

*République Algérienne Démocratique et Populaire*  
*Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique*

**Ecole Nationale Polytechnique**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

*Projet de fin d'études*  
Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état  
en génie mécanique

Thème

***Dimensionnement des organes  
de commande  
d'un fauteuil dentaire***

**Proposé par :**  
M : Madani

**Etudié par :**  
SIHADJ MOHAND  
Mohand ouamar

**Dirigé par :**  
M : Madani

**Promotion 2001**

ENP, 10 avenue Hassen Badi – EL-Harrach - Alger

# DEDICACES

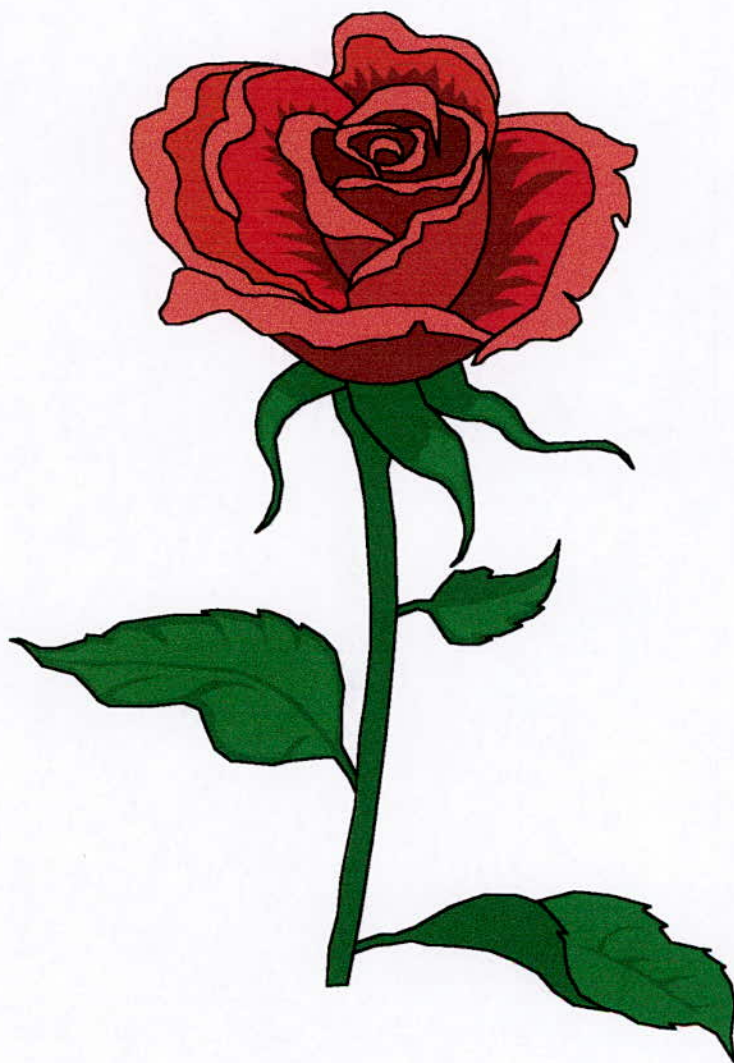
المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
المكتباتية —  
BIBLIOTHEQUE —  
Ecole Nationale Polytechnique

Je Dédie Ce Modeste Travail A Mes Chers Parents Qui  
Se Sont Sacrifiés Pour Moi.

A Ma Sœur Nacira, Mes Cousins ,Cousines.

A Toute La Famille Sihadj Ainsi Que La Famille Ould  
Saadi Et la famille Iraten..

**Et Enfin Et Surtout Ma Bien Aimée Cassey**



# Remerciement

*Je tiens à remercier très sincèrement tous ceux qui par leurs critiques m'ont aidé dans mon projet et plus spécialement Mr Madani enseignant au département « Génie - Mécanique », ainsi que tous mes enseignants.*

*Je tiens aussi à remercier vivement I.HOCINE, ATHMANE et ses amis qui travaillent à « SONATTRACH » de Hydra, qui m'ont beaucoup aidé.*

## ملخص:

هذه الدراسة تتمثل في تصور التحكم في جهاز الكرسي الطبي باستعمال مخفف السرعة ذات عجلة ولولب غير محدود تبعاً للمعطيات التي اخترتها، وكذا إجراء مقارنة مع جهاز تحكم هيدروليكي.

كلمات مفتاحية:

كرسي طبي ، رافعة ذات برغي ، مخفف السرعة

## RESUME :

Cette étude consiste à concevoir une commande d'un fauteuil dentaire en utilisant un réducteur de vitesse à roue et vis sans fin à partir des données que nous avons choisies ; ainsi faire une comparaison avec une commande hydraulique.

Mots clés : Fauteuil dentaire, vérin à vis, réducteur de vitesse.

## ABSTRACT :

This study consists in a conception of dental chair command, using a speed reducer with an unlimited screw. After having choosed some data, then making a comparison with a hydraulic command

Key Words: Chair dental, screw-nut, speed reducer

<i>Introduction Générale:</i> .....	1
-------------------------------------	---

## Chapitre I

<i>Chapitre I : Définitions des paramètres à utiliser:</i> .....	3
--	---

1. Définitions des paramètres à utiliser:.....	3
--	---

## Chapitre II

<i>Chapitre II : Géométrie des engrenages à roue et vis sans fin:</i> .....	9
---	---

II.1 Géométrie des engrenages à vis sans fin : .....	9
II.1.1 Cercles primitives : .....	9
II-1-2 Principales formes de filets utilisées : .....	9
II-1-3 Relations géométriques entre les éléments des dentures : .....	11
II-2 Etude technologique de l'engrenage à vis sans fin : .....	11
II-2-1 Diamètres primitifs : .....	11
II-2-2 Condition d'engrènement : .....	13
II-2-3 Choix de l'angle de pression $\alpha$ : .....	13
II-2-4 dessin de la vis sans fin : .....	13
II-2-5 Dessin de la roue : .....	14

## Chapitre III

<i>Chapitre III Étude dynamique des engrenages à roue et vis sans fin:</i> .....	17
--	----

III.1 Poussée sur les dentures, les arbres et les paliers : .....	17
III.1.1 Efforts sur les dentures : .....	18
III.1.2 Effort sur les arbres et les paliers : .....	18
III.2 Calcul de résistance des dentures (des engrenages à vis sans fin) : .....	20
III.2.1 Résistance à la rupture : .....	20
III.2.2 Résistance à la pression superficielle : .....	20
III.3 Rendement des engrenages à vis sans fin : .....	21
III.4 Condition de réversibilité et d'irréversibilité : .....	22
III.5 Matériaux utilisés pour la fabrication des engrenages : .....	24

## Chapitre IV

<i>Chapitre IV Étude des systèmes vis écrou:</i> .....	26
--	----

IV-1 Etude cinématique : .....	26
IV.2 Etude des forces : .....	26
IV-2.1 Equilibre du système vis-écrou : .....	26
IV-2.2-Rendement du système vis-écrou : .....	28
IV.2.3 Vis autobloquante : .....	29
IV.3 Analyse des contraintes de la vis : .....	29
IV.4.Calcul de l'écrou : .....	30

IV.5 Etude comparée des différentes formes de filets : .....	32
IV.5.1 Génération du filet : .....	32
IV.5.2 les différentes formes de filets : .....	32
IV.5.2.1 Caractéristique d'un filet : .....	32

### Chapitre V

<i>Chapitre V calcul du réducteur à roue et vis sans fin:</i> .....	39
V-1 calcul de la géométrie du réducteur à roue et vis sans fin : .....	39
V-2 Calcul dynamique du réducteur : .....	41
V-2.1 Poussées sur les dentures , les arbres et les paliers : .....	41
V-2.2 Calcul de résistance des dentures : .....	43
V-2.3 Calcul des moment de torsion et de flexion : .....	45
V-2.4 calcul des paliers pour l'arbre de la roue : (voir la référence [9]) .....	45
V-2.5 calcul des paliers de la vis : .....	47
V-2.6 calcul de la clavette : .....	48

### Chapitre VI

<i>Chapitre VI Calcul des système Vis-Ecrou:</i> .....	50
VI Calcul du système vis - écrou : .....	50
VI.1 dessin de la vis : .....	50
VI.2 calcul de l'écrou : .....	52

### Chapitre VII

<i>Chapitre VII dessin de la commande:</i> .....	54
VII.1 Caractéristiques du moteur utilisé : .....	54
VII.2 Inversion du sens de rotation : .....	54
VII.3 description de la commande : .....	55

### Conclusion Générale

<i>Conclusion Générale:</i> .....	62
-----------------------------------	----

# Introduction

**Introduction Générale :**

A l'heure où la technologie industrielle est bien avancée, nous devons satisfaire à plusieurs conditions pour répondre aux exigences du marché industriel, une bonne sécurité de marche, surdimensionnement raisonnable, un rendement très appréciable en diminuant toutes sortes de pertes, le minimum d'entretien, une marche silencieuse et une longue durée de fonctionnement en améliorant le contact des surfaces ainsi que les divers positionnements des axes géométriques, choisir les matériaux nécessaires pour les divers éléments constitutifs permettant ainsi de simplifier au maximum la composition de notre ensemble, *ceci toutefois* suivi d'une étude économique appliquée.

L'étude dimensionnelle de la commande d'un fauteuil dentaire, comprend la détermination des formes et des dimensions des organes qui le constituent . pour cela on distingue deux parties principales .

- Réducteurs à roue et vis sans fin.
- Vérins à vis

Les réducteurs à roue et vis sans fin sont des organes de transmission à volume réduit, étudiés spécialement pour transmettre toute puissance avec de grand rapport de démultiplication.

Ce sont des appareils silencieux, souples au démarrage, d'installation facile et nécessitant peu de surveillance. La vis est généralement en acier souvent cémenté et trempé ou durci ; la roue hélicoïdale est en bronze spécial à bon coefficient de frottement.

Le vérin à vis est un ensemble de vis et écrou, dans le quel un élément (vis ou écrou) est immobilisé en rotation permettant ainsi la transformation d'un mouvement circulaire en mouvement de translation.

Ces vérins peuvent être équipés d'un réducteur qui, par l'apport d'une démultiplication supplémentaire, en augment ainsi la gamme de vitesse et le couple de levage.

Les vérins à vis sont des appareils de levage précis, offrant une excellente sécurité d'emploi. Leur encombrement est réduit.

Avant d'adopter cette étude, on a commencer par les définitions des paramètres à utilisés comme chapitre un, ensuite le deuxième chapitre traite la géométrie et la technologie des engrenages à roue et vis sans fin, le chapitre trois consacré à l'étude dynamique des engrenages à roue et vis sans fin le chapitre quatre à l'étude du vérin à vis, le chapitre cinq au calcul des engrenages à roue et vis sans fin ; en fin le chapitre six au calcul du vérin à vis.



Chapitre 1

## Chapitre I : Définitions des paramètres utilisés.

### Définitions des paramètres utilisés :

$P_{t1}$  = pas apparent de la vis

$P_n$  = pas réel

$P_{x1}$  = pas axial de la vis (=  $p_{z1}/Z_1$ )

= pas(apparent)de la roue

$P_{z1}$  = pas hélicoïdal du filet de la vis

$m_{x1}$  = module axial de la vis, égal au module de la roue

$m_{t1}$  = module apparent de la vis

$m_n$  = module réel (commun à la vis et à la roue)

$m_{x1}$  = module axial de la vis

= module (apparent)de la roue

$\beta_1$  = inclinaison primitif du filet de vis (par rapport à l'axe)

$Z_1$  et  $Z_2$  = nombre de dents ou de filets de la vis et de la roue

$\beta_2$  = angle d'inclinaison primitive du filet de la roue

$a$  = entraxe

$\gamma_1$  =  $(\frac{\pi}{2} - \beta_1)$ , angle de pas

$\beta_{b1}$  = inclinaison de base du filet de la vis en hélicoïde développable (par rapport à l'axe)

$d_1$  et  $d_2$  = diamètre primitif de la vis et de la roue

$d_{b1}$  = diamètre de base du filet de vis en hélicoïde développable

$\alpha_{t1}$  = angle de pression apparent de la vis

$\alpha_{x1}$  = angle de pression axial de la vis

= angle de pression (apparent) de la roue

$\alpha_n$  = angle de pression réel (commun à la vis et à la roue)

$\omega_1$  et  $\omega_2$  = vitesse angulaire de la vis et de la roue

$n_1$  et  $n_2 = \frac{\text{tours}}{\text{min}}$  de la vis et de la roue

$M_1$  = couple sur la vis

$M_2$  = couple sur l'arbre de la roue

$P_1$  = puissance à l'arbre de la vis

$P_2$  = puissance à l'arbre de la roue

$\rho_r$  = Rendement du réducteur

$\rho_m$  = Rendement du multiplicateur

$\mu$  = angle de frottement

$f$  = coefficient de frottement ( $\text{tg } \mu = f$ )

$q_1$  = nombre de dents fictif de la vis

$d'_1$  et  $d'_2$  = diamètres primitifs nominaux, servant à l'exécution des dessins

$F_{x1}$  : Effort axial sur la vis : égal et opposé à  $F_{x2}$

$F_{t1}$  : Effort tangentiel sur la vis : égal et opposé à  $F_{x2}$

$F_r$  : Effort radial sur la vis : égal et opposé à  $F_r$  sur roue

$b_1$  = largeur utile de la vis

$b_2$  = largeur utile de la roue

$\sigma_{b2lim}$  = contrainte limite de base pour le matériau de la roue.

Pour les bronzes à l'étain généralement adoptés pour les roues, utiliser les valeurs :

bronzes coulés en sables : 5 daN/mm<sup>2</sup>

Bronzes coulés en coquille : 6 à 7 daN/mm<sup>2</sup>

Bronzes coulés par centrifugation : 7,5 à 8,5 daN/mm<sup>2</sup>

$k_{v,L,2}$  : facteur combiné de vitesse et de durée pour la roue **fig1.1(ANNEXE-I)**

$K_M$  = facteur de porté = 1 dans le cas d'un engrenage correctement

Assemblé. Si la qualité du montage laisse à désirer, risquant d'entraîner une portée localisée à l'une des extrémités de la roue, il faudra réduire la capacité de charge admissible.

$K_A$  = facteur d'application = f(organe moteur, organe mené)

$A$  = Représente le facteur de correction faisant intervenir le rapport d'engrenage

**Fig2(ANNEXE-I)**

$\Omega_{01}$  ou  $\Omega_{02}$  : facteur de résistance du matériau considéré, compte tenu du matériau de l'organe conjugué

Pour les vis sans fin avec traitement de durcissement superficielle, le filet doit être obligatoirement rectifié. **Tableau I-1 (ANNEXE-II)**

$b_2$  (mm): largeur utile de la roue, valeur pratique moyenne :  $2m_{x1}\sqrt{q+1}$  ;

avec certaines précautions, la nouvelle norme BS 721 (1981) admet une valeur :

$$b_{2\max} \text{ admissible} = 2,3m_{x1}\sqrt{q+1}$$

$$\text{avec : } q = d_1/m_{x1}$$

$d_2$  (mm): diamètre primitif de la roue et :

$d_2^{1,8}$  : donné par la **fig I.3 (ANNEXE-III)**

$$d_2^{0,8} = d_2^{1,8}/d_2;$$

$k_{vH1}$  ou  $k_{vH2}$  : facteurs de vitesse du filet de vis, ou de la roue en fonction de la vitesse de glissement longitudinal **fig I.4 (ANNEXE-IV)**

$k_L$  : facteur de durée.

Pour : 50 000 heures et plus :	$k_L = 0,80$
25 000 heures	$k_L = 1$
10 000 heures	$k_L = 1,25$
4 000 heures	$k_L = 1,38$
2 000 heures	$k_L = 1,50$

$P$  : pas de la vis

$H$  : hauteur théorique du filet

$H_1$  : hauteur du filet en contact

$a_c$  : vide à fond de filets

$h_3$  : hauteur du filet de la vis

$H_4$  : hauteur du filet du taraudage

$d$  : diamètre nominal = diamètre extérieur de la vis

$D_2 = d_2$  : diamètre moyen

$d_3$  : diamètre du noyau de la vis

$D_1$  : diamètre intérieur de l'écrou

$D_4$  : diamètre du noyau de l'écrou

$\alpha$  = angle de l'hélice

$\varphi$  = angle de frottement

$L_a$  = avance pour un tour de vis

$$\sec \alpha = \frac{1}{\cos \alpha}$$

$T_M$  et  $T_D$  sont les forces qu'un moteur doit générer pour actionner la vis

$C_M$  = le couple nécessaire pour effectuer la montée sans frottement

$C_D$  = le couple nécessaire pour effectuer la descente sans frottement

$C_{Mf}$  = le couple nécessaire pour effectuer la montée avec frottement

$C_{Df}$  = le couple nécessaire pour effectuer la descente avec frottement

$\eta_M$  = rendement pour la montée

$\eta_D$  = rendement pour la descente

$\mu$  = coefficient de frottement

$F$  = la charge que l'on veut soulever

$F_n$  = force de contact entre la vis et l'écrou

$\sigma_A$  = contrainte de tension /compression

$\tau_M$  = contrainte de torsion pour la montée

$\tau_M$  = contrainte de torsion pour la descente

$\sigma_F$  = contraintes de flexion

$A_3$  = section au diamètre  $d_3$

$e$  = l'excentricité de la charge par rapport à l'axe de la vis

$E$  = module d'élasticité

$c$  = constante qui tient compte du montage ou' une extrémité est libre

$R_e$  = limite d'élasticité

$R_r$  = résistance à la rupture

- $P_{cr}$  = charge critique
- $F_S$  = facteur de sécurité
- $L_{ev}$  = longueur nécessaire de l'écrou , afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis
- $L_{ee}$  = longueur nécessaire de l'écrou , afin d'éviter le cisaillement des filets de l'écrou
- $L_{eu}$  = longueur nécessaire de l'écrou , afin d'éviter l'usure
- $n$  = le nombre de filet recouverts par l'écrou
- $t$  = l'épaisseur du filet à la racine
- $S_p$  = la pression permise entre la vis et l'écrou
- $b$  = hauteur de la clavette
- $a$  = la largeur de la clavette
- $L_p$  = longueur pratique

# Chapitre 10

## Chapitre II : Géométrie des engrenages à roue et vis sans fin

### II.1 Géométrie des engrenages à vis sans fin :

L'engrenage à roue vis sans fin est un engrenage gauche se caractérisant tout d'abord par la forme particulière de son pignon, qui se présente sous l'aspect d'une vis sans fin. Une autre différence essentielle réside dans le fait que le contact est *linéaire* ; en effet, les surfaces de denture de la roue sont engendrées par *la méthode des enveloppes* ; c'est-à-dire que son outil générateur matérialise exactement la vis sans fin conjuguée.

#### II.1.1 Cercles primitifs :

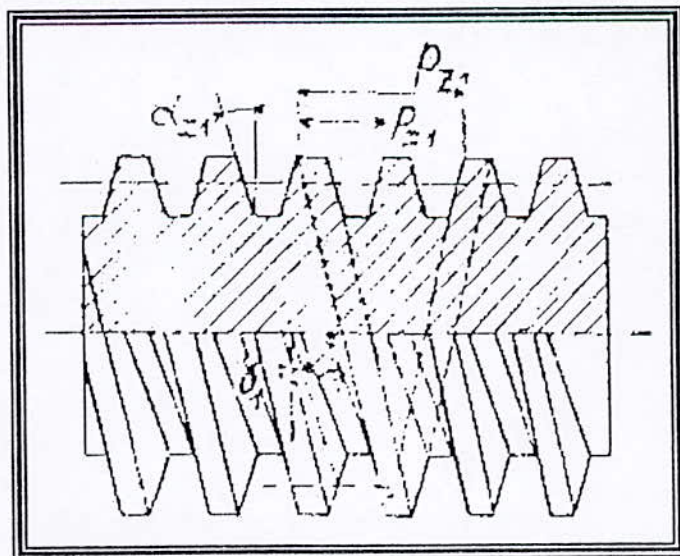
- Cylindre primitif de la roue :  $d_2 = z_2 \frac{P_{x1}}{\pi} = z_2 \cdot m_{x1}$
- Cylindre primitif de la vis : cylindre tangent au cylindre primitif de la roue , de diamètre  $d_1 = 2a - d_2$

#### II-1-2 Principales formes de filets utilisées :

Il existe trois principaux types de filets de vis :

- i) *Filet trapézoïdal* : la crémaillère obtenue en coupant le filet par un plan passant par l'axe est à profils rectilignes symétriques définis par l'angle de pression axial. Fig. II.1

Fig. II.1

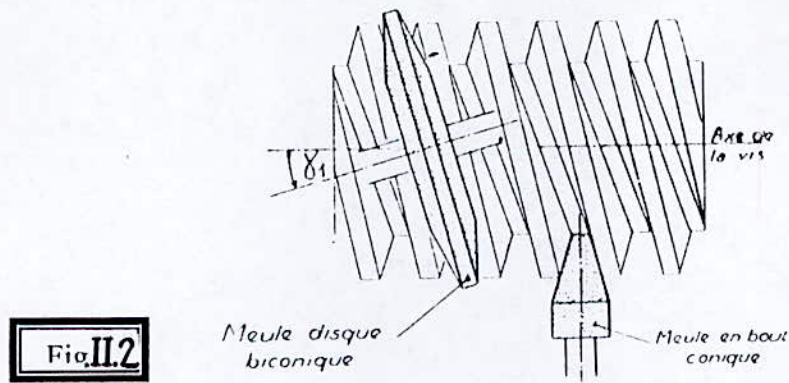


- ii) *Filet engendré par un tronc de révolution* :

- taillage par fraise-disque à profils méridiens rectilignes,
- rectification par meule-disque biconique

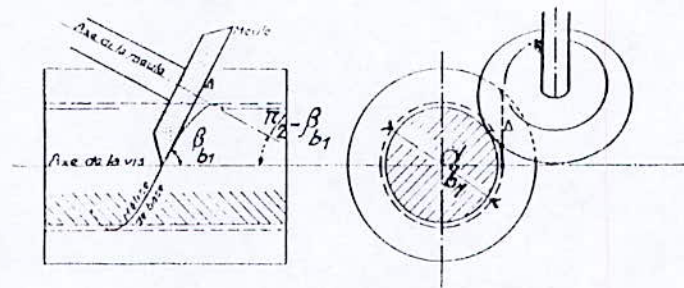


- taillage par fraise en bout conique (à profils méridiens rectilignes). **fig.II.2**



**Fig.II.2**

c) *Filet en hélicoïde développable* : Une vis sans fin à filet en hélicoïde développable est une roue cylindrique à denture hélicoïdale, pouvant être engendrée à partir de la crémaillère génératrice définie pour les engrenages parallèles fig 3 6]



**Fig.II.3**

### II-1-3 Relations géométriques entre les éléments des dentures :

Les éléments *apparent* indice (t)(dans un plan normal à l'axe de la vis), *réels* (n) et *axiaux* (x) sont liés par les relations ci-dessus :

$$\text{Rapport : } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad \frac{d_2}{d_1} = \frac{i}{\text{tg} \beta_1}$$

$$\text{tg } \alpha_{t1} = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta_1} \quad \text{et} \quad \text{tg } \alpha_{t2} = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta_2}$$

$$\text{tg} \alpha_{x1} = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\sin \beta_1} = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \gamma_1}$$

$$\text{tg } \alpha_{t1} = \text{tg } \alpha_{x1} \cdot \text{tg } \beta_1$$

$$m_{t1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1} \quad \text{et} \quad m_{t2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2}$$

$$p_{t1} = \frac{p_n}{\cos \beta_1} \quad \text{et} \quad p_{t2} = \frac{p_n}{\cos \beta_2}$$

$$m_{x1} = m_{t2}$$

$$m_n = m_{t1} \cdot \cos \beta_1 = m_{t2} \cdot \cos \beta_2$$

$$m_n = m_{x1} \sin \beta_1 = m_{x1} \cos \gamma_1$$

$$r_1 = \frac{Z_1 \cdot m_n}{2 \cos \beta_1} \quad \text{et} \quad r_2 = \frac{Z_2 \cdot m_n}{2 \cos \beta_2}$$

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

$$q_1 = \frac{d_1}{m_{x1}}$$

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{q_1}{z_1} \quad \text{et} \quad \text{tg } \gamma_1 = \frac{z_1}{q_1}$$

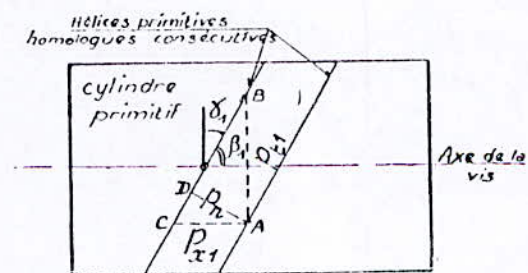


fig II.4

### II-2 Etude technologique de l'engrenage à vis sans fin :

#### II-2-1 Diamètres primitifs :

On définit deux types de diamètres :

a)- Diamètre primitif de fonctionnement :

Le diamètre primitif de fonctionnement d'une roue, est définie que si on associe cette roue à une autre roue pour constituer un engrenage. L'entraxe de fonctionnement étant défini, les *diamètres primitifs de fonctionnement* le sont également. [2].

b)- Diamètre primitif nominal:

Une roue isolée peut cependant être dessinée en partant d'un diamètre primitif que nous appellerons *diamètre primitif nominal*. [6]

Cette différence est mise en évidence sur la **fig. II.5**

Ou' une même vis engrène avec deux roues de diamètres différents.

