$R_{z3} = 317.7 \text{ (N)}$$

et

$$R_{z4} = -134.8 \text{ (N)}$$

A°/ VERIFICATION DU ROULEMENT (3): (10)

Le roulement utilisé est de la serie 6014, de diamètre interieur  $d = 70$  (mm), et avec un  $C_{max} = 37.7$  (KN).

$$Fr_3 = (R_{y3}^2 + R_{z3}^2)^{0.5}$$

on trouve:

$$Fr_3 = 2586.2 \text{ (N)}$$

et comme  $F_{a3} = 0$  donc:  $F_{a3}/Fr_3 = 0 < e$  et  $x = 1$

pour:  $N = 1500$  (tr/mn)

$$L_h = 20000 \text{ (h)}$$

et l'abaque (1) nous donne:

$$C_3/P_3 = 12$$

donc:

$$C_3 = 12 * P_3$$

on trouve:

$$C_3 = 31 \text{ (KN)}$$

comme  $C_3 < C_{3max}$  donc le roulement (3) est verifié pour une durée de vie de 20000 (h).

B°/ VERIFICATION DU ROULEMENT (4):

Le roulement utilisé est de la serie 6210, avec un diamètre interieur  $d = 50$  (mm), et avec un  $C_{max} = 35.1$  (KN).

$$Fr_4 = (R_{y4}^2 + R_{z4}^2)^{0.5}$$

on trouve:

$$Fr_4 = 1097.7 \text{ (N)}$$

comme  $F_{a4} = 0$  donc  $F_{a4}/F_{r4} = 0 < e$  et  $x = 1$

pour:  $N = 1500$  (tr/mn)

$L_h = 20000$  (h)

et l'abaque (1) nous donne:

$$C_4/P_4 = 12$$

donc  $C_4 = 12 * P_4$

on trouve:

$$C_4 = 13.2 \text{ (KN)}$$

comme  $C_4 < C_{4max}$  donc le roulement (4) est vérifié pour une durée de vie de  $20000$  (h).

6-10-ETUDE DE LA POULIE MOTRICE:

6-10-1-CALCUL DE L'ARBRE DU FLASQUE MOBILE:

Dans le plan (x,y):

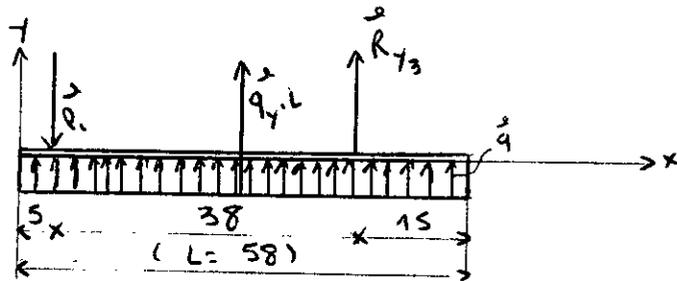


Fig (7):

$\Sigma F/y=0$ , nous donne:

$$q_y * l + R_{y3} - P_1 = 0$$

cela nous donne:

$$q_y = (-R_{y3} + P_1)/l$$

on trouve:

$$q_y = -31.52 \text{ (N/mm)}$$

\* Moments fléchissant:

a)  $0 \leq x \leq 15 \text{ (mm)}$ :

$$M_{fz} = q_y * x^2/2$$

pour  $x=0$ , on a:

$$M_{fz} = 0 \text{ (N.mm)}$$

pour  $x=15$ , on a:

$$M_{fz} = -3546 \text{ (N.mm)}$$

b)  $15 \leq x \leq 53 \text{ (mm)}$ :

$$M_{fz} = q_y * x^2/2 + R_{y3} * (x-15)$$

pour  $x=15$ , on a:

$$M_{fz} = -3546 \text{ (N.mm)}$$

pour  $x=53$  (mm), on a:

$$M_{fz} = 53246.9 \text{ (N.mm)}$$

c)  $0 \leq x' \leq 5$  (mm):

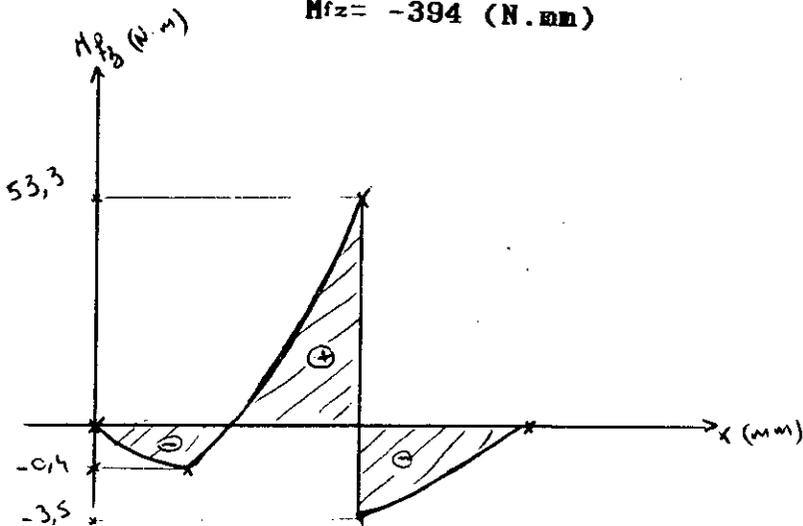
$$M_{fz} = q_y * x'^2 / 2$$

pour  $x'=0$ , on a:

$$M_{fz} = 0 \text{ (N.mm)}$$

pour  $x'=5$ , on a:

$$M_{fz} = -394 \text{ (N.mm)}$$



Dans le plan (x,z):

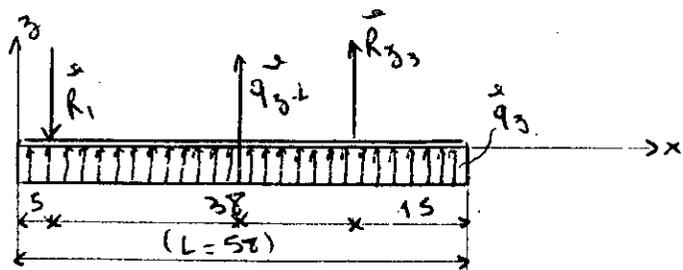


Fig (8):

$\Sigma F/z=0$ , nous donne:

$$qz * l + Rz_3 - R' = 0$$

cela nous donne:

$$qz = (R' - Rz_3)/l$$

on trouve:

$$qz = -3.9 \text{ (N/mm)}$$

\* moments fléchissants:

a)  $0 \leq x \leq 15 \text{ (mm)}$ :

$$M_{fy} = qz * x^2/2$$

pour  $x=0$ , on a:

$$M_{fy} = 0 \text{ (N.mm)}$$

pour  $x=15$ , on a:

$$M_{fy} = -438.75 \text{ (N/mm)}$$

b)  $15 \leq x \leq 53 \text{ (mm)}$ :

$$M_{fy} = qz * x^2/2 + Rz_3 * (x - 15)$$

pour  $x=15$ , on a:

$$M_{fy} = -438.75 \text{ (N/mm)}$$

pour  $x=53$ , on a:

$$M_{fy} = 6594.3 \text{ (N/mm)}$$

c)  $0 \leq x' \leq 5$  (mm):

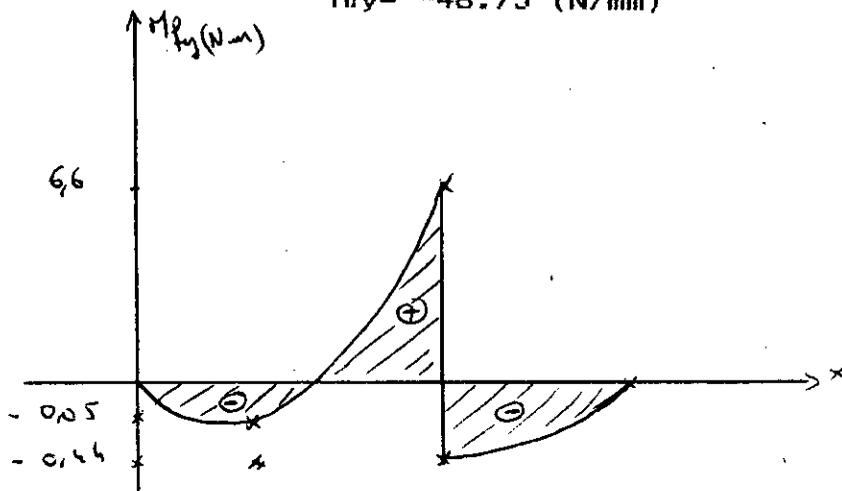
$$M_{fy} = qz \cdot x'^2 / 2$$

pour  $x' = 0$ , on a:

$$M_{fy} = 0 \text{ (N/mm)}$$

pour  $x' = 5$ , on a:

$$M_{fy} = -48.75 \text{ (N/mm)}$$



on remarque que la zone critique se situe au point  $x_3 = 43$  (mm), donc le moment flechissant est maximum en  $x = x_3$

$$M_{fmax} = (M_{fy}(x_3)^2 + M_{fz}(x_3)^2)^{0.5}$$

on trouve:

$$M_{fmax} = 54 \text{ (N.m)}$$

D'après la théorie de Von-Mises-Hencky, le moment équivalent est donné par:

$$M_e = (M_{fmax}(x_3)^2 + (3/4) M_t(x_3)^2)^{0.5}$$

avec  $M_t$ : le moment de torsion qui est en fait le couple nominal du moteur ( $M_t = C_n = 49 \text{ N.m}$ )

on trouve:

$$M_e = 69 \text{ (N.m)}$$

la contrainte réduite est donnée par

$$\sigma_r = M_e / (I/V)$$

on trouve:

$$\sigma_r = (K * 32 * M_e * D) / (D^4 - d^4) * \pi$$

avec:

$$D = 70 \text{ (mm)}$$

$$d = 56 \text{ (mm)}$$

K: coefficient de concentration de contrainte

on trouve:

$$\sigma_r = 21 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

la condition à respecter est la suivante:

$$\sigma_r \leq \sigma_{adm}$$

avec:

$$\sigma_{adm} = \sigma_e / \alpha$$

ou:

$$\alpha: \text{coefficient de sécurité} = \alpha_e = \alpha_h * \alpha_d * \alpha_p * \alpha_f * \alpha_t = 3$$

$$\sigma_e: \text{contrainte élastique du matériau} = 24 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

$$\text{on trouve } \sigma_{adm} = 8 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

comme  $\sigma_r < \sigma_{adm}$  donc le dimensionnement de l'arbre du flasque mobile est correcte

6-10-2-CALCUL DE L'ARBRE DU FLASQUE FIXE:

Etant donné que le bout d'arbre du moteur est lié à l'arbre du flasque fixe par vis de serrage, on considèrera, pour la suite de ce calcul de dimensionnement, que l'arbre du flasque fixe est encastré au niveau du serrage.