\* (partie de gauche), l'entraxe est égale à l'entraxe normal  $a$  :

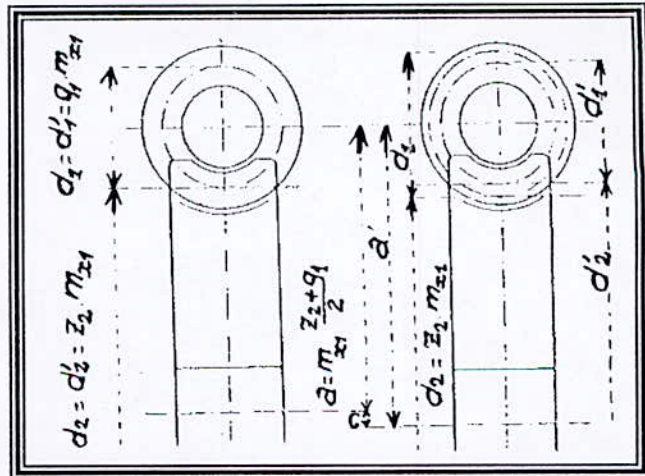
Soit  $q_1$  le nombre de dents fictif de la vis tel que :

$$q_1 = \frac{d'_1}{m_{x1}}$$

$$a = m_{x1} \frac{(z_2 + q_1)}{2}$$

$$d_2 = d'_2 = z_2 m_{x1} \text{ et } d_1 = d'_1$$

Fig.II.5



\* (Partie droite), l'entraxe de l'engrenage à vis sans fin est supérieure à  $a$  :

$$a' = a + c$$

et la roue a toujours un nombre de dents  $z_2$

ainsi que le diamètre primitif de fonctionnement de la roue a toujours la même valeur :

$$d_2 = z_2 m_{x1}$$

Il en résulte que :

a) le diamètre du cylindre de la vis, tangent au cylindre primitif de fonctionnement de la roue, a une valeur  $d_1$  différente de  $d'_1$  et donnée par :

$$d_1 = 2a' - d_2$$

b) Le diamètre primitif de fonctionnement de la roue est différent du diamètre primitif nominal  $d'_2$  qui servira à l'établissement des cotes de détails de la roue [6]

$$d'_2 = 2a' - d'_1$$

**II-2-2 Condition d'engrènement :**

**a)- Inclinaison :** l'angle de l'hélice de la roue doit être égal à l'inclinaison de la vis par rapport à une section droite.

**b)- sens de l'hélice :** il est le même sur la roue et sur la vis

**c)- pas et module :** le pas réel de la roue doit être égal au pas réel de la vis ; il en est donc de même pour les modules réels.

Le pas apparent et le module apparent de la roue sont donc égaux respectivement au pas axial et au module axial de la vis.

**II-2-3 Choix de l'angle de pression  $\alpha$  :**

La forme des dents varie avec la valeur de cette angle ; si  $\alpha$  est faible les dents sont étranglées à la base et large à l'extrémité plus le nombre de dent du pignon est petit , plus ce défaut s'accroît ; si  $\alpha$  est grand, les dents sont pointues et très larges à la base .par conséquent, la dent et plus forte que celle du pignon à  $\alpha$  faible

Le comité de normalisation de la mécanique a adopté l'angle de  $20^\circ$  ; cet angle est appelé angle de pression. [6]

**II-2-4 dessin de la vis sans fin :**

**a)- SYSTEME NORMAL :** - les cotes de détail sont déterminées à partir du diamètre primitif nominal  $d'_1$  (qui correspond en général avec le diamètre primitif de fonctionnement fig7.a

**1°- Si  $\beta_1$  supérieur à  $75^\circ$  (c'est à dire  $\gamma_1$  plus petit que  $15^\circ$ ) :**

saillie :  $h_{a1} = m_{x1}$  ; diamètre de tête  $d_{a1} = d'_1 + 2m_{x1}$

creux :  $h_{f1} = 1,2m_{x1}$  ; diamètre de pied  $d_{f1} = d'_1 - 2,4m_{x1}$

hauteur total du filet :  $h_1 = 2,2 m_{x1}$

**2°- Si  $\beta$  est inférieur à  $75^\circ$  (c'est à dire  $\gamma_1$  plus grand que  $15^\circ$ ) :**

saillie :  $h_{a1} = m_{n1} = m_{x1} \sin\beta_1$  ; diamètre de tête  $d_{a1} = d'_1 + 2m_{n1}$

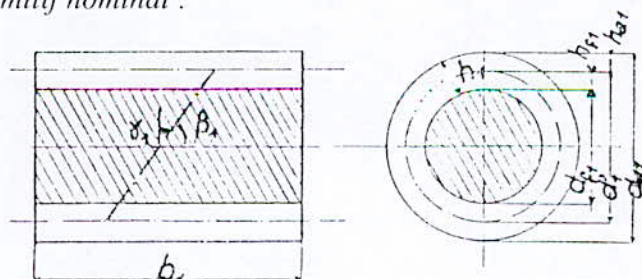
creux :  $h_{f1} = 1,2m_{n1}$  ; diamètre de pied  $d_{f1} = d'_1 - 2,4m_{n1}$

hauteur total du filet :  $h_1 = 2,2 m_{n1}$

*Epaisseur axiale sur le cylindre primitif nominal :*

$$S_{x1} = \frac{\pi \cdot m_{x1}}{2}$$

**Fig.11.6**



**b)- SYSTEME ANGLAIS :** (David Brown And Sons): D.B.S. (Vis en hélicoïde développable). – Les cotes de détails sont déterminées à partir du diamètre primitif nominal. L'angle de pression réel est pris égal à 20°

- 1°- Saillie :  $h_{a1} = m_{x1}$  dans tout les cas ;  
 hauteur de filet :  $h_f = 2,2m_{n1} = 2,2m_{x1} \sin \beta_1$   
 diamètre de tête :  $d_{a1} = d'_1 + 2m_{x1} = (q_1 + 2)m_{x1}$   
 creux :  $h_{f1} = m_{x1}(2,2\sin \beta_1 - 1)$  ;  $d_{f1} = d_{a1} - 2h_f$
- 2°- L'épaisseur = intervalle, sur le cylindre moyen (dont le diamètre est égale à  $\frac{d_{a1} + d_{f1}}{2}$ ).

3°- Condition imposée par D.B.S. : le diamètre de base  $d_{b1}$  ne doit pas être supérieur au diamètre de pied  $d_{f1}$

Si on adopte un angle de pression réel supérieur à 20°. Nous obtenons alors les caractéristiques suivantes :

$$d_{b1} = d_{f1}$$

$$\cos \alpha_{t1} = \frac{d_{f1}}{d'_1}$$

et :  $\text{tg } \alpha_{n1} = \text{tg } \alpha_{t1} \cdot \cos \beta_1$

**Largeur de la vis :**

Voici trois règles pratiques généralement utilisées et donnant des valeurs très satisfaisantes :

1°-  $b_1 = 6p_{x1}$

2°-  $b_1 = \sqrt{8 \cdot d_2 \cdot h_{a1}}$

3°-  $b_1 = p \left( 4,5 + \frac{z_2}{50} \right)$

**II-2-5 Dessin de la roue :**

Les cotes sont définies à partir du diamètre primitif nominal  $d'_2$  ( $d'_2$  est généralement égal au diamètre primitif de fonctionnement  $d_2$  fig7b.[6])

**a)- SYSTEME NORMAL :**

1°- Si  $\beta_1$  est supérieur à 75° ( $\gamma_1 < 15^\circ$ )

saillie :  $h_{a2} = m_{x1}$  ; diamètre de tête  $d_{a2} = d'_2 + 2m_{x1}$

creux :  $h_{f2} = 1,2m_{x1}$  ; diamètre de pied :  $d_{f2} = d'_2 - 2,4m_{x1}$

hauteur de dent :  $h_2 = 2,2m_{x1}$  ;

$e_2 = 0,5m_{x1}$  ;  $d_{e2} = d'_2 + 3m_{x1}$

2°- Si  $\beta_1$  est inférieur à  $75^\circ$  ( $\gamma_1 > 15^\circ$ )

saillie :  $h_{a2} = m_{n1}$  ; diamètre de tête  $d_{a2} = d'_2 + 2m_{n1}$

creux :  $h_{f2} = 1,2m_{n1}$  ; diamètre de pied  $d_{f2} = d'_2 - 2,4m_{n1}$

hauteur de dent :  $h_2 = 2,2m_{n1}$  ;

$e_2 = 0,5m_{n1}$  ;  $d_{e2} = d'_2 + 3m_{n1}$

b)- SYSTEME ANGLAIS :

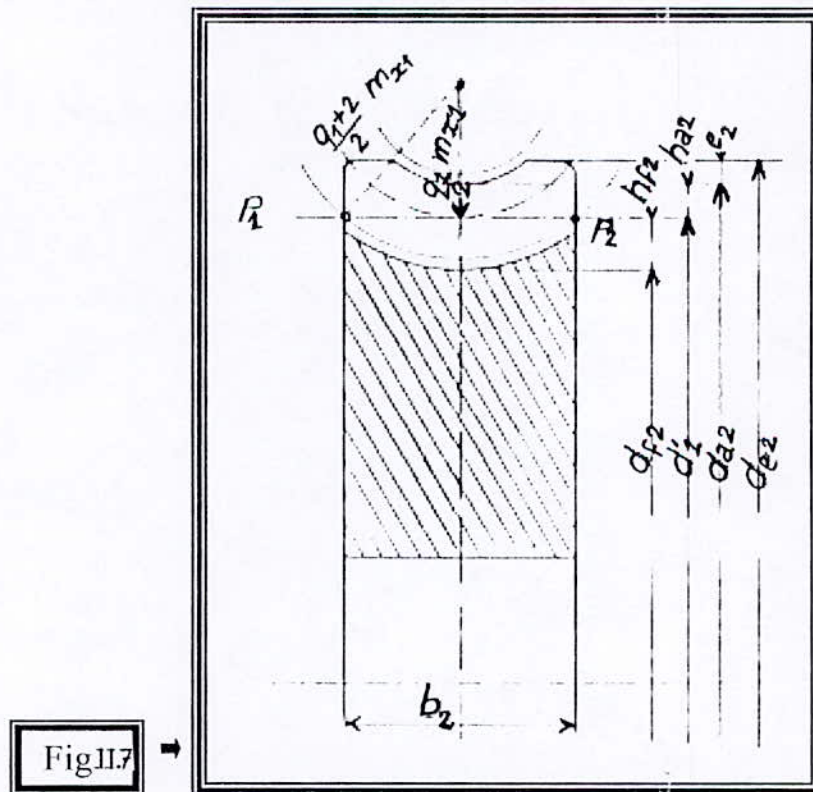
saillie :  $h_{a2} = m_{x1}(2 \sin \beta_1 - 1)$  ; diamètre de tête  $d_{a2} = d'_2 + 2h_{a2}$

creux :  $h_{f2} = m_{x1}(1 + 0,2 \sin \beta_1)$  ; diamètre de pied  $d_{f2} = d'_2 - 2h_{f2}$

hauteur de dent :  $h_2 = 2,2m_{x1} \sin \beta_1$  ;

$e_2 = 0,5m_{x1}$  ;  $d_{e2} = d'_2 + 2(h_{a2} + e_2)$

**Largeur de la roue :** - En général on choisit une largeur  $b_2$  égale à la longueur de la ligne  $p_1p_2$  interceptée par le cercle de tête de la vis. **Fig II.7**



Nous obtenons ainsi, pour le système D.B.S. et le système normal avec  $h_{a1} = m_{x1}$  (cas où  $\beta_1 >$

$$75^\circ) : b_2 = 2m_{x1} \sqrt{\left(\frac{q_1 + 2}{2}\right)^2 - \left(\frac{q_1}{2}\right)^2} = 2m_{x1} \sqrt{q_1 + 1} \quad \text{avec : } q_1 = \frac{d'_1}{m_{x1}} \text{ et } d'_1 = d_1$$

Chapitre 777

## Chapitre III Etude dynamique des engrenages à roue et vis sans fin

### III-1 Poussée sur les dentures, les arbres et les paliers :

Les efforts seront donnés en daN, les couples en  $m \cdot daN$ , les puissances en kw. Les dimensions en mm. [2]

*Avec vis motrice :*  $M_2 = M_1 \cdot i \cdot \rho_r$  et  $P_2 = P_1 \cdot \rho_r$

*Avec roue motrice :*  $M_1 = \frac{M_2}{i} \rho_m$  et  $P_1 = P_2 \cdot \rho_m$

La figure ci-dessous montre les efforts exercés sur un engrenage à vis sans fin.

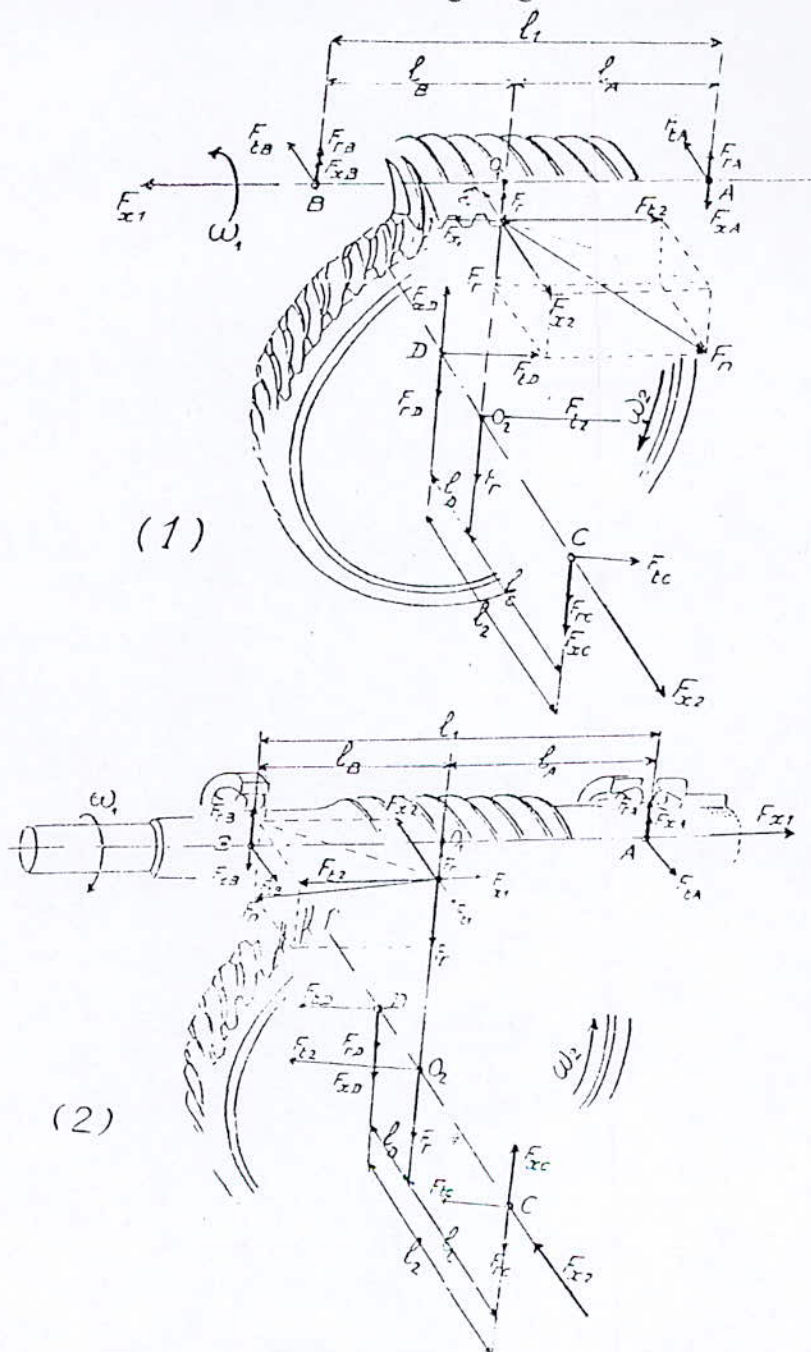


fig III.1 →



**III-1-1 Efforts sur les dentures :**\*-  $F_{t2}$  Effort tangentiel sur la roue :Vis motrice :

$$F_{t2} = 1000 \frac{M_2}{r_2} = 1000 \frac{M_1 \cdot i \cdot \rho_r}{r_2}$$

$$= 0,98 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2 \cdot r_2} = 0,98 \cdot 10^6 \frac{P_1 \cdot i \cdot \rho_r}{n_1 \cdot r_2}$$

Roue motrice :

$$F_{t2} = 1000 \frac{M_2}{r_2} = 1000 \frac{M_1 \cdot i}{\rho_m \cdot r_2}$$

$$= 0,98 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2 \cdot r_2} = 0,98 \cdot 10^6 \frac{P_1 \cdot i}{\rho_m \cdot n_1 \cdot r_2}$$

\*-  $F_{x2}$  Effort axial sur la roue :vis motrice :

$$F_{x2} = 1000 \frac{M_1}{r_1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1 + \mu)$$

Roue motrice :

$$F_{x2} = 1000 \frac{M_1}{r_1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1 - \mu)$$

\*-  $F_r$  Effort radial sur la roue :

$$F_r \approx F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{x1}$$

Nous avons évidemment :

 $F_{x1}$  : Effort axial sur la vis : égal et opposé à  $F_{t2}$  $F_{t1}$  : Effort tangentiel sur la vis : égal et opposé à  $F_{x2}$  $F_r$  : Effort radial sur la vis : égal et opposé à  $F_r$  sur roue**III-1-2 Effort sur les arbres et les paliers :**a)- Effort radial sur l'arbre de la roue en  $O_2$  :

$$\vec{R}_2 = \vec{F}_{t2} + \vec{F}_r \text{ (+ éventuellement le poids de la roue)}$$

$$F_{tC} = F_{t2} \times \frac{l_D}{l_2}$$

$$F_{rC} = F_r \times \frac{l_D}{l_2}$$

$$F_{x2C} = F_{x2} \times \frac{r_2}{l_2}$$

\*- Effort radial sur le palier C :

$$\vec{R}_C = \vec{F}_{tC} + \vec{F}_{rC} + \vec{F}_{x2C} \text{ (+ éventuellement le poids de la roue)}$$

$$F_{tD} = F_{t2} \times \frac{l_C}{l_2}$$

$$F_{rD} = F_r \times \frac{l_C}{l_2}$$

$$F_{x2D} = F_{x2} \times \frac{r_2}{l_2}$$

\*- Effort radial sur le palier D :

$$\vec{R}_D = \vec{F}_{tD} + \vec{F}_{rD} + \vec{F}_{x2D}$$

Charge axiale sur l'arbre de la roue :  $\vec{F}_{x2}$

b)- Effort radial sur la vis en  $O_1$  :

$$\vec{R}_1 = \vec{F}_{t1} + \vec{F}_r$$

$$F_{t1} = F_{t1} \times \frac{l_B}{l_1}$$

$$F_{r1} = F_r \times \frac{l_B}{l_1}$$

$$F_{x1} = F_{x1} \times \frac{r_1}{l_1}$$

\*- Effort radial sur le palier A :

$$\vec{R}_A = \vec{F}_{t1} + \vec{F}_{r1} + \vec{F}_{x1}$$

$$F_{tB} = F_{t1} \times \frac{l_A}{l_1}$$

$$F_{rB} = F_{t1} \times \frac{l_A}{l_1}$$

$$F_{xB} = F_{x1} \times \frac{r_1}{l_1}$$

\*- Effort radial sur le palier B :

$$\vec{R}_B = \vec{F}_{tB} + \vec{F}_{rB} + \vec{F}_{xB}$$

\*- charge axiale sur la vis :

$$\vec{F}_{x1}$$

## III-2 Calcul de résistance des dentures (des engrenages à vis sans fin) :

### III-2-1 Résistance à la rupture :

Nous pensons qu'il est suffisant de s'en tenir à la résistance de la roue qui est général l'organe le plus faible. [2]

a)- Effort tangentiel admissible sur la roue (daN) :

$$F_{t2,adm} = 3,6 \sigma_{b2lim} b_2 m_n k_{v,L2} K_M K_A$$

b)- Couple admissible sur la roue (m • daN) :

$$T_{2adm} = 1,8 \cdot 10^{-3} \sigma_{b2lim} b_2 m_n d_2 k_{v,L2} K_M K_A$$

c)- Puissance admissible sur l'arbre de roue (kW) :

$$P_{2adm} = \frac{3,6 \cdot 10^{-6}}{1,96} \sigma_{b2lim} b_2 m_n d_2 n_2 k_{v,L2} K_M K_A$$

### III-2-2 Résistance à la pression superficielle :

Avec des engrenages à vis sans fin avec vis en acier allié, cémenté, trempé, filet rectifié, c'est toujours la roue qui est l'organe le plus exposé aux détériorations superficielles. Il peut en être différemment avec d'autres combinaisons de matériaux. Nous indiquerons toujours la capacité de charge de l'engrenage par l'effort tangentiel ou le couple admissible sur la roue, mais une valeur sera limitée par la vis sans fin et l'autre par la roue. [2]

a)- *Effort tangentiel admissible sur la roue (daN) :*

pour la Vis :  $F_{t2.adm} = 0,36 A \Omega_{01} b_2 d_2^{0,8} k_{v.H.1} K_L K_M K_A$

pour la Roue :  $F_{t2.adm} = 0,36 A \Omega_{02} b_2 d_2^{0,8} k_{v.H.2} K_L K_M K_A$

b)- *Couple admissible sur la roue (m daN) :*

pour la Vis :  $T_{2adm} = 0,18 \cdot 10^{-3} A \Omega_{01} b_2 d_2^{1,8} k_{v.H.1} K_L K_M K_A$

pour la Roue :  $T_{2adm} = 0,18 \cdot 10^{-3} A \Omega_{02} b_2 d_2^{1,8} k_{v.H.2} K_L K_M K_A$

c)- *Puissance admissible sur l'arbre de la rue (kW) :*

pour la Vis :  $P_{2adm} = \frac{0,36 \cdot 10^{-6}}{1,96} A \Omega_{01} b_2 d_2^{1,8} n_2 k_{v.H.1} K_L K_M K_A$

pour la Roue :  $P_{2adm} = \frac{0,36 \cdot 10^{-6}}{1,96} A \Omega_{01} b_2 d_2^{1,8} n_2 k_{v.H.2} K_L K_M K_A$

### III-3 Rendement des engrenages à vis sans fin :

Il est très difficile de déterminer une formule exacte du rendement des engrenages à vis sans fin, étant donné la complexité du contact entre la vis et la roue (1) et (2) relatives aux engrenages gauches hélicoïdaux. [2]

$$\rho_r = \frac{\cos \alpha_n \cdot \operatorname{tg} \beta_1 - f}{\cos \alpha_n (\cos \alpha_n + f \cdot \operatorname{tg} \beta_1)} \quad (1).$$

$$\rho_m = \frac{\cos \alpha_n \cdot \cot \beta_1 - f}{\cot \beta_1 (\cos \alpha_n + f \cdot \cot \beta_1)} \quad (2).$$

Certains ouvrages indiquent des formules simplifiées, dérivés des formules (1) et (2) en considérant que  $\cos \alpha_n$  est pratiquement égal à 1 :

$$\rho_r = \frac{\cot \beta_1}{\operatorname{tg} \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + \mu \right]}$$

$$\rho_m = \frac{\operatorname{tg} \left[ \left( \frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - \mu \right]}{\cot \beta_1}$$

Les rendement  $\rho_r$  et  $\rho_m$  ont la même valeur maximale pour  $\beta_1 = 45^\circ$ . Il est donc intéressant de se rapprocher de cette valeur ; au-dessus de  $\beta_1 = 60^\circ$ , on peut dire que le rendement est en général satisfaisant. La **fig III.2 ANNEXE-V**) Permet la détermination rapide

des rendement en fonction de  $\beta_1$  et du coefficient de frottement  $f$ . La **fig11(ANNEXEVI)** donne la valeur de  $f$  dans des conditions optimales : roue en bronze phosphoreux à 10-12% d'étain, et vis en acier cémenté, trempé, avec filet rectifié. [2]

### **III- 4 Condition de réversibilité et d'irréversibilité :**

Il y a réversibilité lorsque l'engrenage peut fonctionner soit avec roue motrice, soit avec vis motrice.[6]

Lorsque l'engrenage ne peut fonctionner que dans un seul sens, il y a irréversibilité.

Considérons l'équation (1) donnant le rendement avec vis motrice. Comme le rendement ne peut se produire que si ce rendement est plus grand que zéro, la limite correspond donc à :

$$\cos \alpha_n \operatorname{tg} \beta_1 - f = 0$$

comme  $\cos \alpha_n$  est voisin de 1, on peut poser :  $\operatorname{tg} \beta_1 = f = \operatorname{tg} \mu$

nous obtenons ainsi :  $\beta_1 = \mu$

Il faut que nous ayons :  $\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \mu > 0$

c'est à dire :  $\beta_1 > \mu$

Donc :

**\* Si l'on désire que le mécanisme soit réversible :**

- il faut diminuer  $\beta_1$  (vis à plusieurs filets) et diminuer les frottement (choix des matériaux, bon état de surface, lubrification)
- les valeurs préférés de  $q_1$  comprises entre 5 et 8.

**\* Pour l'engrenage irréversible**

- la valeur de  $q_1$  sera en général plus forte
- l'inclinaison  $\beta_1$  du filet doit être supérieur à  $85^\circ$

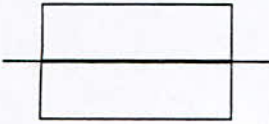
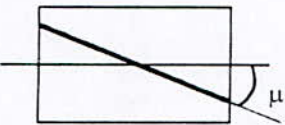
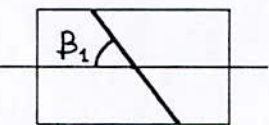

ce qui revient à écrire

$$q_1 = d_1/m_{x1} > z_1 \operatorname{tg} 85^\circ$$

$$\text{Soit : } q_1 > 11,43 z_1$$

pour une vis à un filet  $z_1 = 1$ ,  $q_1 > 11.43$

Le tableau ci-dessous résume des conditions de réversibilité et d'irréversibilité.

Conditions de réversibilité des couples vis-roue	
Inclinaison $\beta_1$ du filet de la vis	Caractéristiques de la transmission
 $\beta_1 = 0$	<p>Irréversibilité : Roue menante seulement</p> <p>← Transmission réversible</p> <p>←</p> <p>Irréversibilité : Vis menante seulement</p>
 $\beta_1 = \mu$	
 $\beta_1 = (\pi/2) - \mu$	
 $\beta_1 = (\pi/2)$	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- avec une vis en acier cémenté, trempé, rectifié, le coefficient de frottement est compris entre 0,01 et 0,03</li> <li>- avec une vis à filet non rectifié, prendre pour coefficient de frottement une valeur située entre 0,05 et 0,08</li> <li>- lorsque la transmission doit être absolument irréversible avec vis motrice seulement (cas des appareils de levages, par exemple), <math>\beta_1</math> doit être supérieur à <math>85^\circ</math> pour avoir une garantie suffisante.</li> </ul>	

*Pour les problèmes pratiques, nous recommandons les valeurs du tableau ci-dessous*[6]

Engrenage à vis sans fin : Valeurs pratiques										
Rapport de l'engrenage	3 à 3,5	3,5 à 4	4 à 5	5 à 6	6 à 8	8 à 10	10 à 15	15 à 22	22 à 40 - 50	au-dessus de 40-50
Nombre de filets de la vis $Z_1$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1

### III-5 Matériaux utilisés pour la fabrication des engrenages :

#### a) Qualités recherchées :

Résistance et limite élastique élevées, afin de permettre la transmission d'effort importants, Résistance à l'usure, donc dureté, de façon à garder aux engrenages leur précision initiale, éviter le jeu entre les dents et le bruit qui en résulte.[10]

Résistance aux chocs, donc résilience élevée, dans le cas de commande de concasseurs, broyeurs, laminoirs, etc.

Faible coefficient de frottement, afin de réduire l'échauffement (surtout pour le système roue et vis sans fin).

Fonctionnement silencieux. Légèreté. Matériaux économique. Usinage facile, etc.

#### b) Matériaux utilisés :

dans la fabrication des engrenages, un grand nombre de matériaux sont utilisés. [11]

\*- **les aciers** : Ils permettent d'obtenir le maximum de sécurité avec un encombrement minimum.

\*- **les aciers moulé** : Le plus couramment utilisé est la nuance douce :

$$R = 45 \text{ kg par mm}^2$$

\*- **Aciers forgé** : S'emploie beaucoup pour la fabrication des pignons arbrés.

\*- **Aciers spéciaux** :

- Aciers de cimentation : ces types d'aciers conduisent aux meilleures résistances à la rupture et à l'usure.
- Aciers de nitruration : Ils permettent d'obtenir le maximum de dureté superficielle et présentent des déformations moins importantes que les aciers de cémentation au traitement thermique.
- Aciers alliés auto-trempants donnent une grande résistance avec le minimum de déformation au traitement thermique. Ces aciers sont surtout utilisés lorsque la rectification des dentures ne peut pas être envisagée pour des questions de prix de revient.

\*- **La fonte** : la fonte ductile présente un certain intérêt pour la fabrication de grandes roues. Suivant leur destination les engrenages en fonte sont utilisés soit avec la denture brute de fonte, soit taillés.

\*- **Le bronze** : Convient aux engrenages à vis sans fin. Le bronze est pratiquement le seul matériau utilisé pour la roue. Il donne avec l'acier un coefficient de frottement minimum et résiste bien à l'usure.

\*- **Matériaux divers** : fibre vulcanisé, Nylon, Téflon, cuir vert, cèleron, bois amélioré, etc. (faible coefficient de frottement, fonctionnement silencieux). [11]



Chapitre 70

## Chapitre IV Etude des systèmes vis écrou

### IV-1 Etude cinématique :

#### Mouvement hélicoïdal :

**a) Définition :** Un solide est animé d'un mouvement hélicoïdal quand il est soumis simultanément à deux mouvements :

- 1- Une rotation autour d'un axe
- 2- Une translation rectiligne, parallèlement à cet axe, les vitesses des deux mouvements étant à chaque instant. [10]

**b)- Réalisation du mouvement hélicoïdal :** Pour donner à une pièce un mouvement hélicoïdal par rapport à une autre pièce, on munit généralement les deux pièces de 2 filetages complémentaires : l'une forme la vis, l'autre l'écrou. En se vissant sur la vis, l'écrou possède un mouvement hélicoïdal, il tourne autour de l'axe de la vis et se déplace en même temps parallèle à cet axe ; l'écrou est guidé par les filets de façon que les deux mouvements composants ne puissent se produire l'un sans l'autre. [10]

### IV.2 Etudes des forces :

#### IV-2.1 Equilibre du système vis-écrou :

La figure **IV.1** représente le diagramme d'équilibre des forces sur une développée d'un tour de la vis au niveau du cercle de diamètre moyen. La force  $F$  est la résultante des forces axiales que l'on veut transmettre ou du poids que l'on veut soulever.

La force  $T$  est due au couple appliqué et elle agit dans des sens différents, selon que le déplacement axial de la vis est dans le sens opposé (montée) ou dans le même sens (descente) que la charge extérieure  $F$ . la normale  $F_n$  est la force de contact entre la vis et l'écrou. la force de frottement  $\mu F_n$  changera de sens suivant le sens de rotation de la vis. [5]

Nota :  $L_a = P$  (filet simple)

$L_a = 2P$  (filet double), etc.

L'équilibre des forces permet de calculer le couple nécessaire pour << la montée >> ou << la descente >> d'une charge donnée.  $T$  est la résultante des forces horizontales agissant au diamètre moyen.

Tel que on a :

$$\text{Montée : } T_M = \frac{F(L_a + \pi \mu d_2 \sec \alpha)}{\pi d_2 - \mu L_a \sec \alpha}$$

Descente :  $T_D = F \left( \frac{\pi \mu d_2 \sec \alpha - L_a}{\pi d_2 + \mu L_a \sec \alpha} \right)$

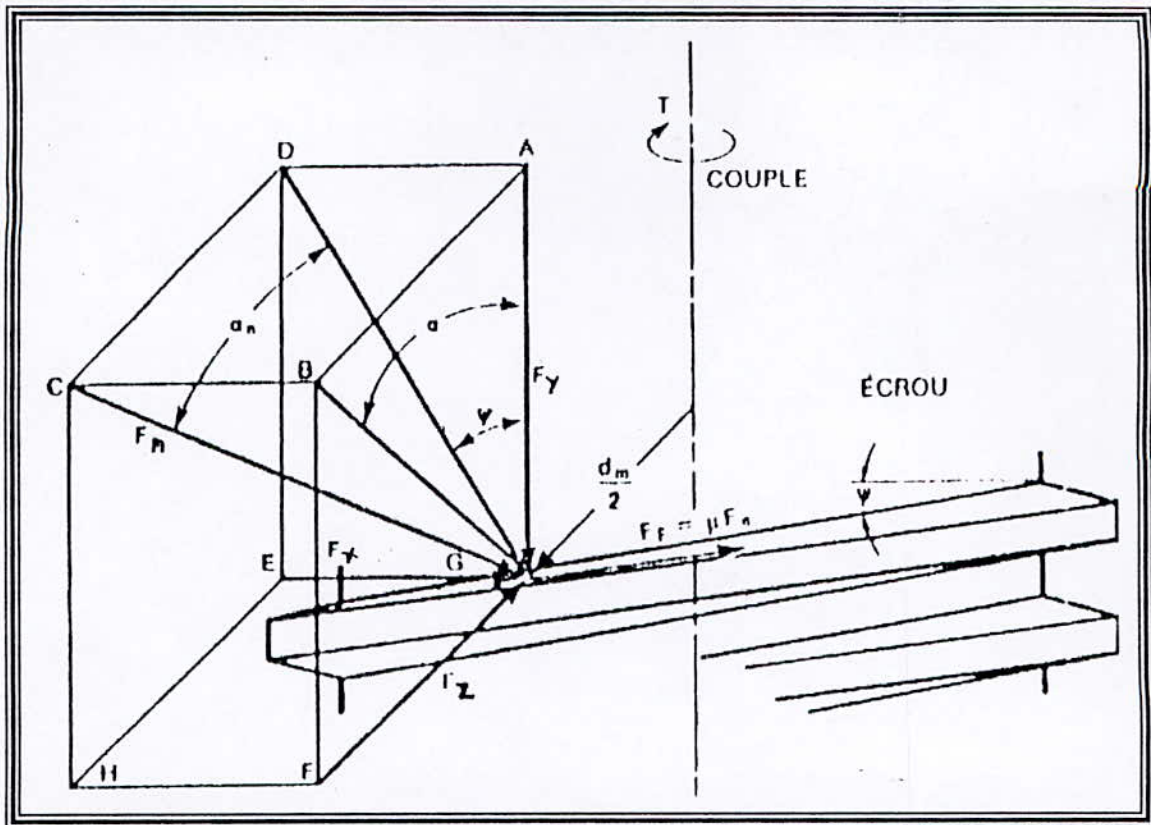


Fig IV.1

Avec :  $\text{tg } \varphi = \mu$  ;  $\text{tg } \psi = L_a / \pi d_2$

$T_M$  et  $T_D$  sont les forces qu'un moteur doit générer pour actionner la vis. Cette force agit à une distance «  $d_2/2$  » du centre de la vis . Le couple nécessaire pour effectuer la montée et la descente est calculé par les équations suivantes :

a)- En négligeant les frottement, les équations sont :

Montée :  $C_M = T_M \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \text{tg } \psi = F \frac{d_2}{2} L_a / \pi d_2$

Descente :  $C_D = T_D \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \text{tg } \psi = F \frac{d_2}{2} L_a / \pi d_2$

b)- En tenant compte des frottements entre la vis et l'écrou ; soit  $\varphi$  l'angle de frottement ; les équations d'équilibre sont :

Montée :  $C_{Mf} = T_M \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \cdot \left( \frac{\pi \mu d_2 \sec \alpha + L_a}{\pi d_2 - \mu L_a \sec \alpha} \right)$  \*

$$\text{Descente : } C_{Dt} = T_D \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \left( \frac{\pi \mu d_2 \sec \alpha - L_a}{\pi d_2 + \mu L_a \sec \alpha} \right) \quad **$$

#### IV-2.2-Rendement du système vis-écrou :

pour obtenir 100% de rendement , il faudrait avoir  $\mu = 0$  dans les équations précédentes . On peut donc déduire que, dans ce cas, le couple minimum pour actionner la vis sera :

$$\text{Montée : } C_{M(\text{minimum})} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi = F \frac{d_2}{2} L_a / \pi d_2$$

$$\text{Descente : } C_{D(\text{minimum})} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi = F \frac{d_2}{2} L_a / \pi d_2$$

Le rendement de la vis est le rapport entre le couple minimum et le couple nécessaire pour actionner la vis avec frottement.

Le rendement est égal :

$$\text{Montée : } \eta_M = \frac{C_{M(\text{minimum})}}{C_{Mt}} = \frac{F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi}{F \frac{d_2}{2} \left( \frac{\pi \mu d_2 \sec \alpha + L_a}{\pi d_2 - \mu L_a \sec \alpha} \right)}$$

$$\text{Descente : } \eta_D = \frac{C_{D(\text{minimum})}}{C_{Dt}} = \frac{F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi}{F \frac{d_2}{2} \left( \frac{\pi \mu d_2 \sec \alpha - L_a}{\pi d_2 + \mu L_a \sec \alpha} \right)}$$

On voit qu'il varie avec l'inclinaison du filet  $\psi$  et avec l'angle de frottement  $\varphi$  ; pour l'améliorer, on peut donc :[5]

**\*/- augmenter  $\psi$  :** Pour les vis irréversible, le rendement est toujours faible. Pour l'améliorer, on peut augmenter  $\psi$ , c'est à dire choisir un pas important, mais alors la vis peut devenir réversible ; or l'irréversibilité est en général recherché ; il faut donc se contenter d'un rendement médiocre, toujours inférieur à 0,5 ; mais c'est un inconvénient mineur, car le système vis-écrou n'est utilisé que pour des déplacement de faible amplitude, à faible vitesse, et la puissance mise en jeu n'est pas très importante.[10]

**\*\*/- Diminuer  $\varphi$  :** Diminuer  $\varphi$ , par le choix des matériaux et la lubrification ; c'est le seul moyen d'améliorer le rendement d'un système vis-écrou existant, puisqu'on ne peut pas modifier l'inclinaison ni le pas.[10]

**IV-2.3 Vis autobloquante :**

Le couple nécessaire pour actionner la vis dans le sens de la force axiale sert à vaincre les forces de frottement . dans certains cas , lorsque le coefficient de frottement est suffisamment petit et que l'angle d'hélice est suffisamment grand , il peut arriver que la vis se déroule d'elle même par l'action de la force axiale seulement . ceci se produira lorsque le numérateur dans l'expression de  $C_{Dt}$  de l'équation ( \*\* ) deviendra négatif , c'est à dire que

$$\pi \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \sec \alpha < L_a$$

dans ce cas , on dira que la vis n'est pas autobloquante . pour avoir une vis autobloquante , il faudra que :  $\pi \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \sec \alpha \geq L_a$  . [5]

**IV.3 Analyse des contraintes de la vis :**

les forces agissant sur la vis de transmission engendrent des contraintes de tension/compression, de torsion et de flexion dans le corps de la vis. pour calculer ces contraintes ,on utilise une barre cylindrique du diamètre égal au diamètre à la racine ( $d_3$ ) de la vis. [5]

**a)- contraintes de tension/compression :**

sous l'effet de la charge  $F$ , des contraintes de tension ou de compression sont induites :

$$\sigma_A = \frac{F}{A_3} = \frac{4F}{\pi d_3^2}$$

**b)- Contraintes de torsion :**

Le couple total de torsion est la somme du couple qui actionne la vis est celui du frottement au pallier. La contrainte de torsion est calculée par l'équation suivante :

$$\text{Montée : } \tau_M = \frac{C_{Mt} d_3/2}{J} = \frac{C_{Mt} d_3/2}{\pi d_3^4/32} = \frac{16C_{Mt}}{\pi d_3^3}$$

$$\text{Descente : } \tau_D = \frac{C_{Dt} d_3/2}{J} = \frac{C_{Dt} d_3/2}{\pi d_3^4/32} = \frac{16C_{Dt}}{\pi d_3^3}$$

**c)- Contraintes de flexion :**

Si la charge est excentrique, elle produira de la flexion dans la vis

$$\sigma_F = \frac{M_C}{I} = \frac{32Fe}{\pi d_3^3}$$

ou' e est l'excentricité de la charge par rapport à l'axe de la vis

**d)- Vérification du flambage :**

Si la charge en compression est trop grande . Il y aura flambage de la vis. Il s'agit donc de déterminer quelle est la charge critique au-delà de laquelle cette instabilité mécanique se produira.

Un des facteurs importants relatifs à cette analyse est le rapport d'élanement  $L/d_3$  ou'

$L$  = longueur de la vis entre les supports,

\* Lorsque  $L/d_3 < 6$ . il ne se produira pas de flambage .