Plan (x-y)

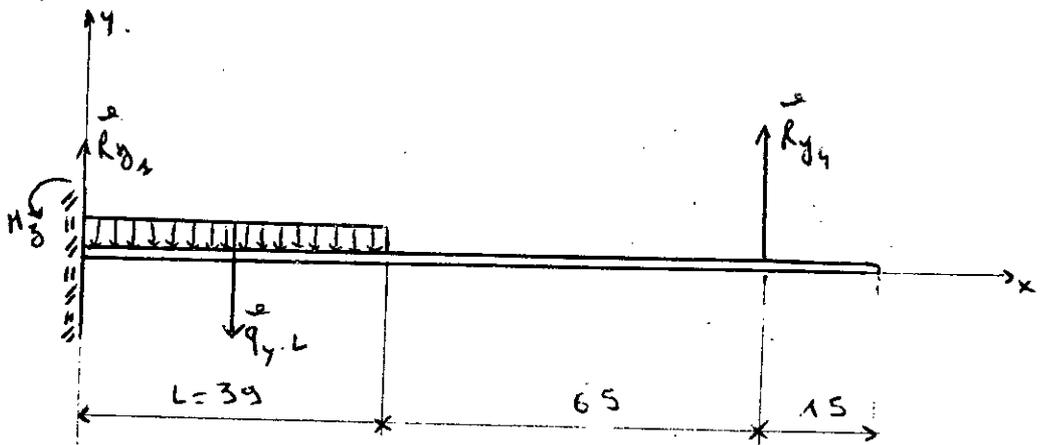


fig (9):

$\Sigma F/y=0$ , nous donne:

$$R_{y1} + R_{y4} - q_y * l = 0$$

cela nous donne:

$$R_{y1} = q_y * l - R_{y4}$$

on trouve:

$$R_{y1} = -139.9 \text{ (N)}$$

$\Sigma M/(4)=0$ , nous donne:

$$M_z + q_y * l * x_1 - R_{y1} * x_2 = 0$$

cela nous donne:

$$M_z = R_{y1} * l_1 - q_y * l_2$$

on trouve:

$$M_z = 89.33 \text{ (N.m)}$$

\* moments flechissants:

a)  $0 \leq x \leq 15$  (mm):

$$M_{fz} = 0 \text{ (N.m)}$$

b)  $15 \leq x \leq 80$  (mm):

$$M_{fz} = R_{y4} * (x-15)$$

pour  $x=15$ , on a:

$$M_{fz} = 0 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=80$ , on a:

$$M_{fz} = -70.81 \text{ (N.m)}$$

c)  $80 \leq x \leq 119$  (mm):

$$M_{fz} = R_{y4} * (x-15) - q_y * ((x-80)^2/2)$$

pour  $x=80$ , on a:

$$M_{fz} = -70.81 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=119$ , on a:

$$M_{fz} = -89.33 \text{ (N.m)}$$

Plan (x-z)

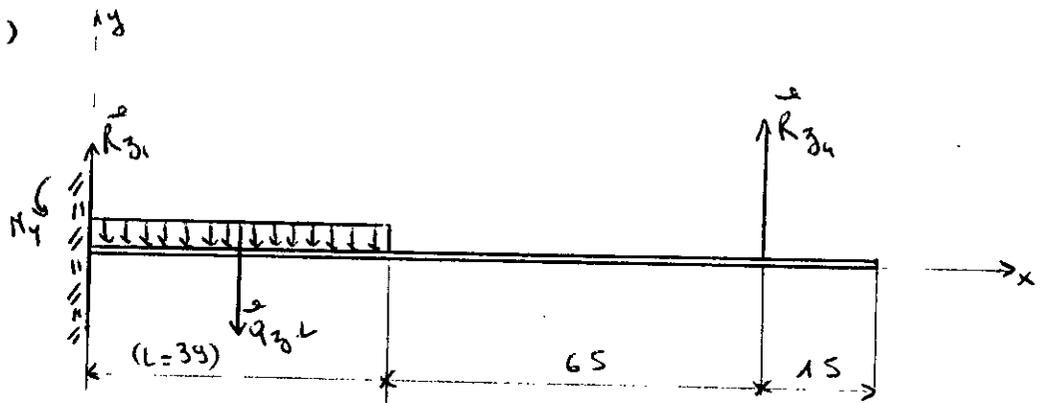


Fig (10)

$\Sigma F/z = 0$ , nous donne:

$$R_{z1} + R_{z4} = q_z * l$$

cela nous donne:

$$R_{z1} = q_z * l - R_{z4}$$

on trouve:

$$R_{z1} = -17.26 \text{ (N)}$$

$\Sigma M/(4) = 0$ , nous donne:

$$M_y = R_{z1} * x_1 - q_z * l * x_2$$

on trouve:

$$M_y = 11.06 \text{ (N.m)}$$

\* Moments fléchissants:

a)  $0 \leq x \leq 15$  (mm):

$$M_{fy} = 0 \text{ (N.m)}$$

b)  $15 \leq x \leq 80$  (mm):

$$M_{fy} = R_{z4} * (x-15)$$

pour  $x=15$ , on a:

$$M_{fy} = 0 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=80$ , on a:

$$M_{fy} = -8.76 \text{ (N.m)}$$

c)  $80 \leq x \leq 119$  (mm):

$$M_{fy} = R_{z4} * (x-15) - q_z * ((x-80)^2/2)$$

pour  $x=80$ , on a:

$$M_{fy} = -8.76 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=119$ , on a:

$$M_{fy} = -11.06 \text{ (N.m)}$$

On remarque que la zone critique se situe au point  $x=0$ , donc le moment flechissant est maximum au point  $x=0$ .

$$M_{fmax}(x=0) = (M_{fy(x=0)}^2 + M_{fz(x=0)}^2)^{0.5}$$

on trouve:

$$M_{fmax} = 90 \text{ (N.m)}$$

D'après la théorie de Von-Mises-Hencky, le moment équivalent est donné par:

$$M_e = (M_{fmax}^2 + (3/4) * M_t^2)^{0.5}$$

on trouve:

$$M_e = 99.50 \text{ (N.m)}$$

le calcul de la contrainte reduite nous donne:

$$\sigma_r = 48 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

avec:

$$D = 56 \text{ (mm)}$$

$$d = 40 \text{ (mm)}$$

La condition à respecter est:

$$\sigma_r \leq \sigma_{adm} = 8 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

Comme  $\sigma_r < \sigma_{adm}$ , donc le dimensionnement de l'arbre du flasque fixe est correcte.

#### 6-10--3-VERIFACATION DE LA CLAVETTE (A):

La clavette utilisée est de section  $10 * 8$  sur une longueur  $L = 40 \text{ (mm)}$ . Le diamètre de l'arbre est  $d = 38 \text{ (mm)}$ .

#### A°) Au cisaillement:

La contrainte admissible de glissement de l'acier est de  $55 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$\text{on a: } F_t = 2 * C_n / d$$

on trouve:

$$F_t = 2580 \text{ (N)}$$

$$\text{et } \tau = F_t/S$$

on trouve:

$$\tau = 32.3 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

on a la condition:  $\tau < \tau_{adm}$  qui est respectée.

B°) Au mâtage:

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

$$b = 3 \text{ (mm)}$$

$$a = 5 \text{ (mm)}$$

$$P_a = F_t / (a * L)$$

on trouve:

$$P_a = 13 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$P_m = F_t / (b * L)$$

on trouve:

$$P_m = 51.5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

la condition:  $P_a < P_m < P_{adm}$  est respectée

#### 6-10-4-VERIFICATION DE LA CLAVETTE (B):

La clavette utilisée est de section  $16 * 10$  sur une longueur  $L = 90 \text{ (mm)}$ . Le diamètre de l'arbre est  $d = 56 \text{ (mm)}$

A°) Au cisaillement:

on a  $F_t = 2 * C_n / d$

on trouve:

$$F_t = 1750 \text{ (N)}$$

et  $\tau = F_t/S$

on trouve:

$$\tau = 11 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

on a la condition:  $\tau < \tau_{adm}$  qui est respectée

B°) Au mâtage:

$$b = 4 \text{ (mm)}$$

$$a = 6 \text{ (mm)}$$

$$P_a = F_t/(a * L)$$

on trouve:

$$P_a = 3.30 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$P_m = F_t/(b * L)$$

on trouve:

$$P_m = 5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

La condition:  $P_a < P_m < P_{adm}$  est respectée.

6-10-5-CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DU FLASQUE:

Pour le calcul de l'épaisseur du flasque, on recalculera les tensions T et t pour les angles de contact suivants:

$$\theta_1 = \theta_2 = \pi \quad \text{donc} \quad \beta = 0$$

D'après (1.17), et (1.12), on trouve:

$$T = 1363.47 \text{ (N)}$$

$$t = 214.92 \text{ (N)}$$

Nous pouvons considérer le flasque encasturé d'un côté et soumis à une charge concentrée de l'autre, et ceci à une distance  $a = R_{p1} = 43$  (mm).

Le moment fléchissant est maximum à l'encastrement et est égale à:

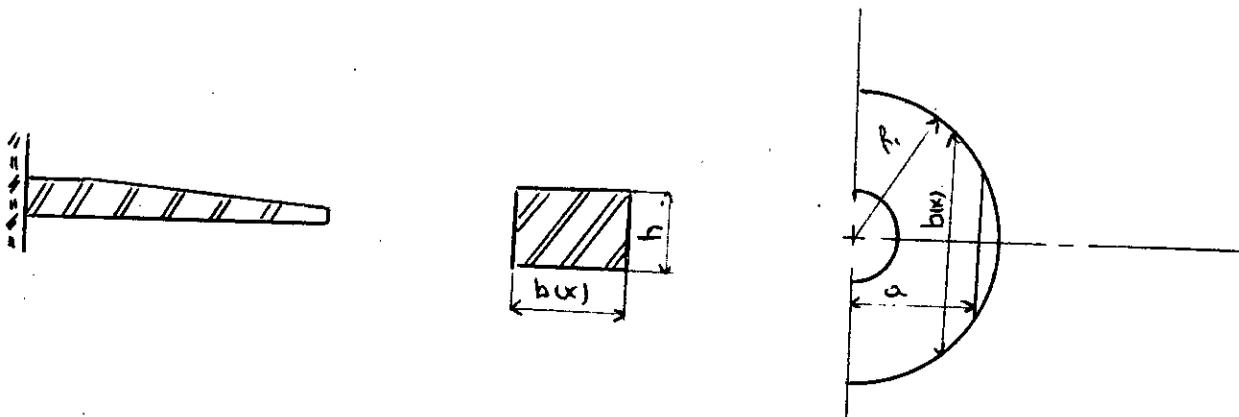


Fig (11)

$$M_{fmax} = N'z * (\cos\psi - f_e * \sin\psi) * a$$

avec:

$$N'z = (T + t) * \cos\beta / (2 * (\sin\psi + f_e * \cos\psi))$$

on trouve:

$$N'z = 974.83 \text{ (N)}$$

et:

$$M_{fmax} = 35.18 \text{ (N.m)}$$

Le module de la section est minimum à  $x = r_{p1} = 43$  (mm)

$$W_{zmin} = b_{min}(x) * h^2 / 6$$

avec:

$$b_{min} = (R_i^2 - r_{p1}^2)^{1/2}$$

on a par ailleurs:

$$\sigma_{\max} = M_{f\max} / W_{z\min}$$

et avec la condition:

$$\sigma_{\max} < \sigma_{adm}$$

on en deduit:

$$h = (3 * M_{f\max} / ((R_1^2 - r_{p1}^2)^{1/2} * \sigma_{adm}))$$

ou:

$$\sigma_{adm} = R_e * \alpha_e$$

et:

$$\alpha_e = 1, \quad R_e = 80 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

on trouve:

$$h = 3.43 \text{ (mm)}$$

on prendra:

$$h = 4 \text{ (mm)}$$

### 6-10-6-TRANSMISSION PAR VIS: (2)

#### A°) Calcul du couple pour actionner la vis:

il est donné par:

$$C = F_a * d_m / 2 * (p * \pi * f * d_m \sec \beta / (\pi * d_m - f * p * \sec \beta))$$

avec:

$$\begin{aligned} f &= 0.15 & d &= 105 \text{ (mm)} & d_m &= 103 \text{ (mm)} \\ p &= 3 \text{ (mm/tr)} & D_b &= 109 \text{ (mm)} & d_b &= 101 \text{ (mm)} \\ \beta &= 30^\circ \end{aligned}$$

on trouve:

$$C = 10 \text{ (N.m)}$$

B°) Verification de l'autoblocage de la vis:

l'autoblocage de la vis est donné par:

$$\pi * f * d_m * \sec\beta > p$$

on trouve:

$$97 > 3$$

comme la condition est respectée, on peut dire que la vis est autoblocante

C°) SOLLICITATION A LA TRACTION ET AU CISAILLEMENT:

pour la sollicitation à la traction, il faut vérifier la condition suivante:

$$\sigma = F/S = 4 * F / (\pi * d^2) \leq \sigma_{adm}$$

pour la sollicitation au cisaillement, il faut vérifier la condition suivante:

$$\tau = F / (\pi * d * t * N) \leq \tau_{adm}$$

6-11-ETUDE DE LA POULIE RECEPTRICE:

6-11-1-DIMENSIONNEMENT DU RESSORT: (1)

$l_0$ : longueur à vide du ressort  
 $l_1$ : longueur du ressort sous la charge  $F$   
 $l_2$ : longueur du ressort sous la charge  $F_{max}$   
 $G$ : module de cisaillement  
 $\tau_v$ : contrainte admissible de cisaillement  
 $f_0$ : écrasement du ressort sous la charge  $F$   
 $f_t$ : écrasement du ressort sous la charge  $F_{max}$   
 $r_i$ : rayon intérieur d'enroulement  
 $d$ : diamètre du fil du ressort  
 $N$ : nombre de filets du ressort  
 $K$ : constante de raideur du ressort

$$F=753 \text{ (N)}$$

$$G=80000 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$f_t-f_0=30 \text{ (mm)}$$

$$\tau_v=400 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$r_i=35 \text{ (mm)}$$

$$f_0=60 \text{ (mm)}$$

A°) Calcul du diamètre du fil:

la condition à respecter est la suivante:

$$\tau = 16 * r * F / (\pi * d^3) \leq \tau_v$$

cela nous donne:

$$d \geq (16 * r * F / (\pi * \tau_v))^{1/3}$$

on trouve:

$$d \geq 6.94 \text{ (mm)}$$

on prendra:

$$d = 7 \text{ (mm)}$$

B°) Calcul du nombre de spires:

la condition à respecter est la suivante:

$$f_0 = 64 * r^3 * F * N_u / (G * d^4)$$

cela nous donne:

$$N_u = G * d^4 * f_0 / (64 * r^3 * F)$$

on trouve:

$$N_u = 5.57 \text{ filets}$$

on prendra:

$$N_u = 5.5 \text{ filets}$$

et:

$$N_{eff} = N_u + 1.5$$

on trouve:

$$N_{eff} = 7 \text{ filets}$$

C°) Calcul de la constante de raideur:

on a:

$$F = K * f_0$$

donc:

$$K = F/f_0$$

on trouve:

$$K = 12550 \text{ (N/m)}$$

D°) Calcul de l'effort maximal:

$$F_{\max} = K * f_t$$

avec:

$$f_t = f_0 + (\text{course du flasque})$$

donc:

$$f_t = 90 \text{ (mm)}$$

et:

$$F_{\max} = 1129.5 \text{ (N)}$$

E°) Calcul de la longueur  $l_2$  du ressort:

$$l_{2\min} = N_{\text{eff}} * d$$

on trouve:

$$l_{2\min} = 48 \text{ (mm)}$$

on prendra:

$$l_2 = 60 \text{ (mm)}$$

F°) Calcul de la longueur  $l_1$  du ressort:

$$l_1 = l_2 + (\text{course du flasque})$$

on trouve:

$$l_1 = 90 \text{ (mm)}$$

G°) Calcul de la longueur à vide du ressort:

$$l_0 = l_1 + f_0$$

on trouve:

$$l_0 = 150 \text{ (mm)}$$

H°) Calcul du pas du ressort:

$$p = (l_0 - 1.5 * d) / N$$

on trouve:

$$p = 20 \text{ (mm)}$$

6-11-2-DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE DU FLASQUE FIXE:

Plan (x,y):

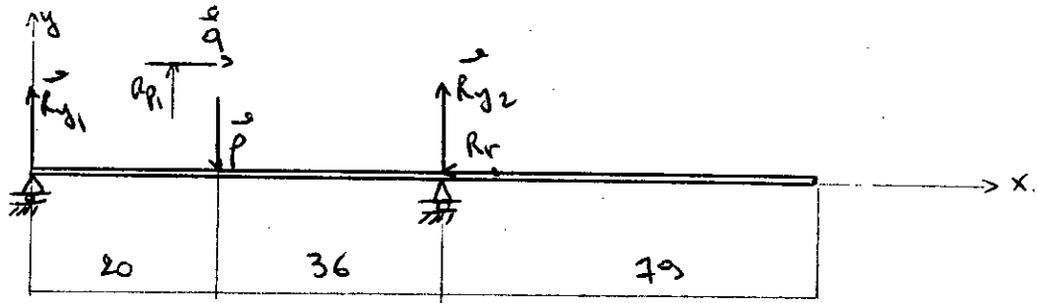


Fig (12)

$\Sigma F/x=0$ , nous donne:

$$F = q$$

$\Sigma F/y=0$ , nous donne:

$$R_{y1} + R_{y2} = P$$

$\Sigma M/(1)=0$ , nous donne:

$$-q * R_{p1} + R_{y2} * l_1 - P * l_2 = 0$$

cela nous donne:

$$R_{y2} = (P * l_2 + q * R_{p1})/l_1$$

on trouve:

$$R_{y2} = 1983.4 \text{ (N)}$$

et

$$R_{y1} = -1244.8 \text{ (N)}$$

\* Moments fléchissants:

a°)  $0 \leq x \leq 20$  (mm):

$$M_{fz} = R_{y1} * x$$

pour  $x=0$ , on a :

$$Mfz = 0 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=20$ , on a :

$$Mfz = -24.9 \text{ (N.m)}$$

b°)  $20 \leq x \leq 56$  (mm) :

$$Mfz = R_{y1} * x - P * (x - 20) + q * R_{p1}$$

pour  $x=20$ , on a :

$$Mfz = 71.40 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=56$ , on a :

$$Mfz = 0 \text{ (N.m)}$$

c°)  $56 \leq x \leq 135$  (mm) :

$$Mfz = 0 \text{ (N.m)}$$

Plan (x,z) :

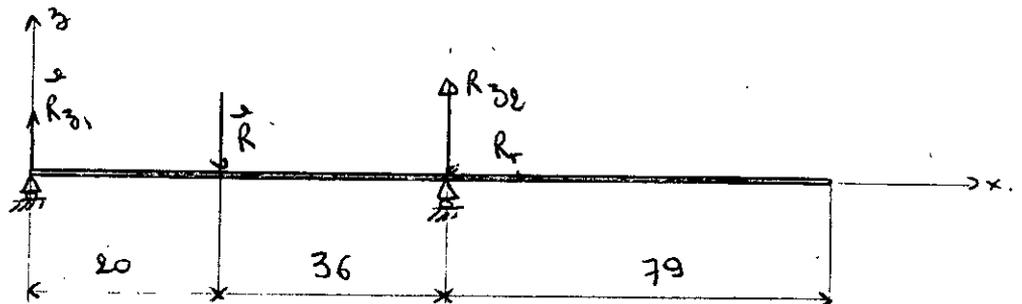


Fig (13)

$\Sigma F/z=0$ , nous donne:

$$R_{z1} + R_{z2} = R$$

$\Sigma M/(1)=0$ , nous donne:

$$R_{z2} * l_1 - R * l_2 = 0$$

cela nous donne:

$$R_{z2} = R * l_2 / l_1$$

on trouve:

$$R_{z2} = 32.65 \text{ (N)}$$

et

$$R_{z1} = 58.77 \text{ (N)}$$

\* Moments fléchissants:

a°)  $0 \leq x \leq 20 \text{ (mm)}$ :

$$M_fy = R_{z1} * x$$

pour  $x=0$ , on a:

$$M_fy = 0 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=20$ , on a:

$$M_fy = 1.175 \text{ (N.m)}$$

b°)  $20 \leq x \leq 56 \text{ (mm)}$ :

$$M_fy = R_{z1} * x - R * (x - 20)$$

pour  $x=20$ , on a:

$$M_fy = 1.175 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=56$ , on a:

$$M_{fy} = 0 \text{ (N)}$$

c°)  $56 \leq x \leq 135$  (mm):

$$M_{fy} = 0 \text{ (N.m)}$$

on remarque que la zone critique se situe au point  $x=20$ (mm) donc le moment fléchissant est maximum au point  $x=20$ (mm).

$$M_{fmax} = (M_{fy(x=20)}^2 + M_{fz(x=20)}^2)^{1/2}$$

on trouve:

$$M_{fmax} = 71.40 \text{ (N.m)}$$

D'après la théorie de Von-Mises-Hencky, on a:

$$M_e = (M_{fmax}^2 + (3/4) * M_t^2)^{1/2}$$

on trouve:

$$M_e = 83.1 \text{ (N.m)}$$

d'après le calcul de la contrainte réduite, on trouve:

$$\sigma_r = 12 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

avec:

$$D = 90 \text{ (mm)}$$

$$d = 70 \text{ (mm)}$$

la condition à respecter est:

$$\sigma_r \leq \sigma_{adm} = 8 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

comme  $\sigma_r < \sigma_{adm}$ , donc le dimensionnement de l'arbre du flasque fixe est correcte.

6-11-3-DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE DU FLASQUE MOBILE:

Plan (x,y):

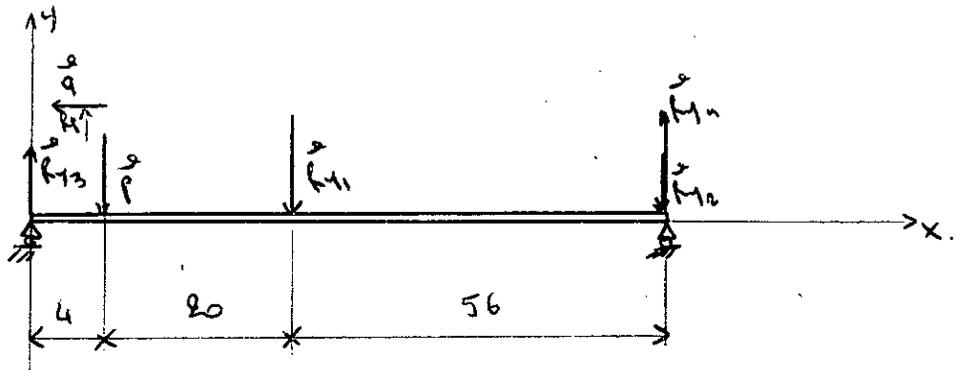


Fig (14)

$\Sigma F/y=0$ , nous donne:

$$R_{y3} + R_{y4} = P + R_{y1} + R_{y2}$$

$\Sigma M/(5)=0$ , nous donne:

$$-P * l_3 - R_{y1} * l_4 - R_{y2} * l_5 + R_{y4} * l_6 = 0$$

cela nous donne:

$$R_{y4} = (l_3 * P + R_{y1} * l_4 + R_{y2} * l_5) / l_6$$

on trouve:

$$R_{y4} = 1646.9 \text{ (N)}$$

et

$$R_{y3} = -169.7 \text{ (N)}$$

\* Moments fléchissants:

a°)  $0 \leq x \leq 4$  (mm):

$$M_{fz} = R_{y3} * x$$

pour  $x=0$ , on a:

$$M_{fz} = 0 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=4$ , on a:

$$M_{fz} = -0.678 \text{ (N.m)}$$

b°)  $4 \leq x \leq 24$  (mm):

$$M_{fz} = R_{y3} * x - P * (x - 4) - R_p * q$$

pour  $x=4$ , on a:

$$M_{fz} = -96.97 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=24$ , on a:

$$M_{fz} = -115.14 \text{ (N.m)}$$

c°)  $24 \leq x \leq 80$  (mm):

$$M_{fz} = R_{y3} * x - P * (x - 4) - R_p * q - R_{y1} * (x - 24)$$

pour  $x=24$ , on a:

$$M_{fz} = -115.14 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=80$ , on a:

$$M_{fz} = -96.3 \text{ (N.m)}$$

Plan (x, z)