\* Si  $L/d_3 \geq 6$ . on doit vérifier le flambage (deux cas possibles) :

**Premier cas :**

$$\frac{L}{k} < \sqrt{\frac{2c\pi^2 E}{R_e}}$$

ou'  $k = \sqrt{I_3/A_3}$  est le rayon de giration à la racine ; et  $c = 0,25$  tient compte du montage ou' une extrémité est fixe et l'autre est libre . La charge critique en compression  $P_{cr}$  sera obtenue par la formule de Johnson

$$\frac{P_{cr}}{A_3} = R_e \left[ 1 - \frac{R_e}{4\pi^2} \cdot \frac{1}{cE} \left( \frac{L}{k} \right)^2 \right]$$

**Second cas :**

$$\frac{L}{k} \geq \sqrt{\frac{2c\pi^2 E}{R_e}}$$

On utilisera la formule d'Euler

$$\frac{P_{cr}}{A_3} = \frac{c\pi^2 E}{(L/k)^2}$$

dans les cas ou' on doit étudier le flambage, une fois que la charge maximale en compression est connue, il suffit de s'assurer que :

$$F < P_{cr}$$

**IV-4 – Calcul de l'écrou :**

Les trois modes de faillite possibles des filets sont :

- le cisaillement à la base des filets de la vis ;
- le cisaillement à la base de filets de l'écrou ;
- l'usure des filets due à la pression de contact.

C'est en prenant un écrou suffisamment long que l'on évitera la faillite . par conséquent , on choisira la longueur la plus grande parmi celles que l'on a obtenues en calculant ces trois modes de faillite.

**a)- Cisaillement des filets de la vis :**

Pour ce qui est du cisaillement à la base des filets de la vis, on a

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot t \cdot n}$$

La résistance permise en cisaillement  $\tau_{max}$  peut être obtenue par le critère de l'énergie de distorsion (matériau ductile) avec un facteur de sécurité  $F_s$  comme étant

$$\tau_{max} = \frac{0,577 \cdot R_e}{F_s}$$

La longueur nécessaire de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis  $L_{ev}$ , sera donc obtenue de ces deux dernières équations

$$L_{ev} = n \cdot P = \frac{P \cdot F \cdot F_s}{0,0577 \cdot R_e \cdot \pi \cdot d_3 \cdot t}$$

**b)- Cisaillement des filets de l'écrou :**

Un raisonnement semblable permet d'obtenir la longueur nécessaire de l'écrou si l'on veut éviter le cisaillement des filets de l'écrou ( $L_{ee}$ )

$$L_{ee} = n \cdot P = \frac{P \cdot F \cdot F_s}{0,0577 \cdot R_e \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

$$L_{ee} = n \cdot P = \frac{P \cdot F \cdot F_s}{R_r \cdot \pi \cdot d \cdot t} \quad (\text{matériau fragile})$$

**c)- Usure :**

La contrainte en compression à la surface des filets est limitée. Les valeurs sont données dans le tableau 4(ANNEXE-II) **des pressions permise entre vis et écrou** en fonction des matériaux en présence et des vitesses. Si la pression permise est  $S_p$ , on aura la longueur nécessaire de l'écrou pour éviter l'usure ( $L_{eu}$ )

$$L_{eu} = \frac{4 \cdot P \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_3^2) \cdot S_p}$$

En pratique. Pour avoir un bon design. On choisira  $L_e = \max ( L_{ev} , L_{ee} , L_{eu} )$  Si l'écrou calculé s'avérait trop long , il faudrait remplacer un des matériaux ou changer la géométrie des filets. [5]

## **IV-5 Etude comparée des différentes formes de filets :**

### **VI-5.1 Génération du filet :**

Le filet est la partie saillante obtenue en creusant une rainure hélicoïdale dans la paroi latérale d'un cylindre .

Une tige cylindrique est transformée en vis.

Un trou cylindrique est transformé en trou taraudé (écrou)

Les différents points du contour qui engendre le filet décrivent des hélices de même pas et de même sens , mais de diamètre différents . [9]

### **IV-5.2 les différentes formes de filets :**

#### **IV-5.2.1 Caractéristique d'un filet :**

Un système de filetage est constitué (sous sa forme complète) par un ensemble de règles définissant :

##### ***a°/ La forme du filet :***

- pour qu'une vis et un écrou s'assemblent , il faut qu'ils aient des formes complémentaires (aux jeux près)

- d'autre part , il est logique de prévoir une forme identique du filet sur la vis et sur l'écrou (ne serait-ce que pour obtenir des contraintes égales sur les deux pièces si elles sont des charges de rupture comparables).

##### ***b°/ La série des diamètres nominaux :***

- par convention , le diamètre nominal d'une vis et celui de son écrou sont mesurés sur le sommet des filets de la vis.

##### ***c°/ La série des pas :***

Les éléments communs aux hélices :

- Pas du filet : pas des hélices .

- Sens du filet : sens des hélices .

##### ***d°/ Le ou les pas correspondant à chaque diamètre ;***

Nous nous bornerons ici aux principaux systèmes de filetage dont font mention les normes françaises



1) Filet triangulaire (M : série métrique du filetage ISO) NF E 03 001 :

cette norme est en concordance

technique avec la norme internationale ISO 68.

Le profil est défini sur la figure **IV.2**

$$P = \text{pas}$$

$$H = 0.866P$$

$$D = d = \text{diamètre nominal}$$

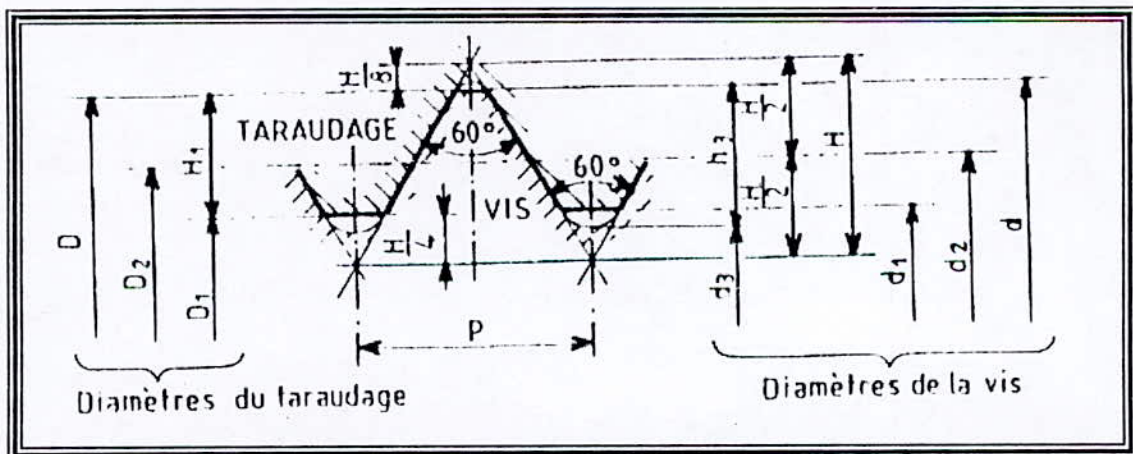
$$D = d = d - \frac{3}{4}H = d - 0.6495P$$

$$D_1 = d_1 = d_2 - 2\left(\frac{H}{2} - \frac{H}{6}\right) = d - 1.2268P$$

$$d_3 = d_2 - 2\left(\frac{H}{2} - \frac{H}{6}\right) = d - 1.2268P$$

$$H_1 = \frac{D - D_1}{2} = 0.5412P$$

$$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = 0.6434P$$



FigIV.2

**2- Filetage trapézoïdal symétrique NF E 03 616 :**

cette norme est en concordance technique avec la norme internationale ISO correspondante.

le profil est défini sur la figure IV.3

$P = \text{pas}$        $d = \text{diamètre nominal}$

$H = 1.866P$      $d = \text{diamètre extérieur de la vis}$

$H_1 = 0.5P$        $d_2 = D_2 = d - 2H_{1/2} = d - 0.5P$

$a_c = \text{vide à fond de filets}$

$h_3 = H_1 + a_c = 0.5P + a_c$

$H_4 = H_1 + a_c = 0.5P + a_c$

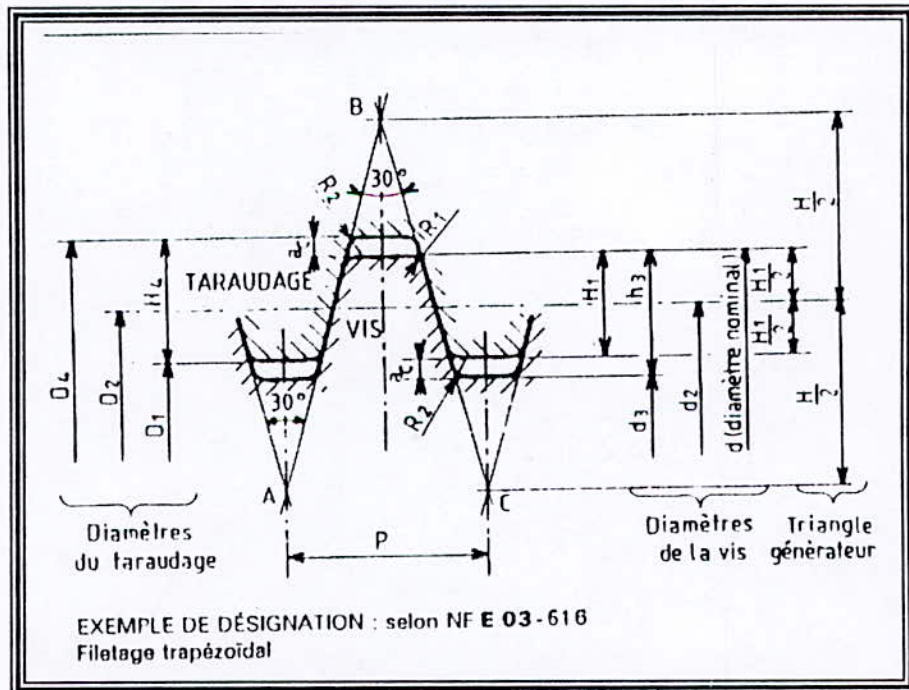
$R_{1max} = 0.5 a_c$

$d_3 = d - 2h_3 = d - P - 2a_c$

$D_1 = d - 2H_1 = d - P$

$D_4 = d + 2a_c$

$R_{2max} = a_c$



FigIV.3

**3 Filet trapézoïdal asymétrique NF E 03 611:**

Ce filetage destiné à supporter des poussées uni axiales est exclusivement employé en artillerie .

fonctionnellement , seules les surfaces inclinées à 3° sont en contact.

Le profil est représenté sur la figure IV.4

$$P = pas D_1 = d - 0.8P$$

$$H = 0.4P \quad D_4 = d + 0.03P$$

$$D = d = \text{diamètre nominal} \quad d_3 = d - 0.83P$$

$$D_2 = d_2 = d - 0.4P \quad r = 0.03P$$

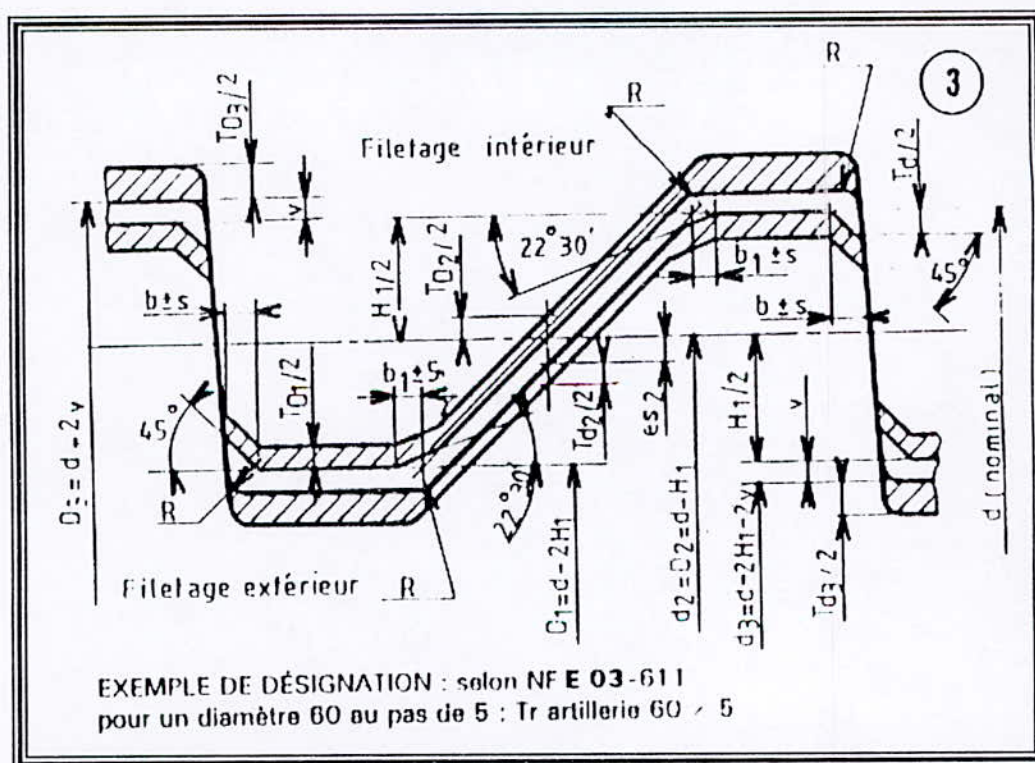


Fig IV.4

**4 Filet gaz avec étanchéité. NF E 03 004 :**

ces profils sont à utiliser pour les assemblages de tubes dans les quels l'étanchéité dans le filet est recherchée. Le filetage extérieur conique (conicité : 6.25%) est monté dans un taraudage cylindrique. **fig. IV.5**

*Filetage intérieur cylindrique :*

$$H = 0.960491P$$

$$h = 0.640327P$$

$$r = 0.137329P$$

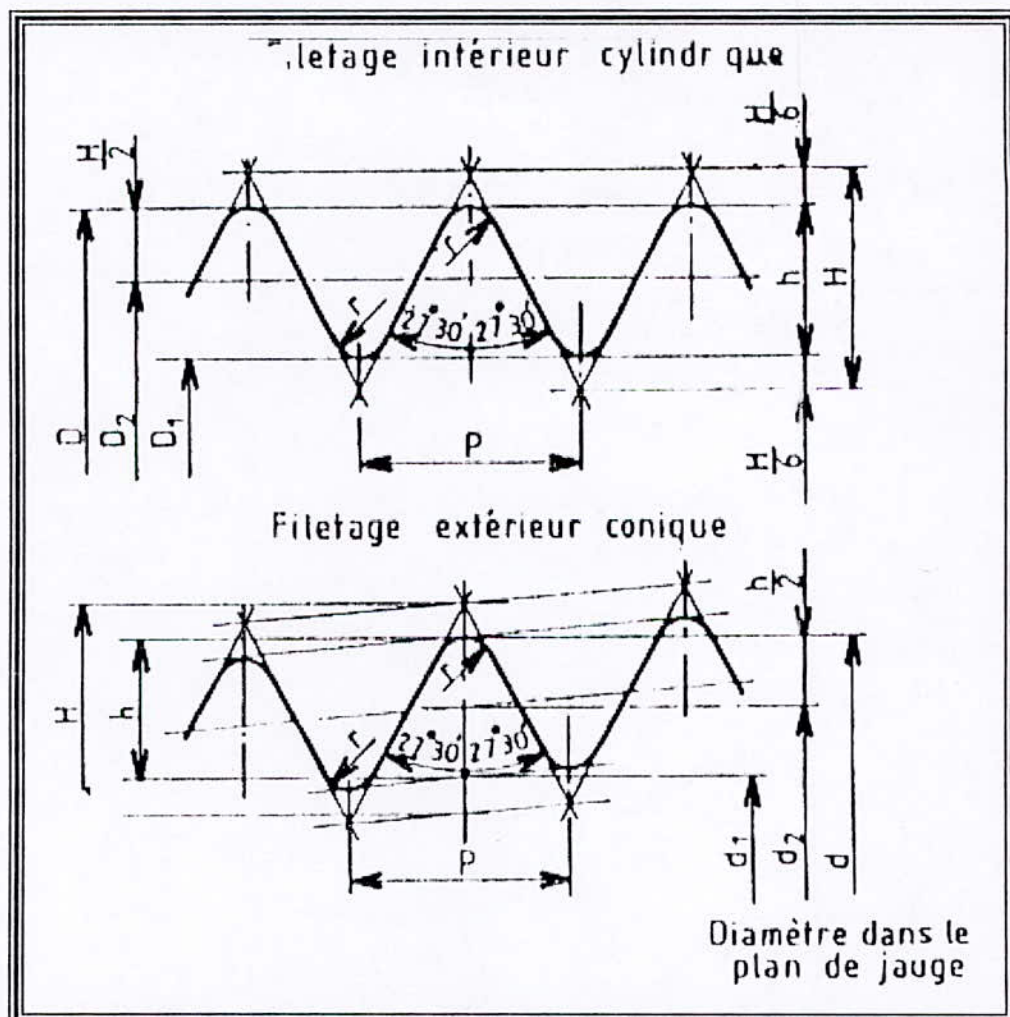


Fig IV.5

**5 Filet gaz sans étanchéité. NF E 03 005 :**

Le filetage extérieur cylindrique s'assemble avec un taraudage cylindrique .

Le profil est défini sur la figure IV.6

Le taraudage doit pouvoir s'assembler indifféremment soit avec le filetage extérieur cylindrique , soit avec le filetage extérieur conique.

*Filetage extérieur conique :*

$$H = 0.960237P$$

$$h = 0.640327P$$

$$r = 0.137278P$$

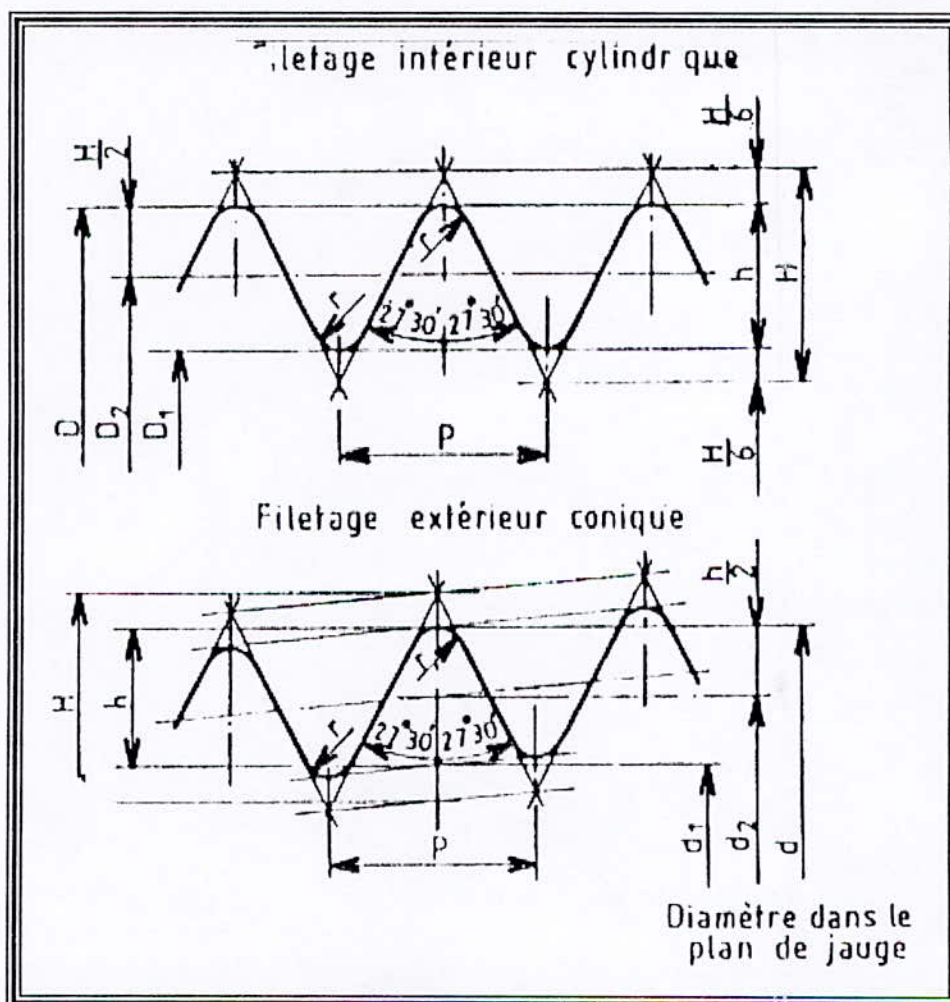


Fig IV.6

**6 Filet rond. NF F 00 016 et 032 :**

Emploi absolument exceptionnel réservé aux barrés filetés  
soumises à une importante sollicitation . à l'extension

Ex. : Barres d'attelage des wagons de chemins de fer – Barres filetés  
de suspension de cages d'extraction de mines. Le profil est défini sur  
la figure **IV.7**

$P = \text{pas du profil}$

$R_2 = 0.2559P$

$H = 1.866P$

$R_3 = 0.2210P$

$H_1 = 0.45P$

$d = \text{diamètre nominal}$

$H_2 = H = 0.5P$

$d_2 = D_2 = d - H_1$

$a = 0.05P$

$D = \text{diamètre de taraudage} = d + 2a$

$r_1 = 0.2385P$

$D_1 = D - 2H_2 = d - 2H_2$

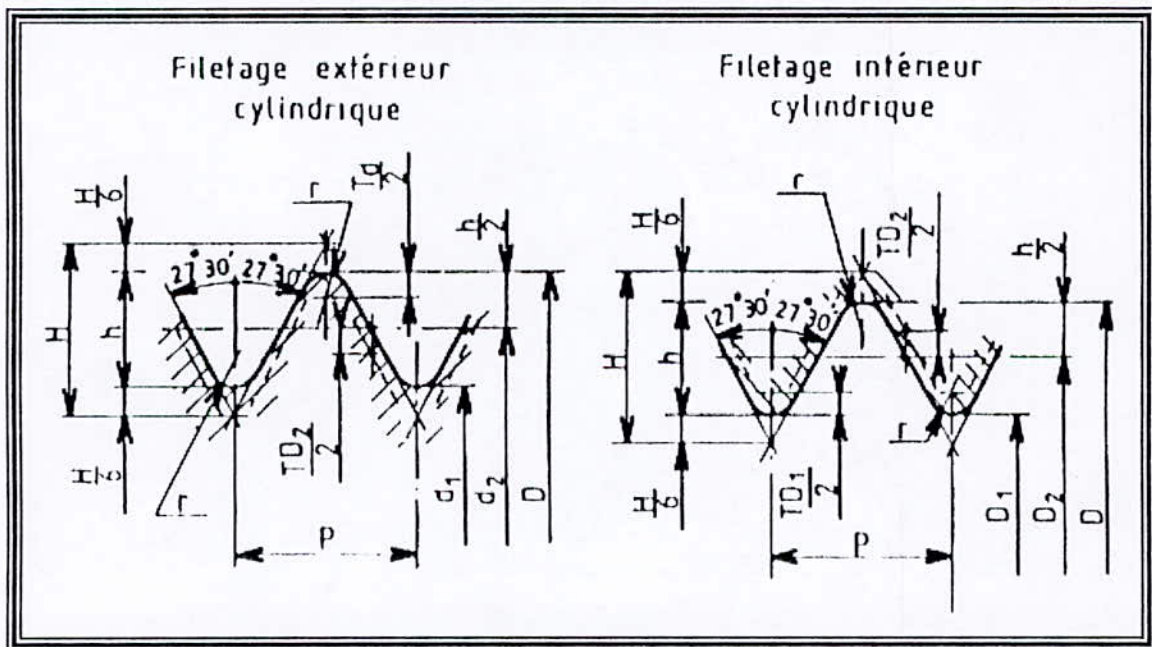


Fig IV.7

Chapitre V

## Chapitre V calcul du réducteur à roue et vis sans fin

### V-1 calcul de la géométrie du réducteur à roue et vis sans fin :

#### \*- données :

$m_1$  : poids du siège du fauteuil = 156 kg

$m_2$  : poids du patient = 95 kg

**la charge totale :**  $(m_1 + m_2)g = (156 + 95) 9,81 = 2413,26$  daN

$n_1$  : vitesse de rotation de la vis = 3000 tr/min = 50 tr/s

$n_2$  : vitesse de rotation de la roue = 60 tr/min = 1 tr/s

$p$  : puissance du moteur = 0,10 kw

#### \*- Calculs :

- on prend  $z_1 = 1$
- rapport du réducteur :  $I = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$
- $I = n_1 / n_2 = 3000 / 60 = 50$
- $z_2 = I \times z_1 = 50 \times 1 = 50$
- $\omega_1 = 2\pi n_1 / 60 = 314$  rad/s
- $\omega_2 = 2\pi n_2 / 60 = 6,28$  rad/s
- $M_1 = 0,98 \cdot 10^3 \frac{P}{n_1} = 0,0327$  daN·m
- $M_2 = M_1 \cdot I \cdot \rho_r = 0,85$  daN m

on détermine d'abord le coefficient de frottement  $f$  :

posant la vitesse de glissement  $V_g = 0,08$  m/s et  $\beta_l = 86^\circ$

on trouve  $f = 0,07$

connaissant  $\beta_l$  et  $f$  on trouve  $\rho_r = 0,52$

#### \*/ calcule du module réel .

- $m_n > \sqrt[3]{\frac{10,94 M_2}{k \sigma_{b2lim} z_2}}$  (cette formule tirée de la référence [9])
- \*- roue ( bronze de qualité supérieur coulé par centrifugation ) :  
 $\sigma_{b2lim} = 8,5$  daN/mm<sup>2</sup>
- \*- vis ( Acier XC10 ;  $R_r = 32$ ,  $R_c = 180$  ;  $E = 207$  GPa  
 filet rectifié. [4]



\*-  $k$  : constante définie comprise 6 à 10

\*- on prend la valeur pratique  $\alpha_n = 20^\circ$

$$\text{donc : } m_n > \sqrt[3]{\frac{10,94M_2}{k\sigma_{b2\text{lim}}z_2}} = 1,298 \text{ mm}$$

$$m_n = 1,375 \text{ mm (normalisé)}$$

$$\text{- entraxe : } a = \frac{m_n}{2} \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right) = 45 \text{ mm}$$

$$\text{- } m_{x1} = 1,4 \text{ mm}$$

$$\text{- } m_{t1} = 20 \text{ mm}$$

$$\text{- } m_{t2} = 1,4 \text{ mm}$$

$$\text{- } P_n = \pi m_n = 4,32 \text{ mm}$$

$$\text{- } P_{x1} = \pi m_{x1} = 4,3304 \text{ mm}$$

$$\text{- } P_{t1} = \frac{P_n}{\cos \beta_1} = 62 \text{ mm}$$

$$\text{- } P_{t2} = \frac{P_n}{\cos \beta_2} = 4,331 \text{ mm}$$

$$\text{- } P_{Z1} = z_1 P_{x1} = 4,3304 \text{ mm}$$

$$\text{- } d_1 = 20,00$$

$$\text{- } d_2 = 70,00$$

$$\text{- } \text{tg } \alpha_{t1} = 5,2177 \quad ; \quad \alpha_{t1} = 79,15^\circ$$

$$\text{- } \text{tg } \alpha_{t2} = 0,365 \quad ; \quad \alpha_{t2} = 20,045^\circ$$

$$\text{- } \text{tg } \alpha_{x1} = 0,365 \quad ; \quad \alpha_{x1} = 20,045^\circ$$

$$\text{- } q = z_1 \text{tg } \beta_1 \approx 14,3$$

**Les cotes de dessin de la vis :**  $\beta_1 > 75^\circ$

$$\text{* saillie : } h_{a1} = m_{x1} = 1,4.$$

$$\text{* creux : } h_{f1} = 1,2m_{x1} = 1,7.$$

$$\text{* hauteur total du filet : } h_1 = 2,2 m_{x1} = 3,1$$

$$\text{* diamètre de tête } d_{a1} = d'_1 + 2m_{x1} = 22,8$$

$$\text{* diamètre de pied } d_{f1} = d'_1 - 2,4m_{x1} = 16,64$$

$$\text{* la largeur de la vis : } b_1 = 6 \cdot P_{x1} = 26,5 \text{ mm}$$

\* *Epaisseur axiale sur le cylindre primitif nominal :*

$$S_{x1} = \frac{\pi \cdot m_{x1}}{2} = 2,200$$

Les cotes de dessin de la roue :  $\beta_1$  est supérieur à  $75^\circ$  ( $\gamma_1 < 15^\circ$ )

\* saillie :  $h_{a2} = 1,4$

\* creux :  $h_{f2} = 1,70$

\* hauteur de dent :  $h_2 = 3,100$

\* diamètre de tête  $d_{a2} = 73,000$

\* diamètre de pied  $d_{f2} = 66,64$

\*  $e_2 = 0,700$

\*  $d_{e2} = 74,200$

\* largeur de la roue :  $b_2 = 2 m_{x1} \sqrt{q_1 + 1} = 11,000$

## V-2 Calcul dynamique du réducteur :

### V-2.1 Poussées sur les dentures , les arbres et les paliers :

$$M_1 = 0,033 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

$$M_2 = 0,85 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

$$d_1 = 20 \text{ mm} \quad ; \quad r_1 = 10 \text{ mm}$$

$$d_2 = 70 \text{ mm} \quad ; \quad r_2 = 35 \text{ mm}$$

$$n_1 = 3000 \text{ tr/min} = 50 \text{ tr/s}$$

$$n_2 = 60 \text{ tr/min} = 1 \text{ tr/s}$$

$$V_g = 0,08 \text{ m/s}$$

$$f = 0,07$$

$$\rho_r = 0,52$$

$$I = 50$$

#### \*- Efforts sur les dentures :

- Effort tangentiel sur la roue :  $F_{t2} = 24,3 \text{ daN}$

- Effort axial sur la roue :  $F_{x2} = 3,3$

- Effort radial sur la roue :  $F_r = 8,83$

Nous avons évidemment :

$F_{x1}$  : Effort axial sur la vis : égal et opposé à  $F_{t2}$

$F_{t1}$  : Effort tangentiel sur la vis : égal et opposé à  $F_{x2}$

$F_r$  : Effort radial sur la vis : égal et opposé à  $F_r$  sur roue

**\*- Efforts sur les arbres et les paliers :**

on prend : distance entre deux appuis

$$l_1 = 84 \text{ mm} \quad \text{et} \quad l_2 = 34 \text{ mm}$$

$$l_A = 42 \text{ et } l_B = 420 \quad ; \quad l_C = l_D = l_2/2 = 17$$

**a) Effort radial sur l'arbre de la roue en  $o_2$  : On néglige le poids de la roue**

Donc :

$$|\vec{R}_2| = \sqrt{|\vec{F}_{t2}|^2 + |\vec{F}_r|^2} = 26 \text{ daN}$$

**b) Effort radial sur le palier C :  $|\vec{R}_C|$** 

$$\vec{R}_c = \vec{F}_{tc} + \vec{F}_{rc} + \vec{F}_{xc} \quad (\vec{F}_{xc} \text{ s'ajoute à } \vec{F}_{rc})$$

$$F_{tc} = 12 \text{ daN}$$

$$F_{rc} = 4,4 \text{ daN}$$

$$F_{xc} = 3,3 \text{ daN}$$

$$|\vec{R}_C| = 12,5 \text{ daN}$$

**c) Effort radial sur le palier D :  $|\vec{R}_D|$** 

$$\vec{R}_D = \vec{F}_{td} + \vec{F}_{rd} + \vec{F}_{xd} \quad (\vec{F}_{xd} \text{ se retranche de } \vec{F}_{rd})$$

$$F_{td} = 12$$

$$F_{rd} = 4,4$$

$$F_{xd} = 3,3$$

$$|\vec{R}_D| = 12,2 \text{ daN}$$

**d) charge axiale sur l'arbre de la roue :  $|\vec{F}_{x2}|$** 

$$|\vec{F}_{x2}| = 3,3 \text{ daN}$$

**e) Effort radial sur la vis en  $O_1$  :  $|\vec{R}_1|$** 

$$\vec{R}_1 = \vec{F}_{t1} + \vec{F}_r$$

$$|\vec{R}_1| = 9,42 \text{ daN}$$

**f) Effort radial sur le palier A :  $|\vec{R}_A|$** 

$$\vec{R}_A = \vec{F}_{tA} + \vec{F}_{rA} + \vec{F}_{xA} \quad (\vec{F}_{xA} \text{ se retranche de } \vec{F}_{rA})$$

$$F_{tA} = F_{t1} \times \frac{l_R}{l_1} = 1,64 \text{ daN}$$

$$F_{rA} = F_r \times \frac{l_B}{l_1} = 4,42 \text{ daN}$$

$$F_{xA} = F_{x1} \times \frac{r_1}{l_1} = 3 \text{ daN}$$

$$|\vec{R}_A| = 2,17 \text{ daN}$$

**g) Effort radial sur le palier B :  $|\vec{R}_B|$**

$$\vec{R}_B = \vec{F}_{tB} + \vec{F}_{rB} + \vec{F}_{xB} \quad ; \quad (\vec{F}_{xB} \text{ s'ajoute à } \vec{F}_{rB})$$

$$F_{tB} = F_{t1} \times \frac{l_A}{l_1} = 1,64 \text{ daN}$$

$$F_{rB} = F_{r1} \times \frac{l_A}{l_1} = 4,42 \text{ daN}$$

$$F_{xB} = F_{x1} \times \frac{r_1}{l_1} = 3 \text{ daN}$$

$$|\vec{R}_B| = 7,6 \text{ daN}$$

**h) charge axiale sur la vis :  $|\vec{F}_{x1}|$**

$$|\vec{F}_{x1}| = 24,3 \text{ daN}$$

### V-2.2 Calcul de résistance des dentures :

$$a = 45 \text{ mm}$$

$$m_n = 1,375$$

$$m_{x1} = 1,4$$

$$n_1 = 3000 \text{ tr/min} = 50 \text{ tr/s}$$

$$n_2 = 60 \text{ tr/min} = 1 \text{ tr/s}$$

$$z_1 = 1$$

$$z_2 = 50$$

$$d_1 = 20 \text{ mm} \quad ; \quad r_1 = 10 \text{ mm}$$

$$d_2 = 70 \text{ mm} \quad ; \quad r_2 = 35 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 86^\circ$$

$$V_g = 0,08 \text{ m/s}$$

$$f = 0,07$$

$$\rho_r = 0,52$$

$$b_1 = 26,5 \text{ mm}$$

$$b_2 = 11,000$$

Marche uniforme 1 h/j (  $k_A = 1,1$  ) pendant 10 800 heures

**a)/ Résistance à la rupture :**

**Pour la roue :**  $\sigma_{b2lim} = 8,5 \text{ daN/mm}^2$

$$k_{vL2} (n_2 = 60 \text{ tr/min}) = 0,4$$

$$k_A = 1,1$$

$$k_M = 1$$

**a)- Effort tangentiel admissible sur la roue (daN) :**

$$F_{t2.adm} = 3,6 \sigma_{b2lim} b_2 m_n k_{v.L.2} K_M K_A$$

$$F_{t2.adm} = 188,5$$

**b)- Couple admissible sur la roue (m • daN) :**

$$T_{2adm} = 1,8 \cdot 10^{-3} \sigma_{b2lim} b_2 m_n d_2 k_{v.L.2} K_M K_A$$

$$T_{2adm} = 6,6$$

**c)- Puissance admissible sur l'arbre de roue (kW) :**

$$P_{2adm} = \frac{3,6 \cdot 10^{-6}}{1,96} \sigma_{b2lim} b_2 m_n d_2 n_2 k_{v.L.2} K_M K_A$$

$$P_{2adm} = 0,404$$

**b)/ Résistance à la pression superficielle :**

$$\Omega_{02} = 4$$

$$d_2^{1,8} = 2,10 \times 10^3$$

$$d_2^{0,8} = d_2^{1,8}/d_2 = 30,00$$

$$k_{vH2} = k_{vH2} (V_g = 0,08 \text{ m/s}) = 0,425$$

$$A = A(I) = 0,65$$

$$K_L = k_L (\text{pour } 50\,000 \text{ heures}) = 0,80$$

**\*- Effort tangentiel admissible sur la roue (daN) :**

pour la Roue :  $F_{t2.adm} = 0,36 A \Omega_{02} b_2 d_2^{0,8} k_{v.H.2} K_L K_M K_A$

$$F_{t2.adm} = 105,0$$

**\*- Couple admissible sur la roue (m • daN) :**

pour la Roue :  $T_{2adm} = 0,18 \cdot 10^{-3} A \Omega_{02} b_2 d_2^{1,8} n_2 k_{v.H.2} K_L K_M K_A$

$$T_{2adm} = 3,7$$

**\*- Puissance admissible sur l'arbre de la roue (kW) :**

$$\text{pour la Roue : } P_{2adm} = \frac{0,36 \cdot 10^{-6}}{1,96} A \Omega_{01} b_2 d_2^{1,8} n_2 k_{v,H.2} K_L K_M K_A$$

$$P_{2adm} = 0,23$$

### V-2.3 Calcul des moment de torsion et de flexion :

*Pour la vis :*

$$\text{Torsion : } M_t = F_{t1} \times d_1/2 = 0,033 \text{ m daN}$$

$$\text{Flexion : } M_{fA} = |\vec{R}_A| \times l_1/2 = 0,10 \text{ m daN}$$

$$M_{fB} = |\vec{R}_B| \times l_1/2 = 0,30 \text{ m daN}$$

*Pour la roue :*

$$\text{Torsion : } M_t = F_{t2} \times d_2/2 = 0,85 \text{ m daN}$$

$$\text{Flexion : } M_{fC} = |\vec{R}_C| \times l_2/2 = 0,23 \text{ m daN}$$

$$M_{fD} = |\vec{R}_D| \times l_2/2 = 0,21 \text{ m daN}$$

### V-2.4 calcule des paliers pour l'arbre de la roue : (voir la référence [9])

on doit vérifier trois conditions :

#### **1) palier : C**

**a)- vérification à la résistance :**

choisir : arbre en acier XC10 laminé à chaud  $R_r = 32 \text{ daN/mm}^2$  ;  $R_e = 180$  et  $E = 207 \text{ GPa}$

$$\text{moment idéal maximum : } M_{ic} = \sqrt{M_{fC}^2 + M_{t2}^2} = 0,89$$

$$\sigma_{ic} = \frac{10 \cdot M_{ic}}{d^3} \leq R_f = 0,4 R_r$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{ic}}{0,4 \cdot R_r}}$$

$$\text{pour } R_r = 32 \text{ daN/mm}^2 \quad d_C \geq 8,86 \quad ; \quad d_C = 10 \text{ mm}$$

**b) condition de graissage :**

pour les tourillons d'acier sur bronze  $[P] = 15 \text{ à } 25 \text{ daN/Cm}^2$

pour  $[P]=15$  et  $k=1$  on a :  $d_c \geq \sqrt{\frac{R_c}{k \cdot [P]}} = 9,13$  ;  $d_c = 10 \text{ mm}$

**c)- vérification à l'échauffement :**

pour les paliers on a :  $[PV]=200 - 400 \text{ daN/cm}^2$

pour  $[PV]=400$  et  $k=1$  on a :

$$d_c \geq \frac{R_c \cdot n_2 \cdot \pi}{60 \cdot k \cdot [PV]} = 9,8 \quad ; d_c = 10 \text{ mm}$$

- longueur du palier :  $l = k d_c = 10 \text{ mm}$
- le rayon :  $r = d_c/10 = 1,0 \text{ mm}$
- hauteur de collet :  $e = d_c/10 + 1 \text{ à } 3 \text{ mm} = 3,5 \text{ mm}$
- $l_1 = 1 \text{ à } 1,5 \cdot e = 3,5 \text{ mm}$
- diamètre de l'arbre :  $D_c = 1,2 \cdot d_c + 5 \text{ mm} = 17 \text{ mm}$

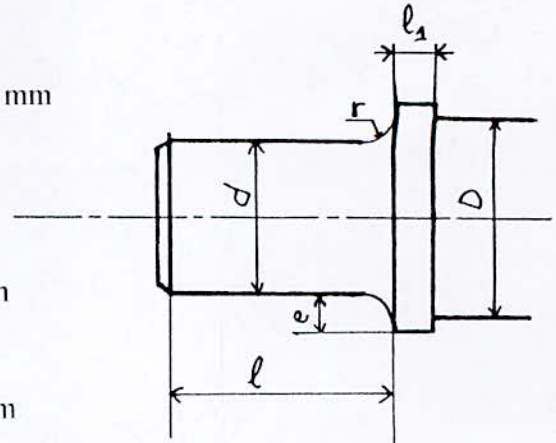


fig.V.1

**2) palier : D**

**a)- vérification à la résistance :**

moment idéal :  $M_{id} = \sqrt{M_{jd}^2 + M_{t2}^2} = 0,88$

$$\sigma_{id} = \frac{10 \cdot M_{id}}{d_D^3} \leq R_f = 0,4 R_r$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{id}}{0,4 \cdot R_r}}$$

pour  $R_r = 32 \text{ daN/mm}^2$   $d_D \geq 8,83$  ;  $d_D = 10 \text{ mm}$

**b) condition de graissage :**

pour les tourillons d'acier sur bronze à graissage continue  $[P]=15$  à  $25 \text{ daN/Cm}^2$

pour  $[P]=15$  et  $k=1$  on a :  $d_D \geq \sqrt{\frac{R_D}{k \cdot [P]}} = 7,44$  ;  $d_D = 10 \text{ mm}$

**c)- vérification à l'échauffement :**

pour les paliers on a :  $[PV]=200 - 400 \text{ daN/cm}^2$

pour  $[PV]=200$  et  $k=1,5$  on a :

$$d_D \geq \frac{R_D \cdot n_2 \cdot \pi}{60 \cdot k \cdot [PV]} = 9,58 \quad ; d_D = 10 \text{ mm}$$

- longueur du palier :  $l = k d_D = 10 \text{ mm}$
- le rayon :  $r = d_D/10 = 1 \text{ mm}$
- hauteur de collet :  $e = d_D/10 + 1 \text{ à } 3 \text{ mm} = 2 \text{ mm}$

- $l_1 = 1 \text{ à } 1,5 \cdot e = 2 \text{ mm}$
- diamètre de l'arbre :  $D_D = 1,2 \cdot d_D + 5 \text{ mm} = 17 \text{ mm}$

### V-2.5 calcule des paliers de la vis :

#### 1) palier : A

##### a)- vérification à la résistance :

choisir : Acier XC10  $R_r = 32 \text{ daN/mm}^2$

moment idéal maximum :  $M_{iA} = \sqrt{M_{fA}^2 + M_{t1}^2} = 0,105$

$$\sigma_{iA} = \frac{10 \cdot M_{iA}}{d_A^3} \leq R_f = 0,4 R_r$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{iA}}{0,4 \cdot R_r}}$$

pour  $R_r = 32 \text{ daN/mm}^2$   $d_A \geq 4,35$  ;  $d_D = 10 \text{ mm}$

##### b) condition de graissage :

pour les tourillons d'acier sur bronze a graissage continue  $[P] = 15 \text{ à } 25 \text{ daN/Cm}^2$

pour  $[P] = 15$  et  $k = 1$  on a :  $d_A \geq \sqrt{\frac{R_A}{k \cdot [P]}} = 3,80$  ;  $d_A = 10 \text{ mm}$

##### c)- vérification à l'échauffement :

pour  $[PV] = 400$  et  $k=1$  on a :

$$d_A \geq \frac{R_A \cdot n_2 \cdot \pi}{60 \cdot k \cdot [PV]} = 8,52$$
 ;  $d_A = 10 \text{ mm}$

- longueur du palier :  $l = k d_A = 10 \text{ mm}$
- le rayon :  $r = d_C/10 = 1,0 \text{ mm}$
- hauteur de collet :  $e = d_C/10 + 1 \text{ à } 3 \text{ mm} = 2 \text{ mm}$
- $l_1 = 1 \text{ à } 1,5 \cdot e = 2 \text{ mm}$
- diamètre de l'arbre :  $D_A = 2 e + d_A = 14 \text{ mm}$