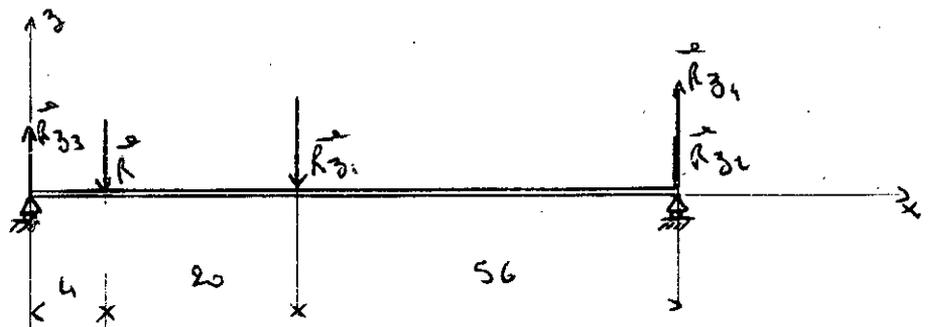


Fig (15):

$\Sigma F/z=0$ , nous donne:

$$Rz3 + Rz4 = R + Rz1 + Rz2$$

$\Sigma M/(3)=0$ , nous donne:

$$-R * l3 - Rz1 * l4 - Rz2 * l5 + Rz4 * l6 = 0$$

cela nous donne:

$$Rz4 = (R * l3 + Rz1 * l4 + Rz2 * l5) / l6$$

on trouve:

$$Rz4 = 54.85 \text{ (N)}$$

et

$$Rz3 = 127.99 \text{ (N)}$$

\* Moments fléchissants:

a°)  $0 \leq x \leq 4$  (mm):

$$Mfy = Rz3 * x$$

pour  $x=0$ , on a:

$$Mfy = 0 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=4$ , on a:

$$Mfy = 0.52 \text{ (N.m)}$$

b°)  $4 \leq x \leq 24$  (mm):

$$Mfy = Rz3 * x - R * (x - 4)$$

pour  $x=4$ , on a:

$$Mfy = 0.52 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=24$ , on a:

$$Mfy = 1.24 \text{ (N.m)}$$

c°)  $24 \leq x \leq 80$  (mm):

$$M_{fy} = R_{z3} * x - R * (x - 4) - R_{z1} * (x - 24)$$

pour  $x=24$ , on a:

$$M_{fy} = 1.24 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=80$ , on a:

$$M_{fy} = 0 \text{ (N.m)}$$

On remarque que la zone critique se situe au point  $x=24$ (mm), donc le moment fléchissant est maximum au point  $x=24$ (mm).

$$M_{fmax} = (M_{fy}^2 + M_{fz}^2)^{1/2}$$

on trouve:

$$M_{fmax} = 115.15 \text{ (N.m)}$$

D'après la théorie de Von-Mises-Hencky, on a:

$$M_e = (M_{fmax}^2 + (3/4) * M_t^2)^{1/2}$$

on trouve:

$$M_e = 122.70 \text{ (N.m)}$$

d'après le calcul de la contrainte réduite, on trouve:

$$\sigma_r = 30 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

avec:

$$D = 70 \text{ (mm)}$$

$$d = 50 \text{ (mm)}$$

la condition à respecter est:

$$\sigma_r \leq \sigma_{adm} = 8 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

comme  $\sigma_r < \sigma_{adm}$ , donc le dimensionnement de l'arbre du flasque mobile est correcte.

6-11-4-DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE CENTRAL:

Comme l'arbre central est lié au reducteur par vis, on considerera, pour la suite des calculs, que l'arbre central est encasturé au niveau ou il y a fixation par vis.

Plan (x,y):

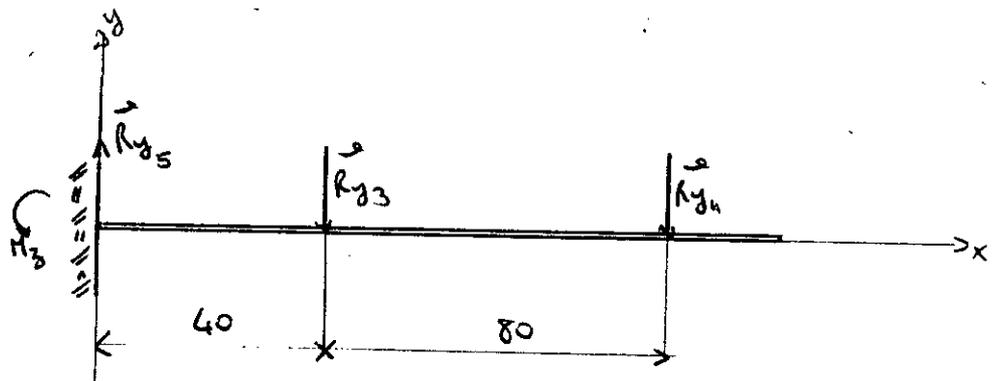


Fig (16) :

$\Sigma F/y=0$ , nous donne:

$$R_{y5} = R_{y4} + R_{y3}$$

on trouve:

$$R_{y5} = 1477.2 \text{ (N)}$$

$\Sigma M/(4)=0$ , nous donne:

$$R_{y3} * 17 + M_z - R_{y5} * 1a = 0$$

cela nous donne:

$$M_z = R_{y5} * 15 - R_{y3} * 17$$

on trouve:

$$M_z = 190.84 \text{ (N.m)}$$

\* Moments fléchissants:

a°)  $0 \leq x \leq 40$  (mm):

$$M_{fz} = -M_z + R_{y5} * x$$

pour  $x=0$ , on a:

$$M_{fz} = -190.84 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=40$ , on a:

$$M_{fz} = -131.75 \text{ (N.m)}$$

b°)  $40 \leq x \leq 120$  (mm):

$$M_{fz} = -M_z + R_{y5} * x - R_{y3} * (x - 40)$$

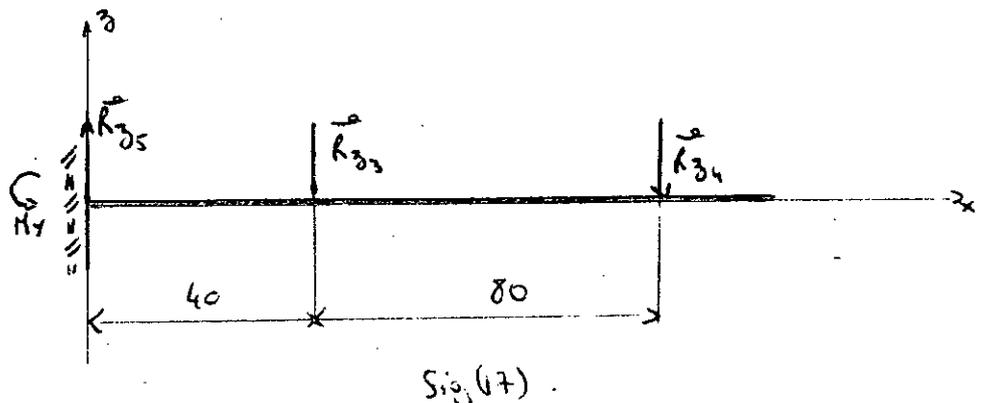
pour  $x=40$ , on a:

$$M_{fz} = -131.75 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=120$ , on a:

$$M_{fz} = 0 \text{ (N.m)}$$

Plan (x, z):



$\Sigma F/z=0$ , nous donne:

$$R_{z5} = R_{z4} + R_{z3}$$

on trouve:

$$R_{z5} = 182.84 \text{ (N)}$$

$\Sigma M/(4)$ , nous donne:

$$R_{z3} * 17 + M_z - R_{z5} * 10 = 0$$

cela nous donne:

$$M_y = R_{z5} * 10 - R_{z3} * 17$$

on trouve:

$$M_y = 11.70 \text{ (N.m)}$$

\* Moments fléchissants:

a°)  $0 \leq x \leq 40$  (mm):

$$M_{fy} = -M_y + R_{y5} * x$$

pour  $x=0$ , on a:

$$M_{fy} = -11.70 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=40$ , on a:

$$M_{fy} = -4.38 \text{ (N.m)}$$

b°)  $40 \leq x \leq 120$  (mm):

$$M_{fy} = -M_y + R_{y5} * x - R_{z3} * (x - 40)$$

pour  $x=40$ , on a:

$$M_{fy} = -4.38 \text{ (N.m)}$$

pour  $x=120$ , on a :

$$M_{fy} = 0 \text{ (N.m)}$$

On remarque que la zone critique se situe au point  $x=0$ (mm), donc le moment fléchissant est maximum au point  $x=0$ (mm).

$$M_{fmax} = (M_{fy}^2 + M_{fz}^2)^{1/2}$$

on trouve :

$$M_{fmax} = 191.20 \text{ (N.m)}$$

D'après la théorie de Von-Mises-Hencky, on a :

$$M_e = (M_{fmax}^2 + (3/4) * M_t^2)^{1/2}$$

on trouve :

$$M_e = 195.90 \text{ (N.m)}$$

d'après le calcul de la contrainte réduite, on trouve :

$$\sigma_r = 14.4 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

avec :

$$D = 50 \text{ (mm)}$$

$$d = 38 \text{ (mm)}$$

la condition à respecter est :

$$\sigma_r \leq \sigma_{adm} = 8 \text{ (dN/mm}^2\text{)}$$

Comme  $\sigma_r < \sigma_{adm}$ , le dimensionnement de l'arbre central est correcte.

6-11-5-VERIFACATION DE LA CLAVETTE (C):

La clavette utilisée est de section  $20 * 12$  sur une longueur  $l = 60$  (mm). Le diamètre de l'arbre est  $d = 70$  (mm).

A°) Au cisaillement:

on a:

$$F_t = 2 * C_n / d$$

on trouve:

$$F_t = 140 \text{ (N)}$$

et:

$$\tau = F_t / S$$

on trouve:

$$\tau = 5.80 \text{ (N/mm}^2\text{)} .$$

On a la condition  $\tau < \tau_{adm}$  qui est respectée

B°) Au nappage:

$$a = 7.5 \text{ (mm)}$$

$$b = 5 \text{ (mm)}$$

on a:

$$P_a = F_t / (a * l)$$

on trouve:

$$P_a = 3.10 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

et:

$$P_m = F_t = F_t / (b * l)$$

on trouve:

$$P_m = 4.70 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

La condition  $P_a < P_m < P_{adm}$  est respectée

#### 6-11-6-VERIFICATION DE LA CLAVETTE (D):

La clavette utilisée est de section  $14 * 9$  sur une longueur  $l = 70$  (mm). Le diamètre de l'arbre est  $d = 50$  (mm).