#### 2) palier : B

##### a)- vérification à la résistance :

choisir : Acier  $R_r = 32 \text{ daN/mm}^2$

moment idéal :  $M_{iB} = \sqrt{M_{fB}^2 + M_{t1}^2} = 0,301$



$$\sigma_{iB} = \frac{10 \cdot M_{iB}}{d_B^3} \leq R_r = 0,4 R_r$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{iB}}{0,4R_r}}$$

pour  $R_r = 32 \text{ daN/mm}^2$   $d_B \geq 6,2$  ;  $d_B = 10 \text{ mm}$

**b) condition de graissage :**

pour les tourillons d'acier sur bronze a graissage continue  $[P] = 15$  à  $25 \text{ daN/Cm}^2$

pour  $[P] = 15$  et  $k = 1,5$  on a :  $d_B \geq \sqrt{\frac{R_B}{k \cdot [P]}} = 7,12$  ;  $d_B = 10 \text{ mm}$

**c)- vérification à l'échauffement :**

pour  $[PV] = 400$  et  $k=1$  on a :

$$d_B \geq \frac{R_B \cdot n_1 \cdot \pi}{60 \cdot k \cdot [PV]} = 2,983 \quad ; d_B = 10 \text{ mm}$$

- longueur du palier :  $l = k d_B = 10 \text{ mm}$
- le rayon :  $r = d_B/10 = 1,0 \text{ mm}$
- hauteur de collet :  $e = d_B/10 + 1$  à  $3 \text{ mm} = 2 \text{ mm}$
- $l_1 = 1$  à  $1,5 \cdot e = 2 \text{ mm}$
- diamètre de l'arbre :  $D_B = 2 e + d_B = 14 \text{ mm}$

**V-2.6 calcul de la clavette : ( voir la référence [1])**

données :

moment de torsion :  $M_{t2} = 0,85 \text{ daN mm}$

diamètre de l'arbre :  $D = 17 \text{ mm}$

largeur de la roue :  $b_2 = 11,00 \text{ mm}$

$R_{comp} = 1500 \text{ daN/Cm}^2$

pour le calcul de la clavette on doit vérifier deux conditions :

1) **condition de résistance à la compression** :  $\sigma_{comp} = \frac{2M_{t2}}{D \cdot b \cdot L_p} \leq R_{comp}$

$$b \geq \frac{2M_{t2}}{D \cdot L_p \cdot R_{comp}} = 1,212 \text{ mm} \quad \text{on prend } b = 5 \text{ mm}$$

2) **condition de résistance en cisaillement** :  $\tau = \frac{2M_{t2}}{D \cdot a \cdot L_p} \leq R' = 0,5R_{comp}$

$$a \geq \frac{4M_{t2}}{D \cdot L_p \cdot R_{comp}} = 1,212 \quad \text{on prend } a = 5 \text{ mm}$$

$$a = b = 5 \text{ mm}$$

d'après la norme NF E22-175 :

- pour un diamètre  $D = 17 \text{ mm}$

clavette parallèle : - section nominal =  $5 \times 5$  ;

-  $a = 5 \text{ mm}$  ;      $b = 5 \text{ mm}$

- logement :

-  $J_{\text{nominal}} : d - 3 = 14$

-  $k_{\text{nominal}} : d + 2,3 = 19,3$

-  $r_{\text{min}} = 0,16$

-  $r_{\text{max}} = 0,25$

-  $L_p = b_2$

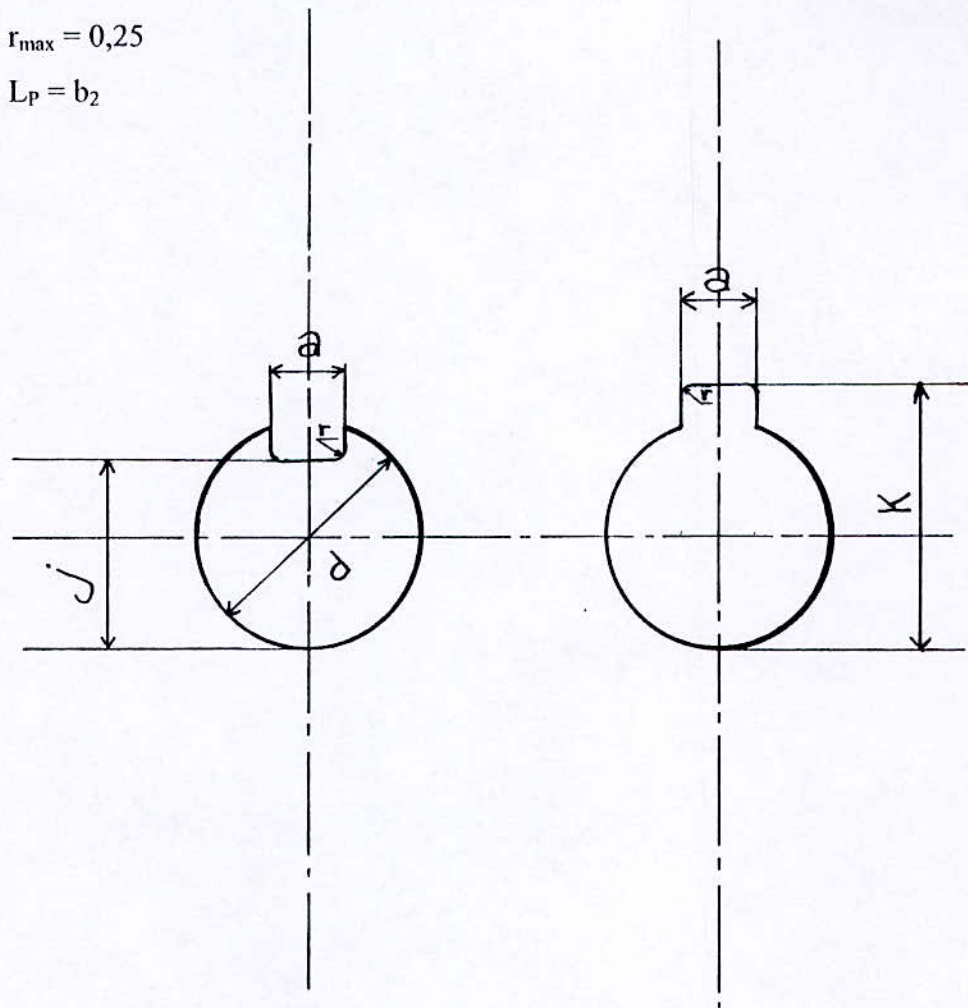


fig. V.2

Chapitre 20

## Chapitre VI Calcul des système Vis-Ecrou

### VI Calcul du système vis - écrou :

#### VI-1 dessin de la vis :

Les données :

- la charge à soulever :  $P = 2413,26 \text{ N}$
- vitesse de rotation :  $60 \text{ tr/min}$

les étapes à suivre

*\*- Choisir un matériau pour la vis et l'écrou :*

Vis :

Acier XC10 laminé à chaud, étiré à froid

Avec :  $R_r = 320 \text{ Mpa}$   $R_e = 180 \text{ Mpa}$   $E = 207 \text{ GPa}$

Coefficient de frottement :  $0,1$

Ecrou :

Bronze Cu-Sn12Zn1

Avec  $R_r = 29 \text{ daN/mm}^2$ ,  $R_e = 16 \text{ daN/mm}^2$ ,  $E = 350 \text{ Gpa}$

La pression permise entre la vis et l'écrou  $11 \text{ à } 17 \text{ Mpa}$

Gamme de vitesse à  $d_2$  ( $0,05 \text{ m/s}$ ) mouvement intermittent

*\*- calculer le diamètre  $d$  :*

on prend  $F_S = 1,75$

$$d = \sqrt{\frac{4F \cdot F_S}{R_e \cdot \pi}} = 5,467 \text{ mm}$$

Il faut choisir un diamètre de dimension normalisé supérieur à celui calculé

Donc on peut prendre  $d = 16 \text{ mm}$

*\*- choisir le filet en fonction des conditions d'utilisation :*

on choisi un filet trapézoïdale

- d'après les normes ISO : :
- $P = 3$   $d_3 = 12,5$
- $H = 5,6$   $d_2 = D_2 = 14,5$
- $H_1 = 1,5$   $D_1 = 13$
- $h_3 = 1,75$   $D_4 = 16,5$
- $h_4 = 1,75$   $R_{2 \text{ max}} = 0,25$

$$- R_{1 \max} = 0,125 \quad a_c = 0,25$$

**\*- vérification de l'irréversibilité :**

- calcule de l'angle d'hélice :

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = 0,0659 \quad \text{donc } \psi = 3,77$$

- vis autoblocante :  $\mu \cdot \sec \alpha \geq \operatorname{tg} \psi$

$$\mu \sec \alpha = 0,10353 \quad \text{avec } 2\alpha = 30$$

$$\operatorname{tg} \psi = 0,0659 \quad \text{donc l'irréversibilité est assurée}$$

**\*- calculer le couple nécessaire pour actionner la vis :**

a) En négligeant les frottements :

\* la résultante des forces horizontales agissant au diamètre moyen :

$$T_M = 159,04 \text{ N}$$

$$T_D = 159,04 \text{ N}$$

\* le couple nécessaire pour effectuer la montée et la descente :

$$C_M = 1153,04 \text{ N mm}$$

$$C_D = 1153,04 \text{ N mm}$$

b) En tenant compte des frottement entre la vis et l'écrou :

\* la résultante des forces horizontales agissant au diamètre moyen :

$$T_{Mt} = 403,53 \text{ N mm}$$

$$T_{Dt} = 82,30 \text{ N mm}$$

\* le couple nécessaire pour effectuer la montée et la descente :

$$C_{Mt} = 2925,6 \text{ N mm}$$

$$C_{Dt} = 59,7 \text{ N mm}$$

**\*- déduire les contraintes complexes induites :**

1- contraintes de tension/compression :

$$\sigma_A = \frac{4F}{\pi d_3^2} = 19,7 \text{ N/mm}^2$$

2- contraintes de torsion :

$$\tau_M = \frac{16 \cdot C_{Mt}}{\pi d_3^3} = 7,63 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_D = \frac{16 \cdot C_{Dt}}{\pi d_3^3} = 0,156 \text{ N/mm}^2$$

3- contrainte de flexion :

$$\sigma_F = \frac{32F \cdot e}{\pi d_3^3} = 0 \quad \text{car excentricité } e = 0$$

**\*- Vérifier le flambage :**

$$L = 300 \text{ mm} ; E = 207 \text{ Gpa} ; c = 0,25 ; R_e = 180 \text{ MPa}$$

- on calcul le rapport  $L/d_3$  :

$$L/d_3 = 24 \text{ donc on doit vérifier le flambage}$$

- On calcul :

$$* L/k \text{ avec } k = \sqrt{I_3/A_3} ; I_3 = \frac{\pi d_3^4}{64} \text{ et } A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$$

$$k = 3,125$$

$$L/k = 96$$

$$* \sqrt{\frac{2c\pi^2 E}{R_e}} = 75,83$$

$$\text{donc : } L/k > \sqrt{\frac{2c\pi^2 E}{R_e}}$$

- on calcul la charge critique  $P_{cr}$  :

$$P_{cr} = A_3 \frac{c \cdot \pi^2 \cdot E}{(L/k)^2} = 6887,44 \text{ aN} \quad \text{donc } F < P_{cr}$$

le calcul est bien vérifie

## **VI-2 calcul de l'écrou :**

### **a)- Cisaillement des filets de la vis :**

Pour la vis on prend  $R_e = 180 \text{ Mpa} ; F_S = 1,75$

- La longueur nécessaire de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de la vis  $L_{ev}$ , sera donc obtenue par l'équation :

$$L_{ev} = n \cdot P = \frac{P \cdot F \cdot F_S}{0,0577 \cdot R_e \cdot \pi \cdot d_3 \cdot t} \quad \text{avec } t = \left( h_3 + \frac{H}{2} - \frac{H_1}{2} \right) \cdot 2 \cdot \text{tg}\alpha$$

$$L_{ev} = n \cdot P = 15,24 \text{ mm}$$

### **b)- Cisaillement des filets de l'écrou :**

Pour l'écrou :  $R_e = 160 \text{ Mpa} ; F_S = 1,75$ ,

- La longueur nécessaire de l'écrou, afin d'éviter le cisaillement des filets de l'écrou  $L_{ee}$ , sera donc obtenue par l'équation :

$$L_{ee} = n \cdot P = \frac{P \cdot F \cdot F_S}{0,0577 \cdot R_e \cdot \pi \cdot d \cdot t}$$

$$L_{ee} = n \cdot P = 14 \text{ mm}$$

c)- Usure :

pour une vis en acier et l'écrou en bronze la vitesse au diamètre moyen (0,05m/s) la pression permise  $S_p = 11 \text{ MPa}$

$$L_{eu} = nP = \frac{4 \cdot P \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_3^2) \cdot S_p}$$

$$L_{eu} = 8,41 \text{ mm}$$

En pratique pour avoir un bon design on choisi :

$$L_e = \max (L_{ev} , L_{ee} , L_{eu}) = L_{ev} = 15,24 \text{ mm}$$

$$n = \frac{L_{ev}}{P} = 5,08 \text{ donc } n = 5 \quad \text{et } L_{ev} = 15$$

\*- d'après la norme française : NF E27-413 :

pour  $d = 16 \text{ mm}$  : pour un écrou cylindrique

la hauteur de l'écrou = 16 mm

le diamètre extérieur = 27 mm

Chapitre VII



## Chapitre VII dessin de la commande

### VII.1 Caractéristiques du moteur utilisé :

Le moteur utilisé est un moteur à courant continue , il possède les caractéristiques suivantes :

- puissance développée par le moteur :	$P = 0,10\text{kw}$
- vitesse de rotation :	$N_1 = 3000 \text{ tr/min}$
- tension de réseau	380 V
- rendement	86%
- facteur de puissance	$\cos\phi = 0,85$
- courant nominal	15,6 A
- couple nominal	8,5 N m

### VII.2 Inversion du sens de rotation :

Le sens de rotation est déterminé par le sens du courant dans l'induit et le sens du flux inducteur( c'est à dire pour les moteurs autres que ceux à aimant, par le sens du courant dans les inducteurs )

On inverse le sens de rotation à l'arrêt , soit en permutant les polarités de l'induit, soit en permutant les polarités des inducteurs.

#### \* Schéma simple d'inversion :

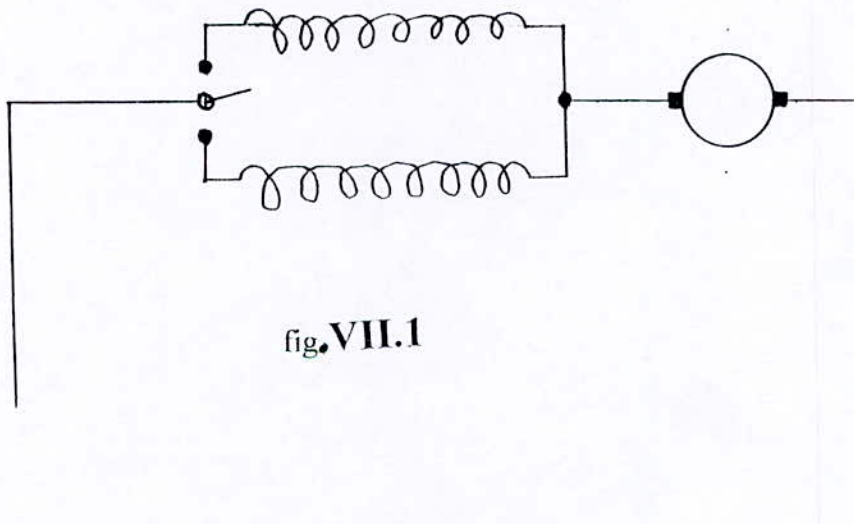


fig.VII.1

**VII.3 description de la commande : [13]**

Nomenclature (voir page 60)

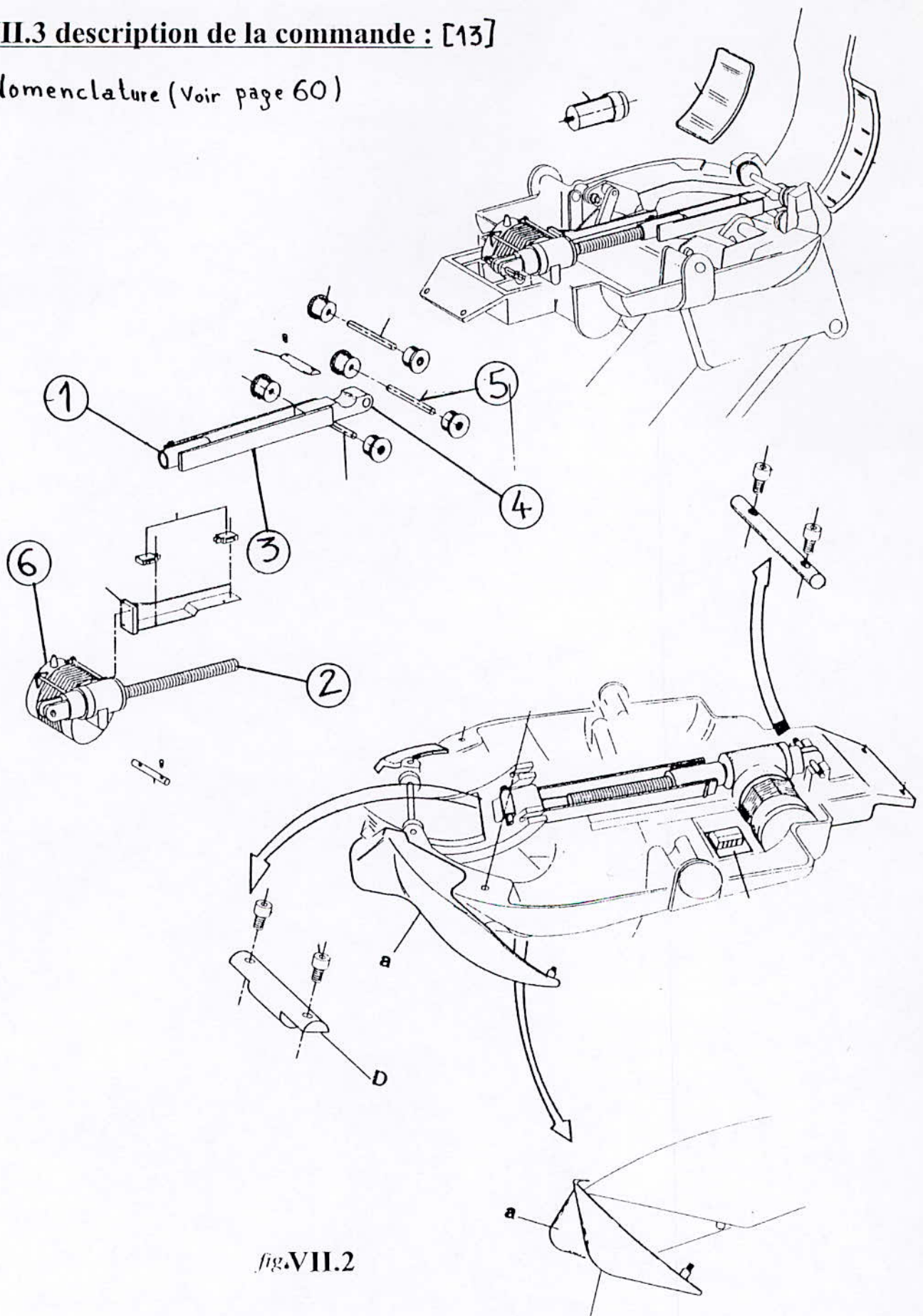
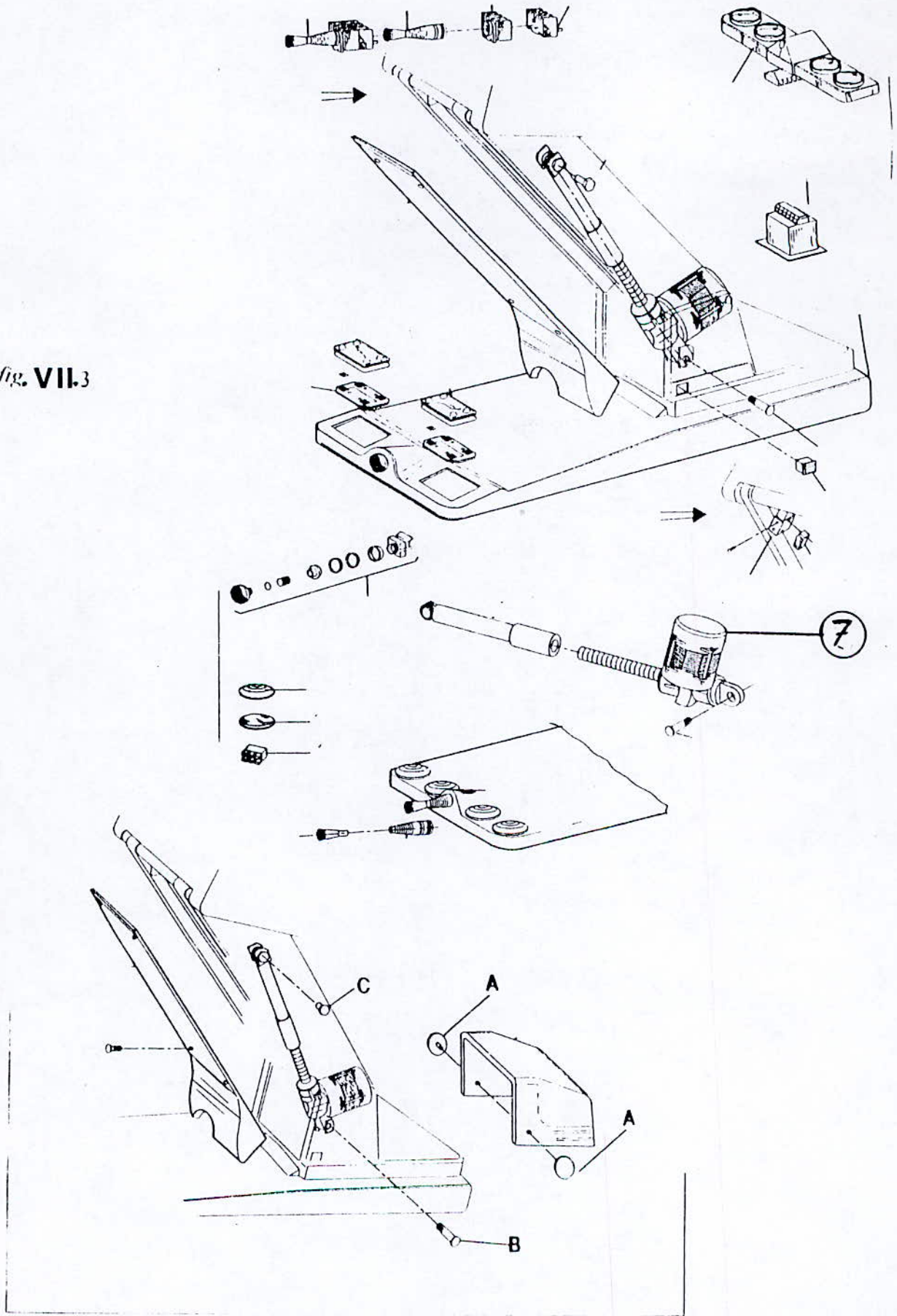
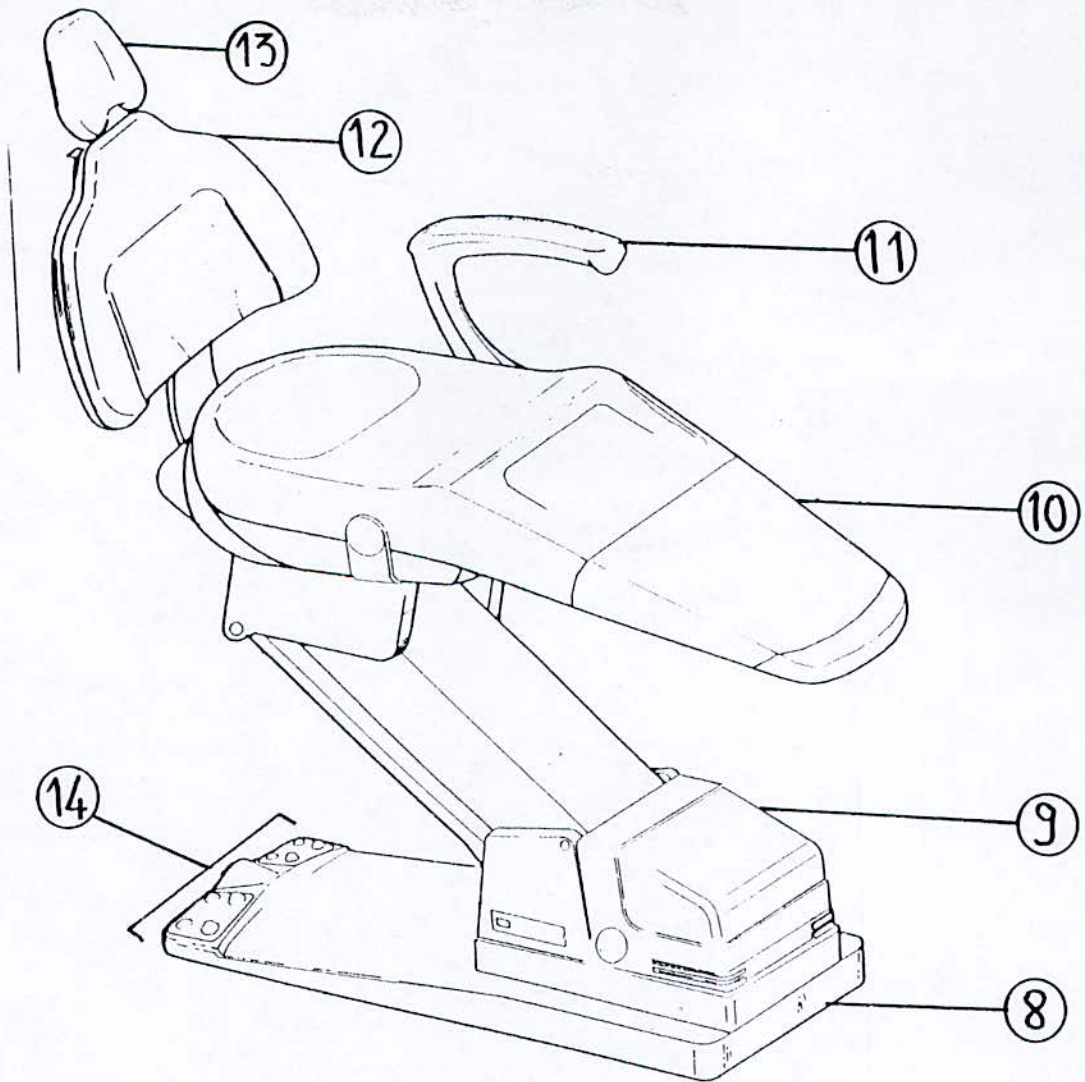


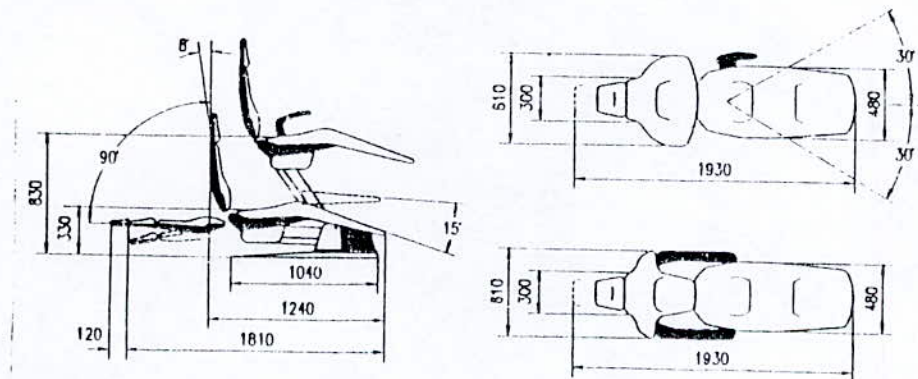
fig.VII.2

fig. VII.3





« Dessin du fauteuil dentaire »



« Positions indicatives selon le réglage »

fig. VIIA

Automatisation des systèmes :

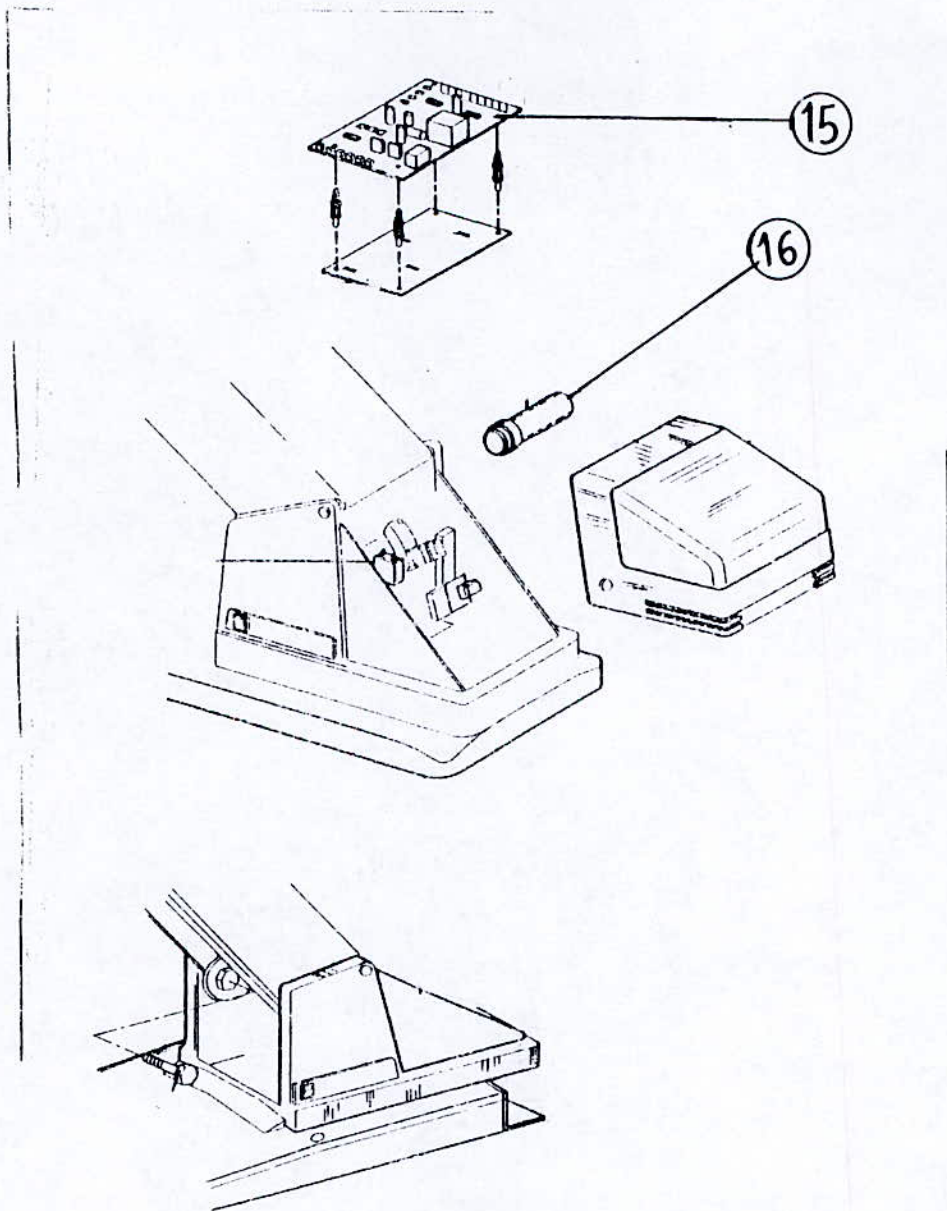


fig.VII.5

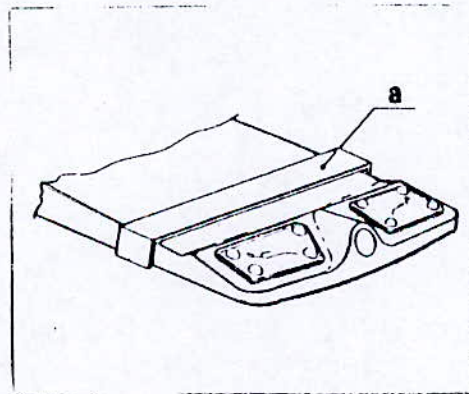
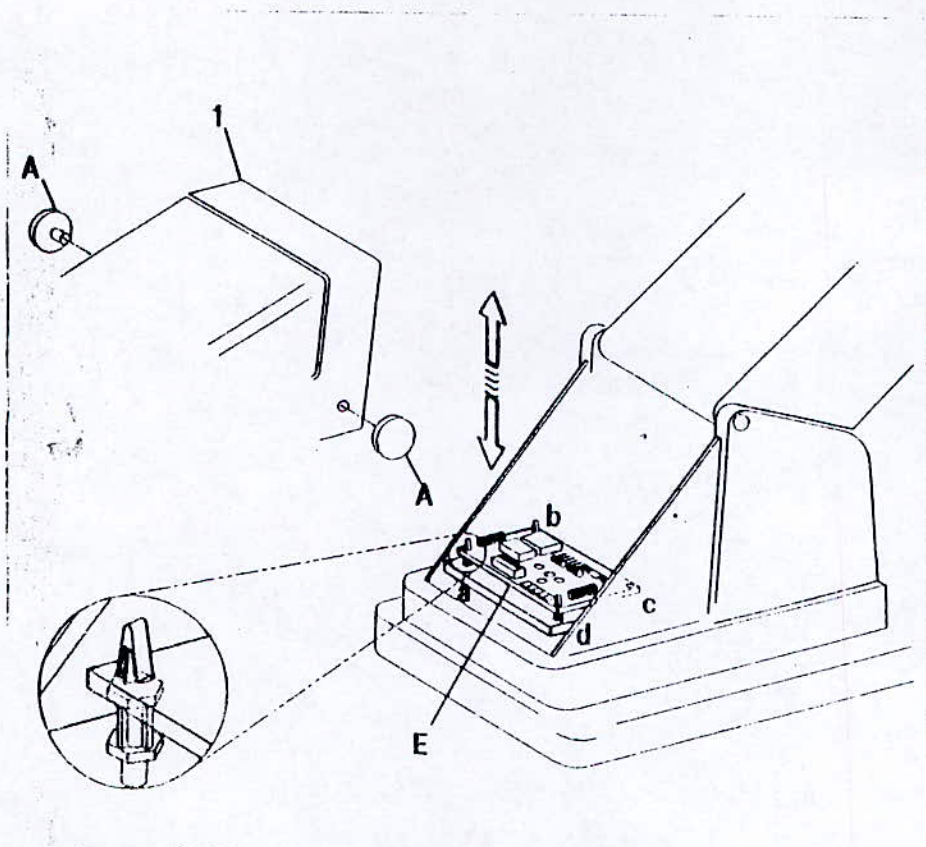
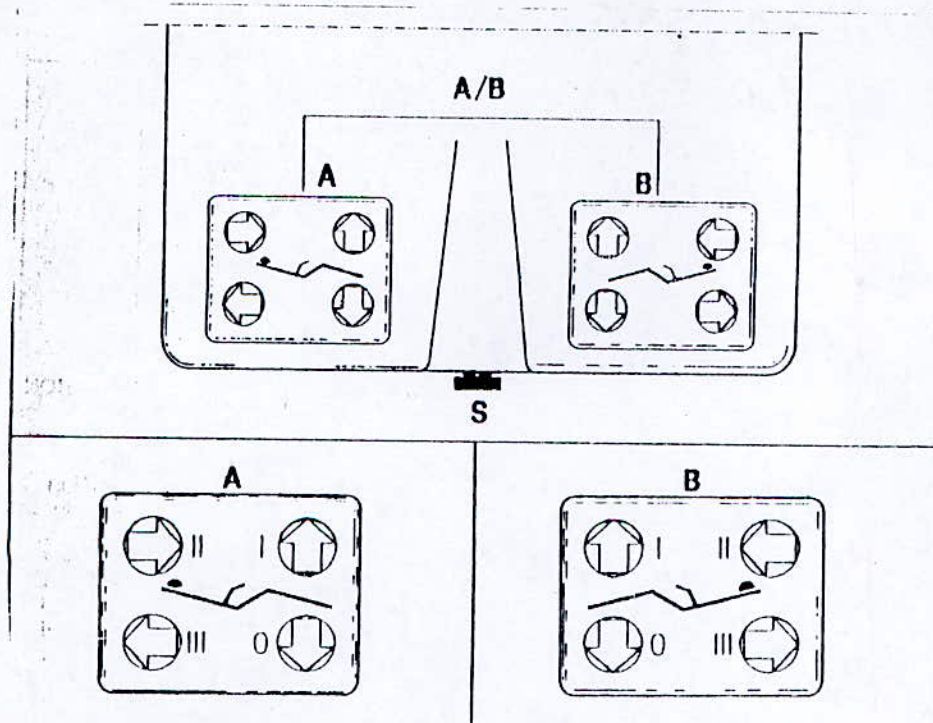


fig.VII.6



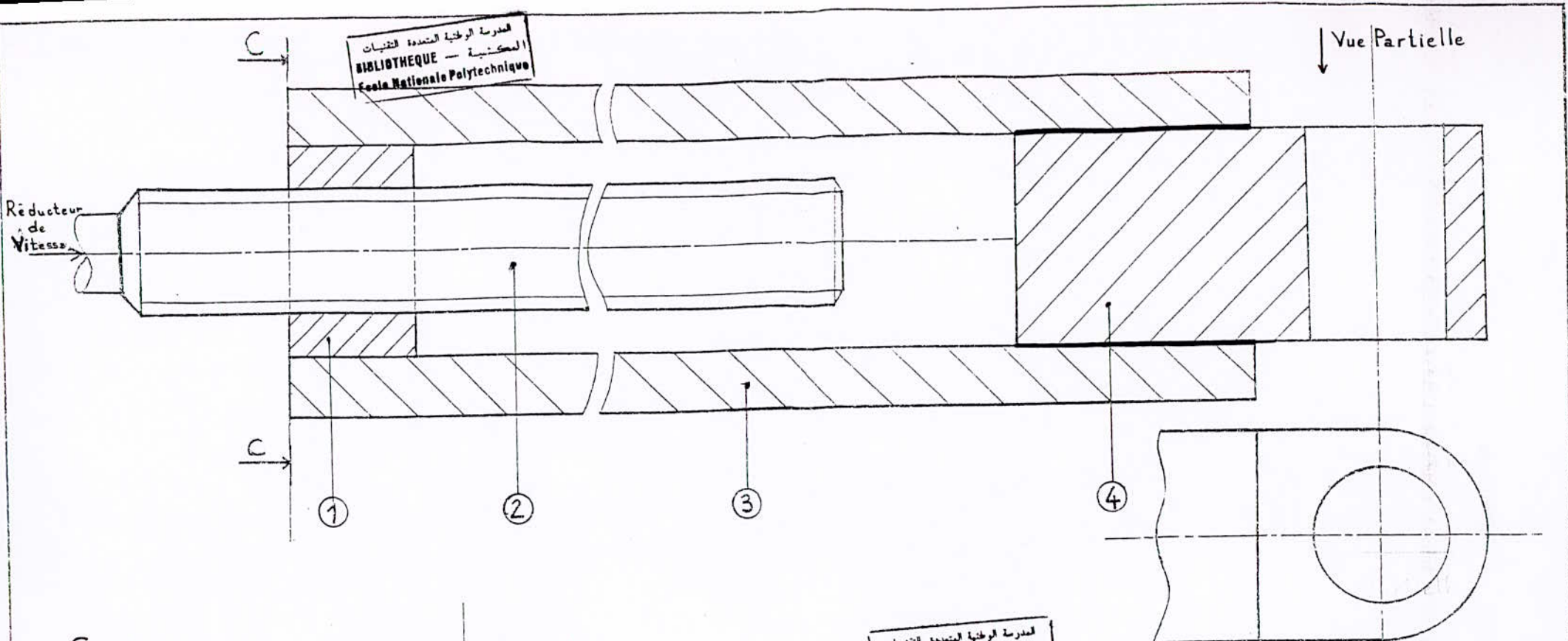
<< Boutons de réglage double fonction >>

Fig.VII.7

**Liste de composants du fauteuil dentaire ( TECNODENT) :**

- 1- écrou Tr 16×3
- 2- vis Tr 16×3
- 3- plats 27×8
- 4- support
- 5- pivot
- 6- moteur allongement
- 7- moteur dossier
- 8- base
- 9- carter
- 10- siège
- 11- accoudoir
- 12- appui tête
- 13- dossier
- 14- boutons de réglage double fonction à pied
- 15- platine électronique
- 16- condensateur 16nF monté





المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Vue Partielle

Réducteur de Vitesse

C

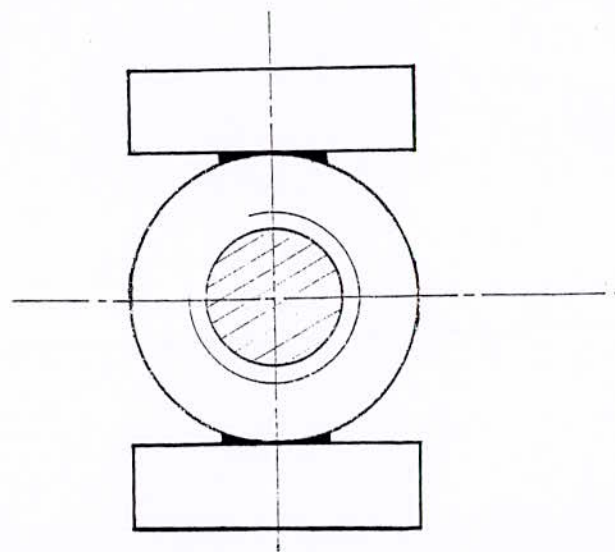
①

②

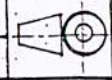
③

④

Section C-C



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

4	1	Support	7049(A-Z8G)	Tr. rev
3	2	Plat 27x8, NFA45-005	7049(A-Z8G)	tramp-revenu
2	1	Vis Tr 16	XC10	NFA02-005
1	1	Ecrou Tr 16	Cu-Sn12Zn1	—
RPNB	DESIGNATION		Matière	OBS
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse	 SYSTEME Vis - Ecrou Vis Tr. 16	ENP	
2:1				
Etudiant	Sihadj. M		Dép: G. Mécanique	
Promoteur	Madani			
Chef dep	Ben Koussas			
Prés jury			DESSIN: 02	