#### A°) Au cisaillement:

on a:

$$F_t = 2 * C_n / d$$

on trouve:

$$F_t = 1960 \text{ (N)}$$

et:

$$\tau = F_t / S$$

on trouve:

$$\tau = 15.60 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

La condition  $\tau < \tau_{adm}$  st respectée

#### B°) Au mâtage:

$$a = 5.5 \text{ (mm)}$$

$$b = 3.8 \text{ (mm)}$$

on a:

$$P_a = F_t / (a * l)$$

on trouve:

$$P_a = 5.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

et:

$$P_m = F_t / (b * l)$$

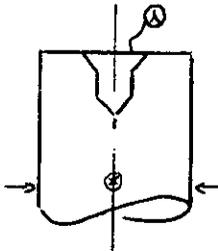
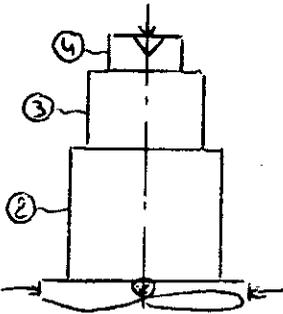
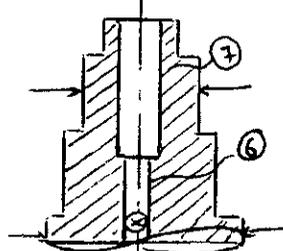
on trouve:

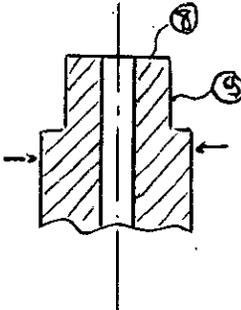
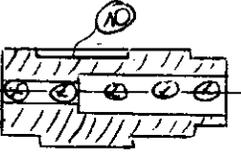
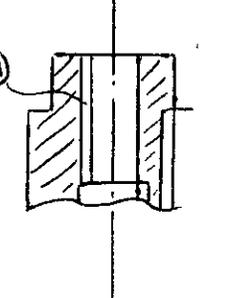
$$P_m = 7.4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

La condition  $P_a < P_m < P_{adm}$  est respectée

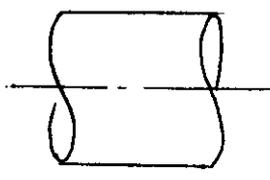
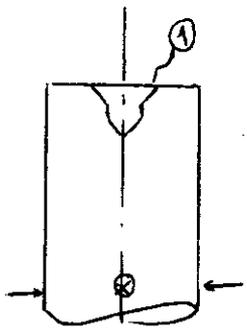
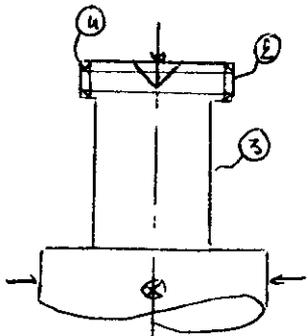
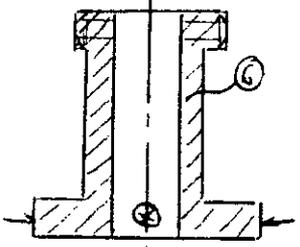
VII- GAMMES D'USINAGE

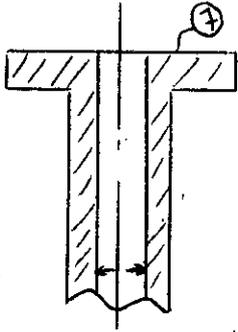
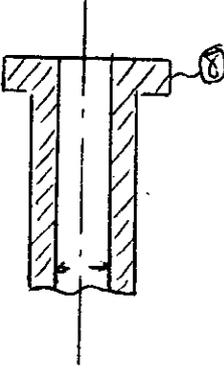
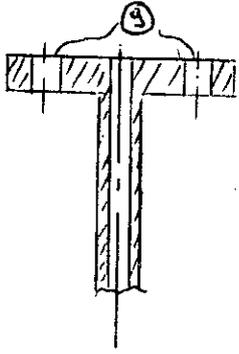
7-1-ARBRE DU FLASQUE FIXE:

Ph/s.Ph	Dés.Phases	M.O	Croquis	Outil	Contrôle	
001	ébavurer et contrôler le brut	/	<p><math>\varnothing = 60</math> (mm) et <math>l = 200</math> (mm)</p> 	line	pied à coulisse	
100	dresser et centrer (1)	tour	<p>montage en l'air</p> 	outil à dresser et fôret à centrer		
	charioter(2) sur 177(mm) au $\varnothing 56$ g6	tour	<p>montage mixte</p> 	outil à charioter	palmer (50-75)	
	charioter(3) sur 80(mm) au $\varnothing 54$					pied à coulisse
	charioter(4) sur 25(mm) au $\varnothing 50$ m6					
	percer (5) sur 192(mm) au $\varnothing 35$			<p>montage en l'air avec lunette</p> 	fôret: $\varnothing 10$ au $\varnothing 35$	
	aléser (6) au $\varnothing 38$				outil à aléser	pied à coulisse
	aléser (7) sur 111(mm) au $\varnothing 40$					

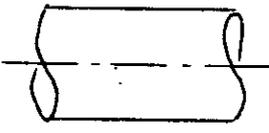
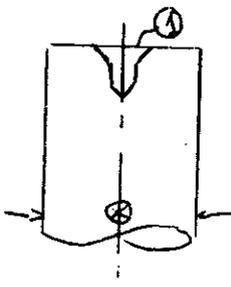
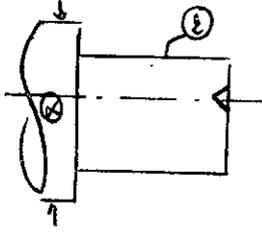
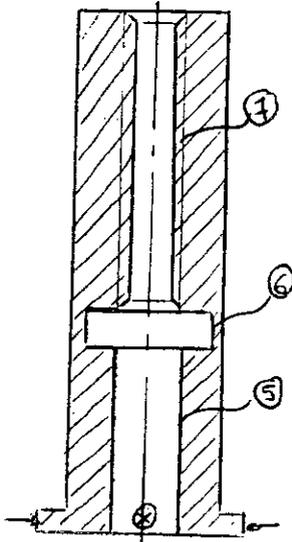
Ph/s.Ph	Dés.Phases	M.O	Croquis	Outil	Contrôle
102	dresser (8)  charioter(9) sur 15(mm) au Ø 54 p6	tour	montage en l'air avec lunette  	outil à dresser	palmer (50-75) ou calibre à ma- choire
201	rainurer(10) de 15 (mm) à 112 (mm)	frai- seuse	montage sur plateau circu- laire  	fraise Ø 16	
202	rainurer(11) sur 80(mm)	frai- seuse	montage en l'air sur plateau cir- culaire  	outil à rainure 10 (mm)	

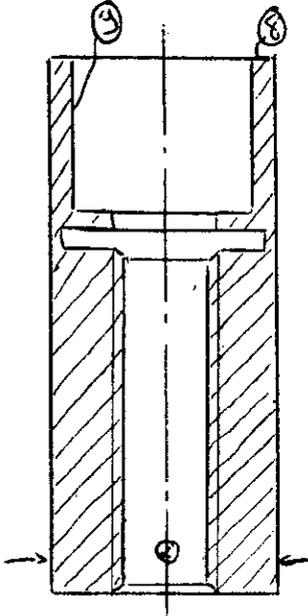
7-2-VIS:

Ph/s.Ph	Dés.Phases	M.O	Croquis	Outil	Contrôle
	ébavurer et contrôler le brut		<p>Ø = 145 (mm) et l = 70 (mm)</p> 	lime	pied à coulisse
101	<p>dresser et centrer (1)</p> <p>charioter (2) sur 55 (mm) au Ø 105</p> <p>rainurer (3) de 15 (mm) à 55 (mm) au Ø 100</p> <p>fileter (4) à M105 avec un pas=3</p> <p>percer (5) au Ø 50</p> <p>aléser (6) au Ø 80</p>	tour	<p>montage en l'air</p>  <p>montage mixte</p>  <p>montage en l'air</p> 	<p>outil à dresser et fôret à centrer</p> <p>outil à charioter</p> <p>outil à gorge</p> <p>outil à fileter</p> <p>fôrets Ø 10 au Ø 50</p> <p>outil à aléser</p>	<p>pied à coulisse</p> <p>pied à coulisse</p>

Ph/s.Ph	Dés.Phases	M.O	Croquis	Outil	Contrôle
102	dresser (7)	tour	montage en l'air 	outil à dresser	pied à coulisse
	charioter(8) sur 100(mm) au Ø 140		montage en l'air 	outil à charioter	
201	percer Ø6 trous Ø 8 au Ø 120	perceuse radiale	montage sur plateau diviseur 	fôret Ø 8	

7-3-ECROU:

Ph/s.Ph	Dés. Phases	M.O	Croquis	Outil	Contrôle
100	ébavurer et contrôler le brut		<p><math>\varnothing = 125</math> (mm) et <math>l = 90</math> (mm)</p> 	lime	<p> pied à coulisse</p>
101	<p>dresser et centrer (1)</p> <p>charioter(2) sur 75 (mm) au <math>\varnothing 123</math></p> <p>percer (3) sur toute la longueur au <math>\varnothing 50</math></p> <p>aléser (4) sur toute la longueur au <math>\varnothing 90</math></p> <p>aléser (5) sur 50 (mm) au <math>\varnothing 101</math></p> <p>rainurer(6) de 40 à 45 au <math>\varnothing 118</math></p> <p>fileter (7) à M105 avec <math>p = 3</math> (mm)</p>	tour	<p>montage en l'air</p>  <p>montage mixte</p>  <p>montage en l'air</p> 	<p>outil à dresser et fôret à centrer</p> <p>outil à charioter</p> <p>fôrets <math>\varnothing 10</math> au <math>\varnothing 50</math></p> <p>outil à aléser</p> <p>outil à gorge</p> <p>outil à fileter</p>	<p> pied à coulisse</p> <p> pied à coulisse</p>

Ph/s.Ph	Dés.Phases	M.O	Croquis	Outil	Contrôle
102	dresser (8)  alésé (9) sur 10(mm) au Ø 115 H7	tour	montage en l'air 	outil à dresser  outil à alésé	tampon 115 H7

## VIII- CONCLUSION

A l'heure ou la technologie industrielle est bien avancée, nous devons satisfaire à plusieurs conditions pour répondre aux exigences du marché industriel.

Parmi les différentes conditions à respecter, on distingue les plus importantes et qui sont les suivantes:

- \* Longue durée de vie
- \* Rendement élevé
- \* Surdimensionnement inutile à éviter
- \* Bon fonctionnement ...

Pour ce présent travail, j'ai fait l'étude et la conception d'un variateur de vitesse mécanique avec les moyens existants. Cette étude a été vérifiée par sa réalisation.

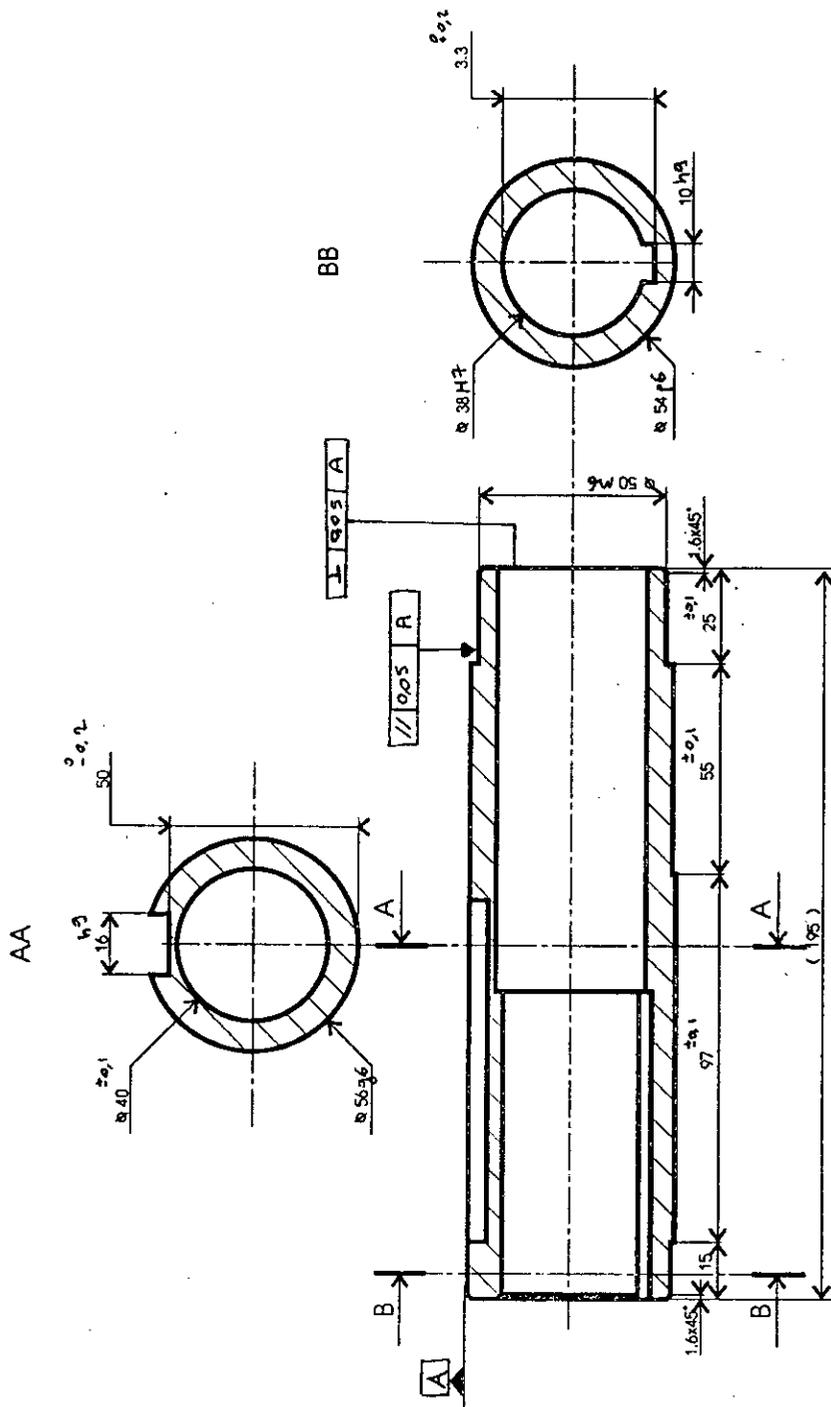
### REMARQUE:

Les matériaux nécessaires à mon étude et réalisation n'étant malheureusement pas disponibles, j'ai été dans l'obligation de tenir compte et d'utiliser les matériaux existant. Ceci m'a conduit, dans certains cas, à un surdimensionnement.

**\*\* BIBLIOGRAPHIE \*\***

- (1)- TECHNIQUES DE L'INGENIEUR
- (2)- G.DROUIN "ELEMENTS DE MACHINES"
- (3)- DOCUMENTATION TECHNIQUE "TEXROP"
- (4)- DOCUMENTATION TECHNIQUE "ENEL"
- (5)- R.PRUDHOME "ELEMENTS DE CONSTRUCTION A L'USAGE DES INGENIEURS"
- (6)- W.MAREF, H.AOUDJIT "ETUDE ET CONCEPTION EN VUE DE LA REALISATION D'UN MOTO-VARIATEUR-REDUCTEUR"
- (7)- M.MAKHLOUFI "ETUDE D'UN VARIATEUR DE VITESSE A CHAINE"
- (8)- A.CHEVALIER "GUIDE DU DESSINATEUR INDUSTRIEL"
- (9)- A.CHEVALIER "TECHNOLOGIE DES FABRICATIONS ELEMENTAIRES"
- (10)- DIVERS

\* ANNEXE 1 : DESSINS DE CONCEPTION



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1:2		
Etudiants	M. BOURKAIB	
Promoteurs	B. GUERGUEB	

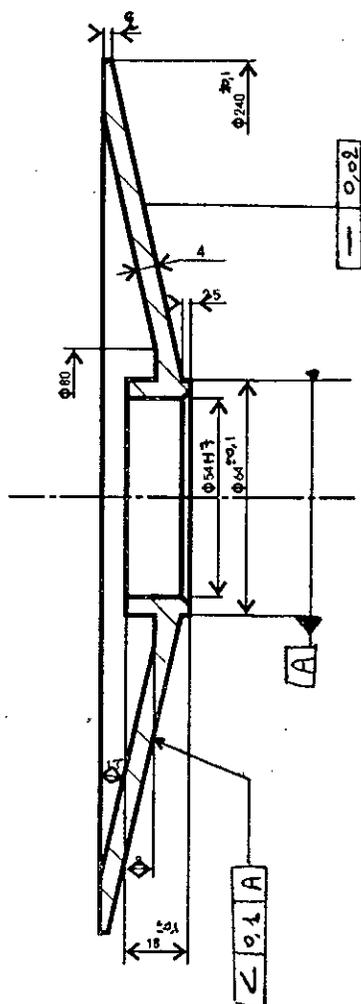
ARBRE DU  
FLASQUE FIXE

XC 38

**ENP**

Dép.G.Mécanique

VV75 01 01



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	
1:2		
Etudiants	M. BOURKAIB	
Promoteurs	B. GUERGUEB	

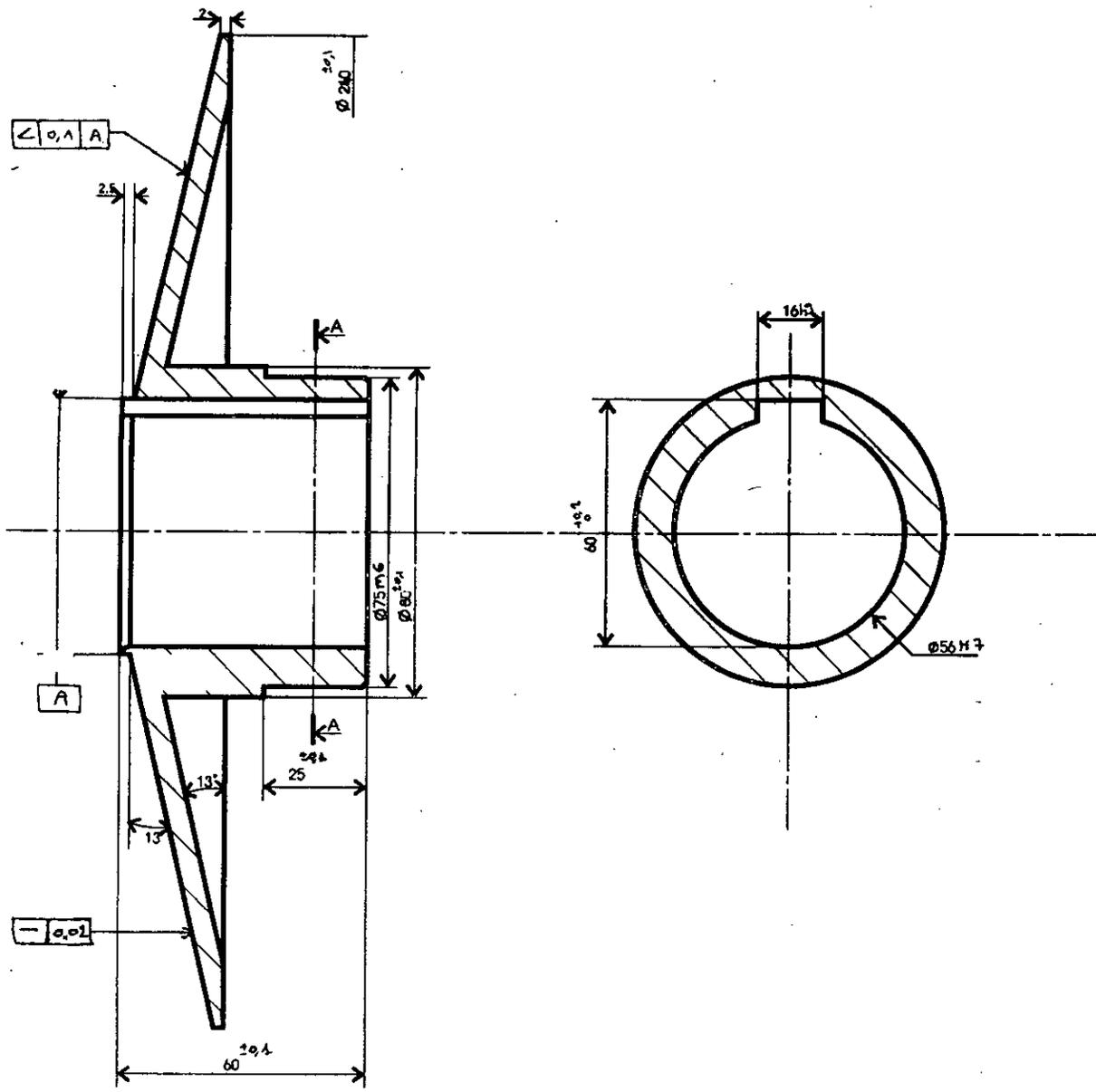
FLASQUE FIXE

## ENP

Dép.G.Mécanique

### XC 38

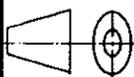
VV75-01 02



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle Masse

1:2



Etudiants M. BOURKAIB

Promoteurs B. GUERGUEB

FLASQUE MOBILE

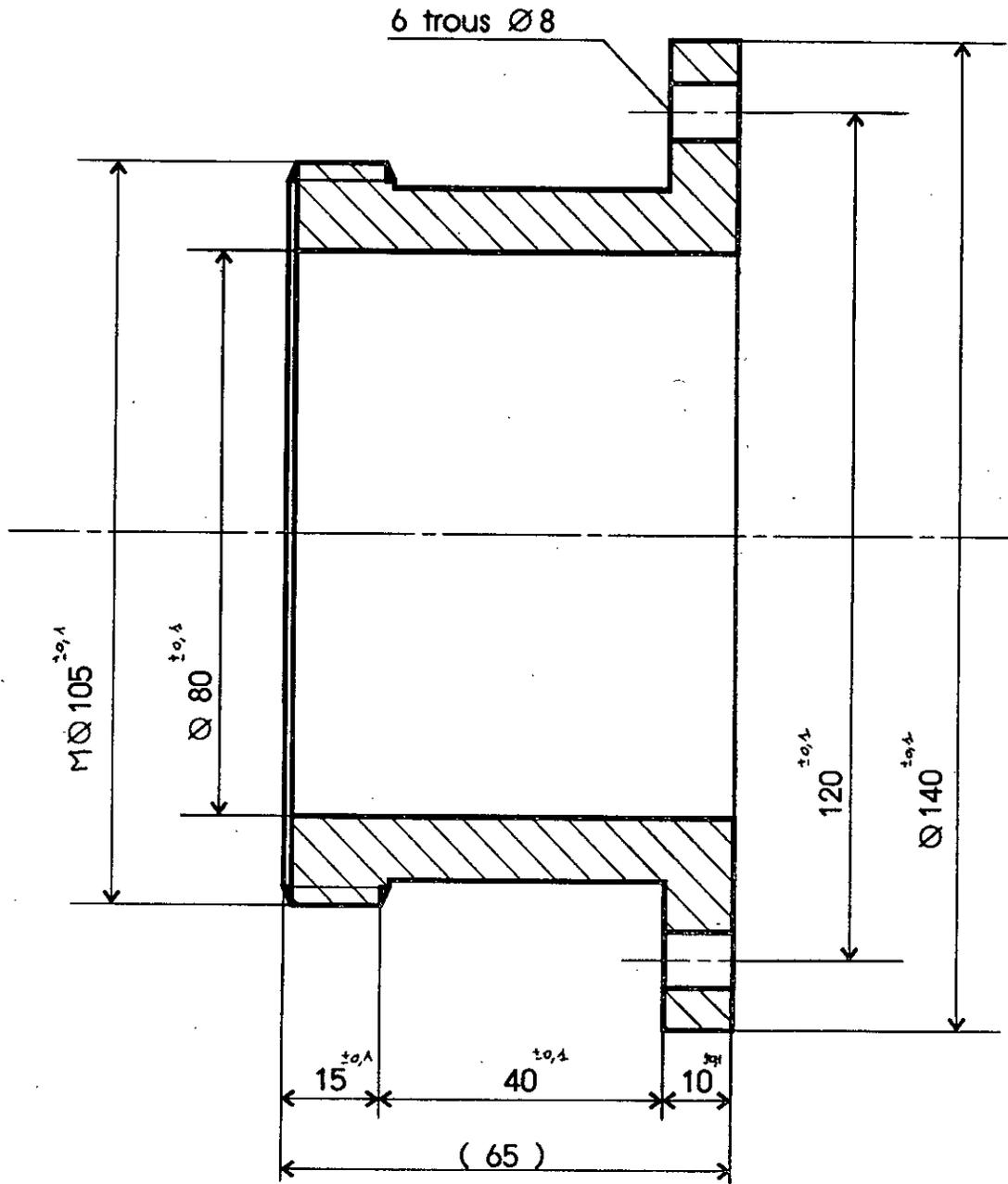
# ENP

Dép.G.Mécanique

## XC 38

VV75 01 03



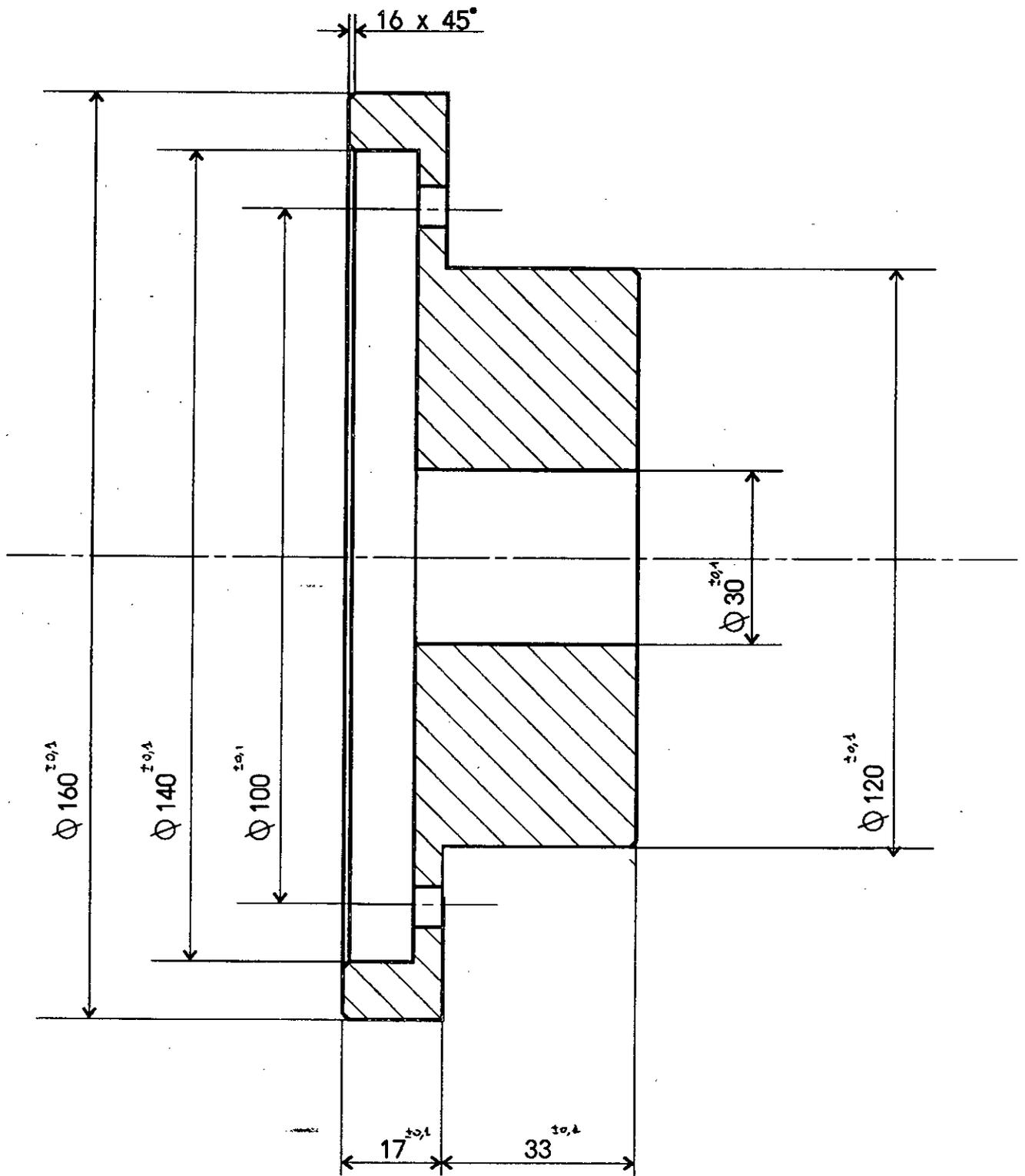


# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		VIS	<b>ENP</b> Dép.G.Mécanique
1:1				
Etudiants	M. BOURKAIB			
Promoteurs	B. GUERGUEB			

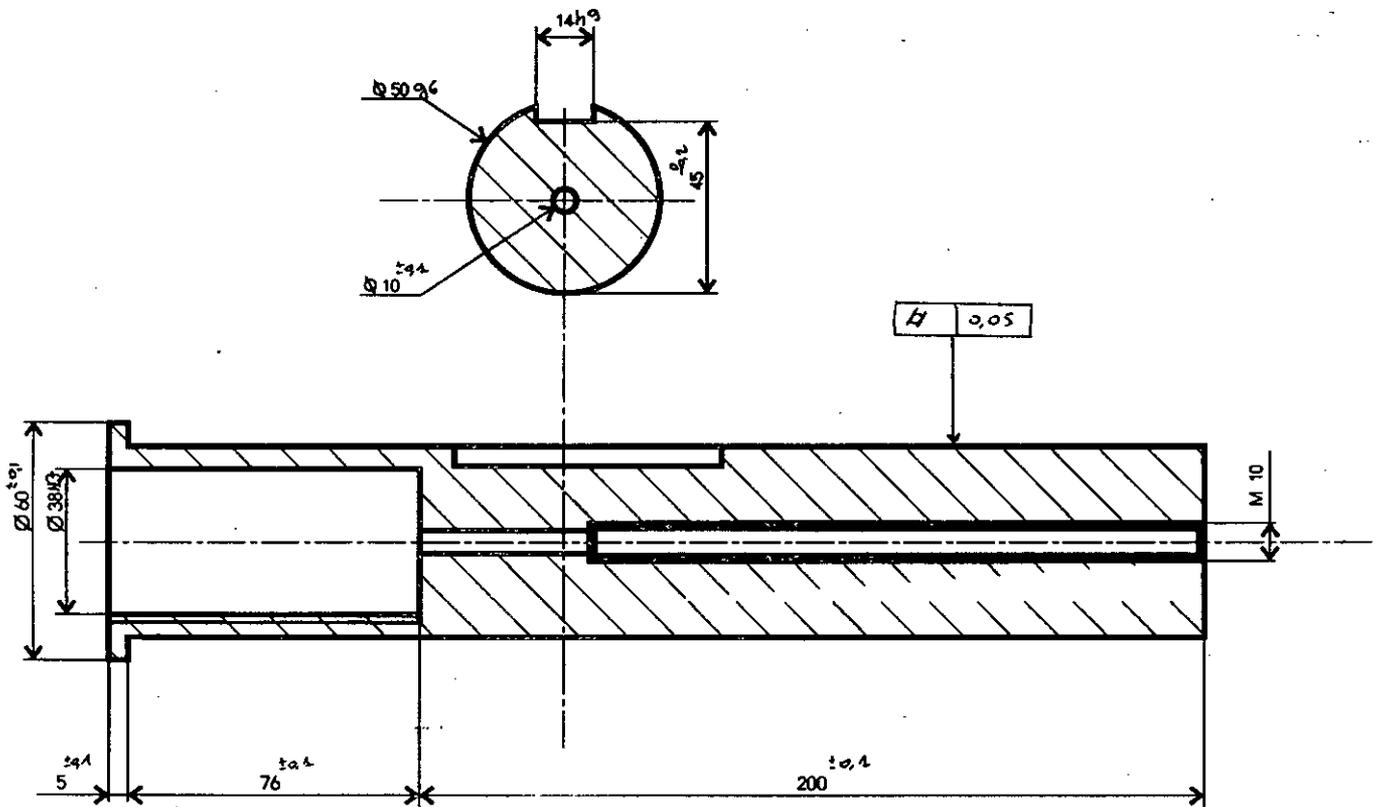
XC 38

VV75 01 05



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

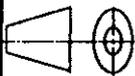
Echelle	Masse		VOLANT	<b>ENP</b> Dép.G.Mécanique
1:1				
Etudiants	M. BOURKAIB			
Promoteurs	B. GUERGUEB			
			XC 38	w75 01 06



# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle

Masse



1:2

Etudiants

M. BOURKAIB

Promoteurs

B. GUERGUEB

ARBRE CENTRAL

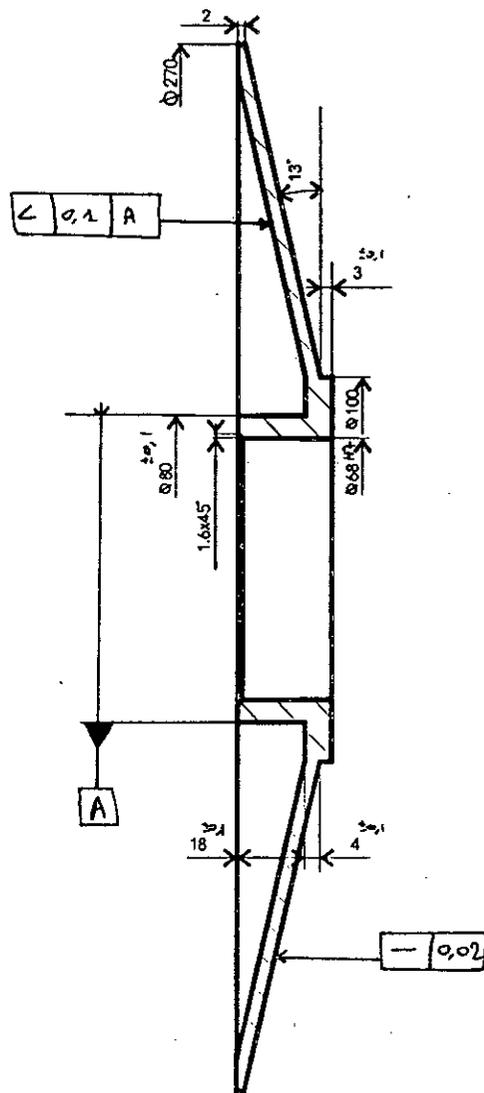
**ENP**

Dép.G.Mécanique

**XC 38**

VV75 01 07





# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

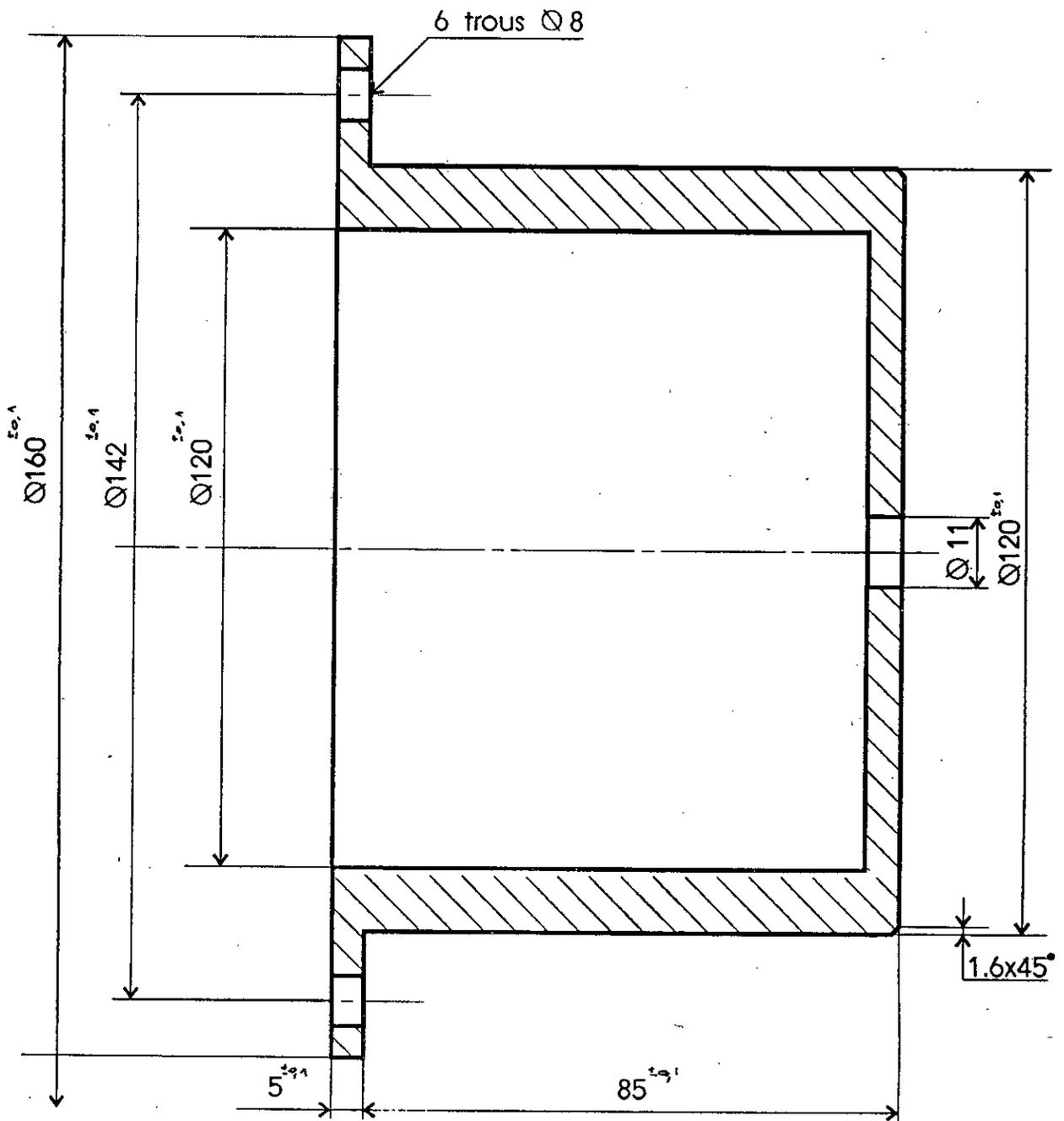
Echelle	Masse		FLASQUE MOBILE	<b>ENP</b> Dép.G.Mécanique
1:2				
Etudiants	M. BOURKAIB			
Promoteurs	B. GUERGUEB			

XC 38

VV75 01 09





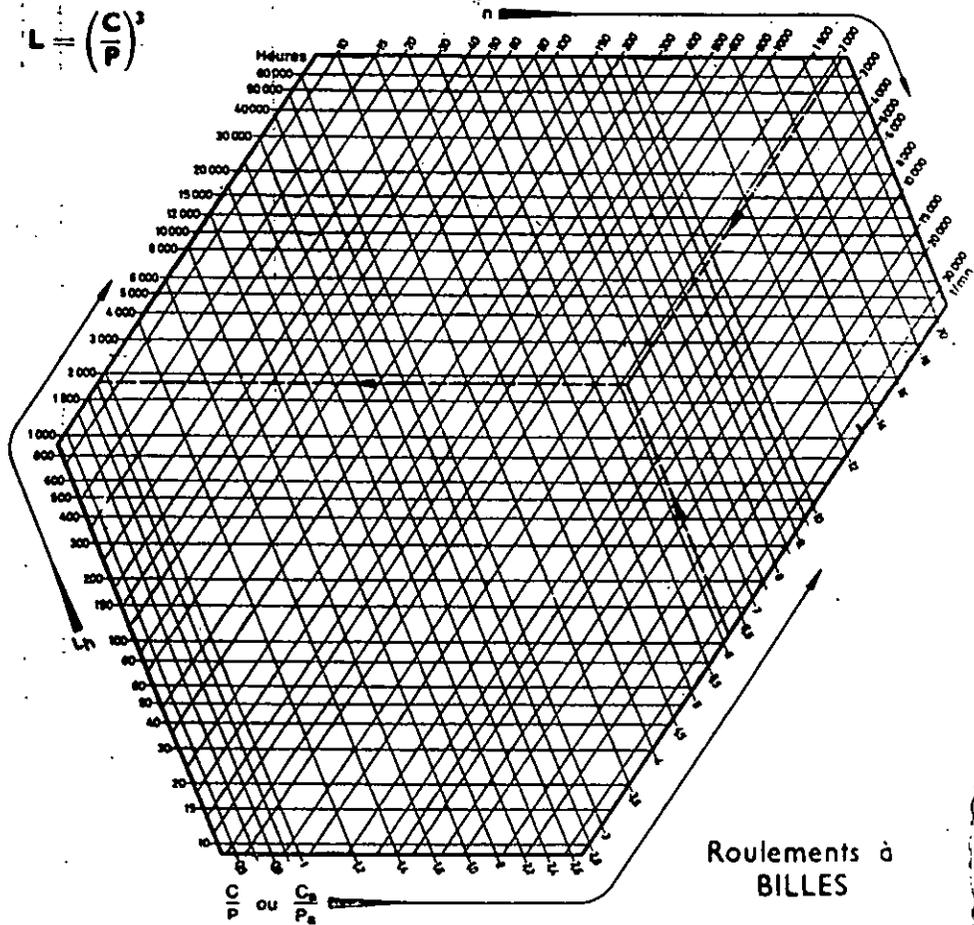


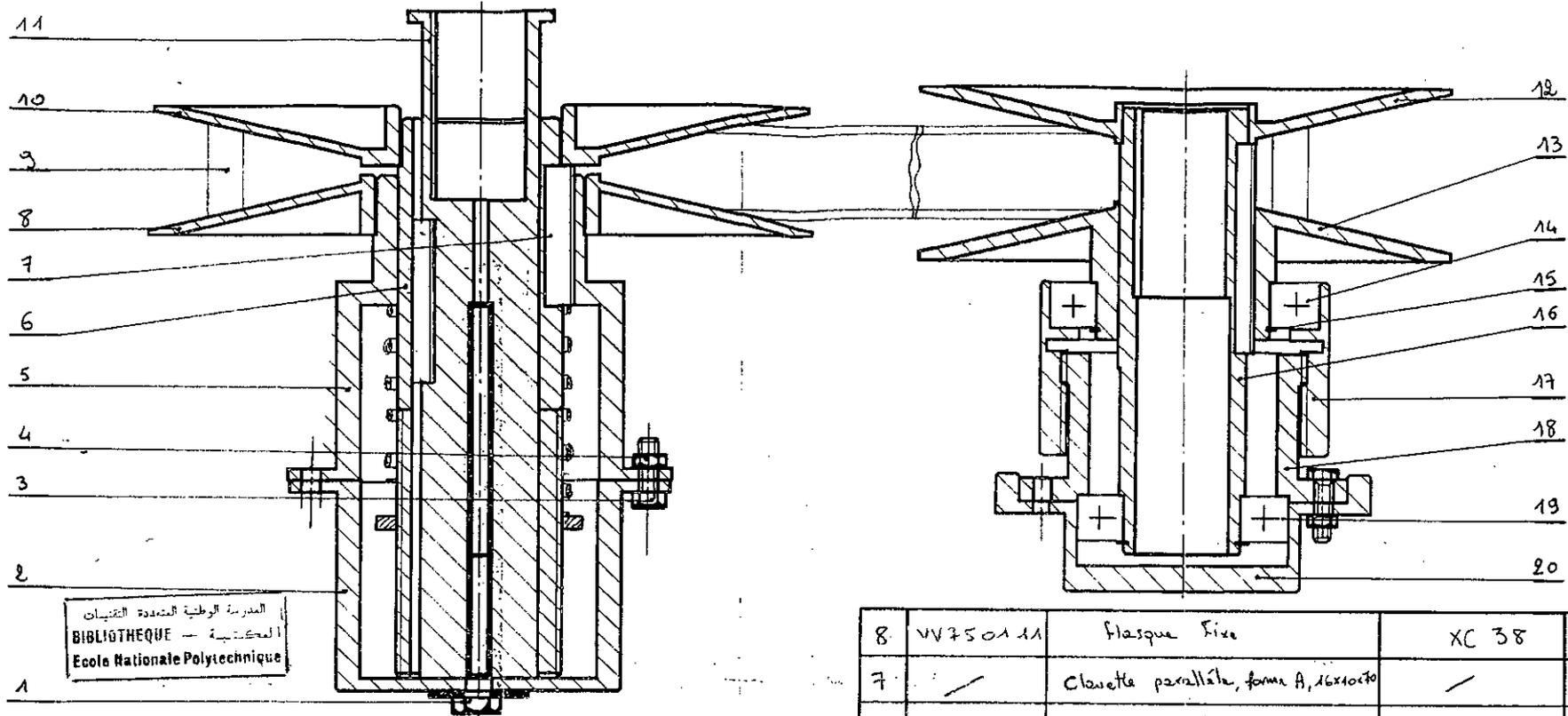
# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		COVERCLE	<b>ENP</b> Dép.G.Mécanique
1:1				
Etudiants	M. BOURKAIB		XC 38	VV75 01 12
Promoteurs	B. GUERGUEB			

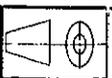
\* ANNEXE 2: ABAQUE SUR LES ROULEMENTS A BILLE

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$





20	VV75 01 06	volant	XC 38	1
19	—	Roulement 50 BC 02	—	
18	VV75 01 05	vis M105	XC 38	1
17	VV75 01 04	Ecrou M105	XC 38	1
16	VV75 01 01	Arbre du Flasque fixe	XC 38	1
15	—	Anneau élastique pour arbre 75x2	—	
14	—	Roulement 75BC 02	—	
13	VV75 01 03	flasque mobile	XC 38	1
12	VV75 01 02	Flasque fixe	XC 38	1
11	VV75 01 07	Arbre central	XC 38	1
10	VV75 01 09	Flasque mobile	XC 38	1
9	—	courroie trapézoïdale 60x13x1600	—	

8	VV75 01 11	Flasque fixe	XC 38	1	
7	—	Clavette parallèle, forme A, 16x10x20	—		
6	VV75 01 08	Arbre du Flasque mobile	XC 38	1	
5	VV75 01 10	Arbre du Flasque fixe	XC 38	1	
4	—	Ecrou H, M08	—		
3	—	vis H, M08	—		
2	VV75 01 12	covercle	XC 38	1	
1	—	vis H, M08	—		
Re	N°	DESIGNATION	MATIERE	Nbr	OBS
<b>ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE</b>					
Echelle	Masse	 VARIATEUR DE VITESSE	<b>ENP</b> 1 <sup>er</sup> Dép. G. Mécanique		
Etudiants	M. BOURKAIB				
Promoteurs	B. GUERGUEB				
<b>XC 38</b>			<b>VV75 01 00</b>		