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

Coupe B-B

Moteur

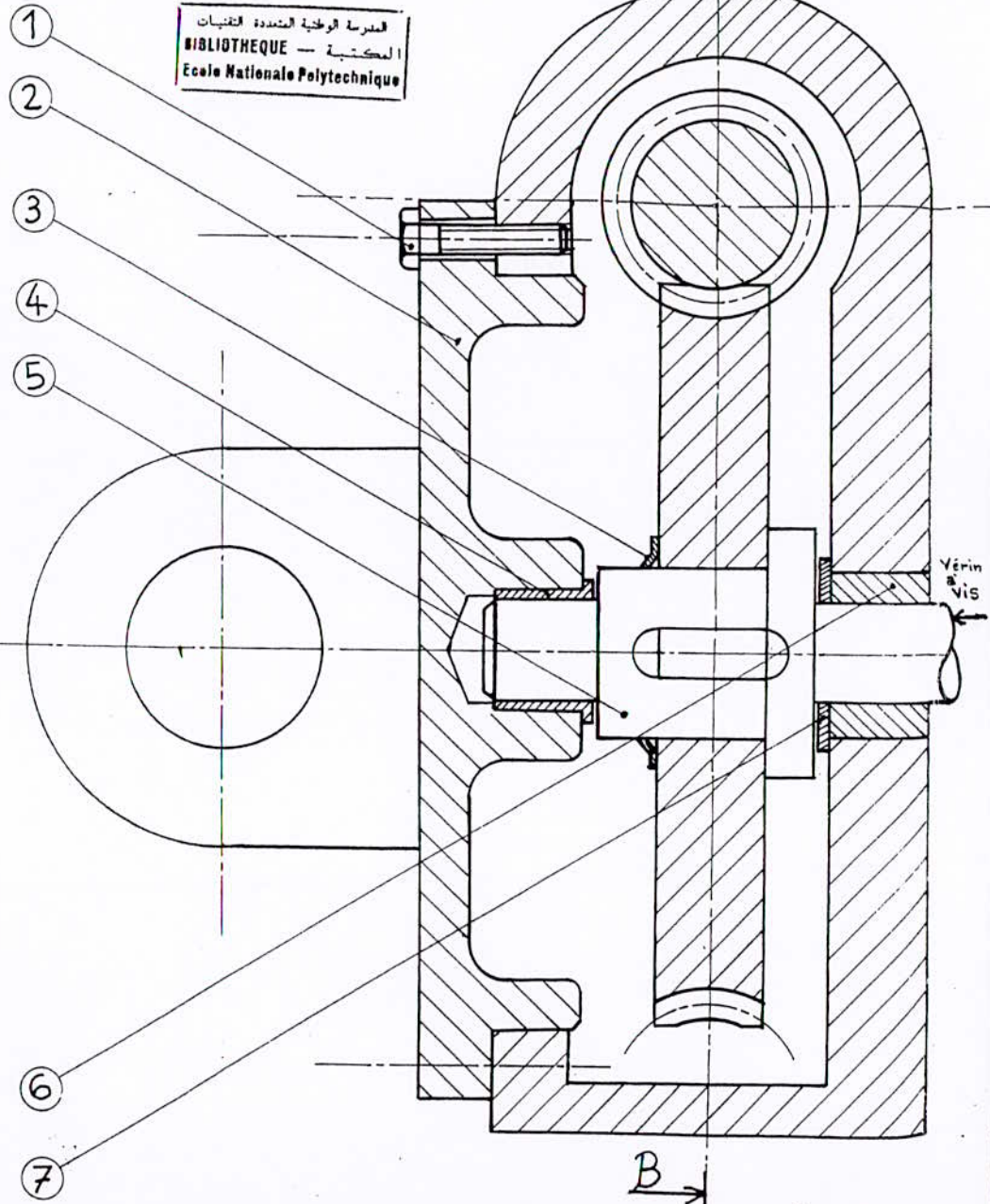
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
 Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		REDUCTEUR ENP
2:1			DE VITESSE
Etudiant	Sihadi M <sup>d</sup>		Dép: G. Mécanique
Promoteur	Madani		
Promoteur			
Chef dépt	Ben Koussas		
Prés/ury			

Coupe A-A

B →

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

13	1	Couvercle	AlCu4SiMg	
12	3	Vis H.M3 NFE27-311	A45	—
11	1	Vis sans fin	XC10	rectifié
10	1	Couvercle	AlCu4SiMg	Moulé par centrifugation
9	1	Clavette parallèle forme B de 5x5x11	XC55	NFE27-656
8	1	Roue dentée	Cu-Sn2Zn1	Coulé par centrifugation
7	1	Bague	Fc15.U4-52	Fritté à base de bronze
6	1	Coussinet Autolubrifiant.NFE22-511	Fc15.U4-52	Frittés à base de bronze
5		Arbre	XC10	Laminé à chaud
4		Coussinet Autolubrifiant.NFE 22-510	Fc15.U4-52	Frittés à base de bronze
3	1	Anneaux Darnét à Arcboutement	XC75	NFA 35-553
2		Couvercle	AlCu4SiMg	Moulé par gravitation
1	4	VIS H.M3 NF-E27.311	A45	—

REP:NB	DESIGNATION	Matiere	OBS
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse		REDUCTEUR
2:1			ENP
Etudiant	Sihadi M		DE VITESSE
Promoteur	Madani		Dép:G.Mécanique
Promoteur			
Chef dépt	Ben Koussas		

# *Conclusion*

### Conclusion Générale :

Pour ce présent travail on a faits l'étude conceptuelle de la commande d'un fauteuil dentaire en utilisant des vérins à vis et réducteurs de vitesse à roue et vis sans fin , qui présentent quelques avantages par rapport à la commande hydrauliques :

L'installation de la commande à roue et vis sans fin est très facile et nécessite peu de surveillance. Elle offre une excellente sécurité d'emploi, un encombrement très réduit et moins onéreuse.

Avantages et inconvénients de la commande hydraulique. Comme avantages : lorsqu'il s'agit d'automatisation de puissance, l'hydraulique apporte la meilleure solution, sa rapidité de réponse, permet de mobiliser rapidement des puissances importantes.

( Par exemple : pour les grands systèmes de pilotage électrohydraulique d'aviation, pour une puissance de l'ordre de 10 kW le temps de réponse équivalent est de l'ordre de 10 ms.

Elle offre un couple très élevé pour une vitesse angulaire faible.

La commande hydraulique présente quelques inconvénients, comme le risque de condensation d'huile qui peut véhiculer des impuretés. Parmi ces impuretés, l'humidité est la plus nocives qui peut donner naissance à des condensations qui peuvent être à l'origine de l'oxydation des conduites. La rapidité de réponse se fait au détriment de l'instabilité. Elle est rarement moins onéreuse.

J'espère que ce modeste travail servira comme un outil pour ceux qui travaillent dans ce domaine

Enfin, il serait souhaitable de perfectionner cette étude on ajoutant un dimensionnement par élément finis.

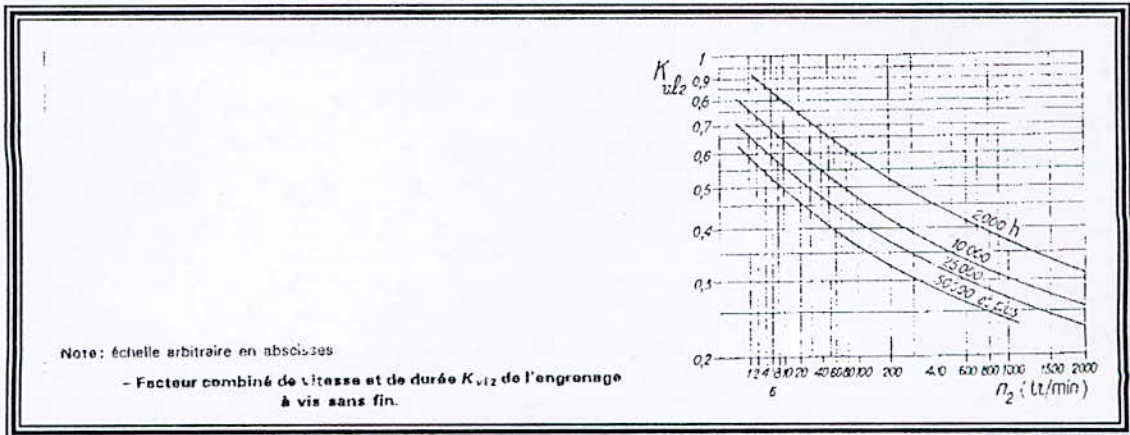


Fig I.1

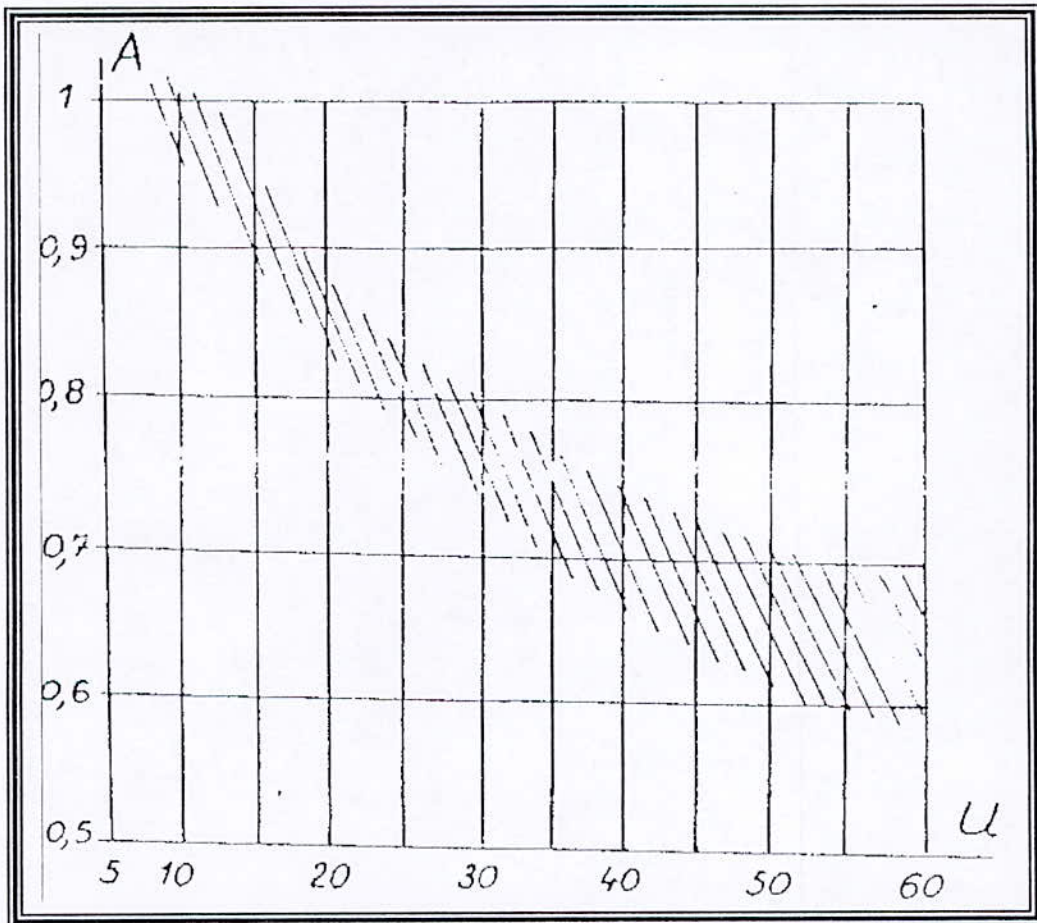


Fig I.2

## ANNEXE II :

Matériau de l'organe considéré	5	4	3		2	1
			a	b		
<b>1. Bronze phosphoreux</b>						
a) coulé en sable	3.62	2.85	1.82	1.53	1.53 (1)	
b) coulé en coquille	4.2	3.45	2.3	2.1	2.1 (1)	
c) centrifugé	5.25	4	2.87	2.7	2.7 (1)	
<b>2. Fonte grise</b>	1 (1)	1.72(2)	1.53 (2)	1.53 (2)	1.53(1)	2.3(1)
<b>3. Acier au carbone</b>						
a) 0,4% de C						
b) 0,55% de C						
<b>4 Acier allié à trempe totale, traité pour 85 à 90 daN/mm<sup>2</sup>, filet non rectifié</b>						
<b>5. Aciers alliés de cémentation, filet de vis rectifié</b>						
a) faible teneur en C	5.3 (2)				10.5 (2)	15.3
b) 3% de Ni	5.3 (2)				10.5 (2)	17.2
c) 5% de Ni	5.3 (2)				10.5 (2)	18.1
d) 3,5 Ni	5.3 (2)				10.5 (2)	18.1
e) fortement alliés	5.3 (2)				10.5 (2)	21

(1) Avec une vitesse de glissement inférieur à 2,5m/s  
(2) Pour des mouvements à main seulement.

Tableau I.1

Matériaux		Pression permise en MPa	Gamme de vitesse au diamètre moyen
Vis	Ecrou		
Acier	Bronze	17 – 24	Basse vitesse, bonne lubrification
Acier	Fonte	12 – 17	Basse vitesse ( 0,04 m/s ), mouvement intermittent
Acier	Bronze	11 – 17	Basse vitesse ( 0,05 m/s ), mouvement intermittent
Acier	Fonte	4 – 7	Vitesse moyenne ( 0,10 – 0,20 m/s )
Acier	Bronze	5 – 10	Vitesse moyenne ( 0,10 – 0,23 m/s )
Acier	bronze	1 - 2	Haute vitesse (0,25 m/s).

Tableau V.1

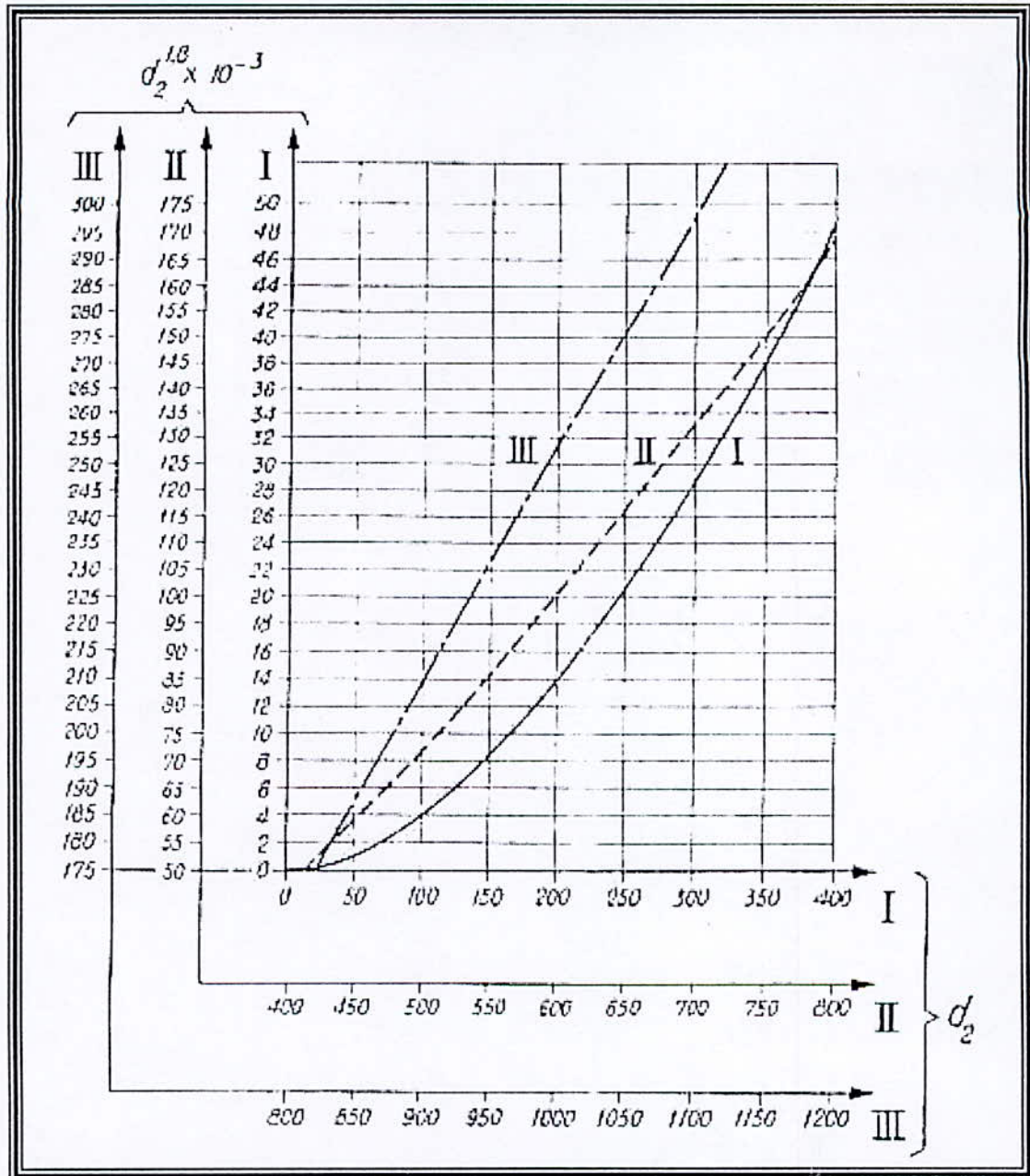


Fig I.3



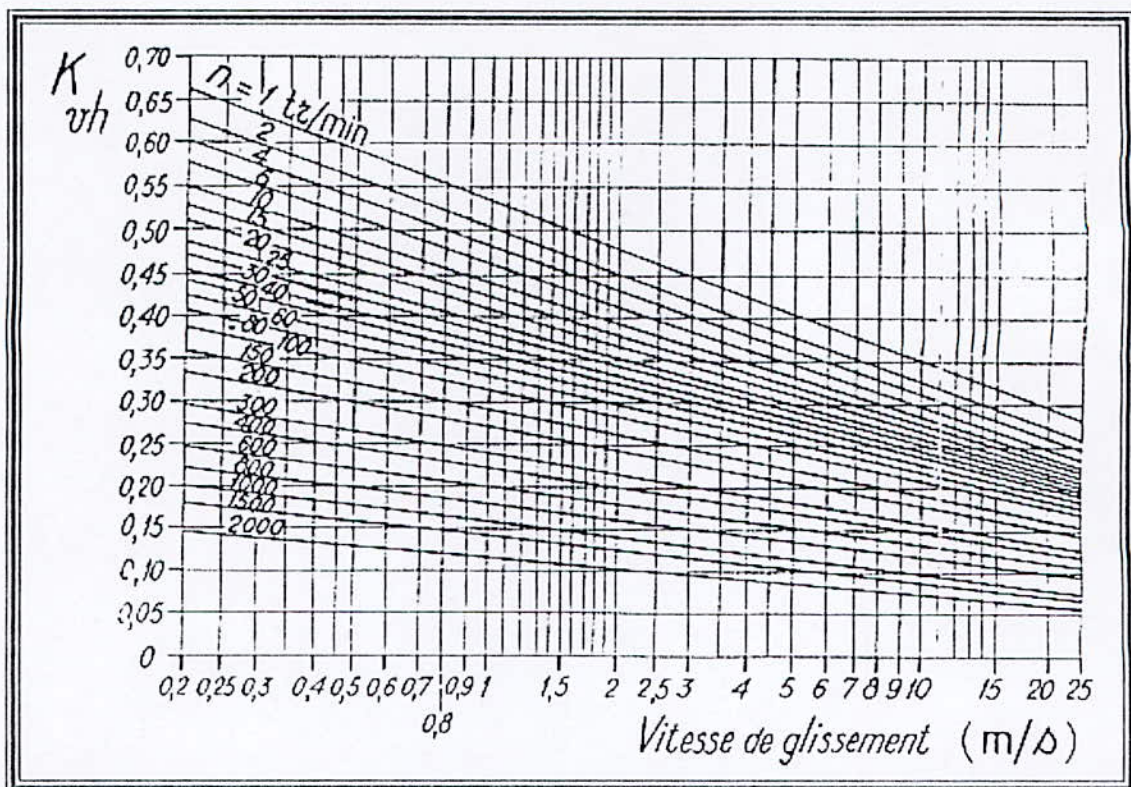


Fig.I4

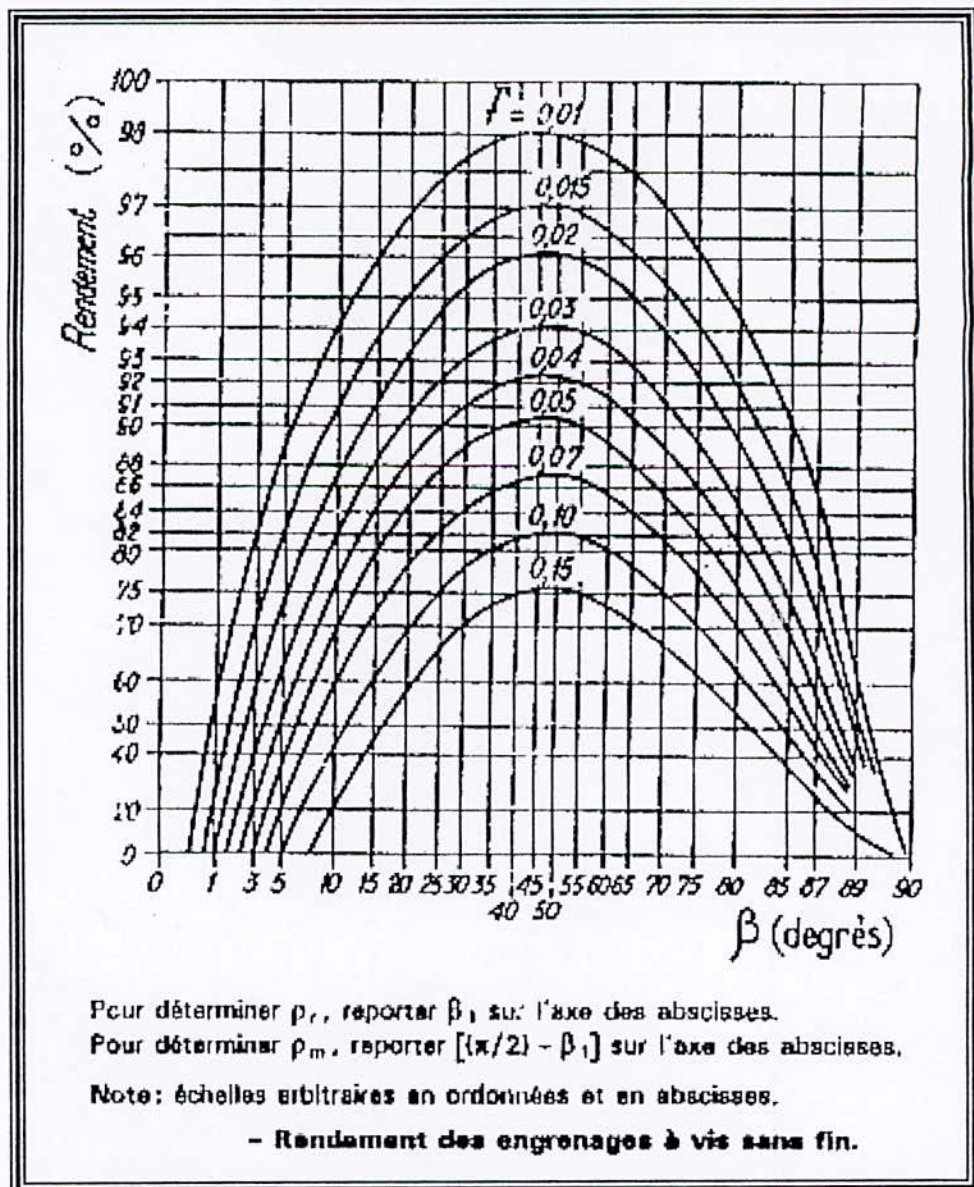


Fig III.2

ANNEXE VI :

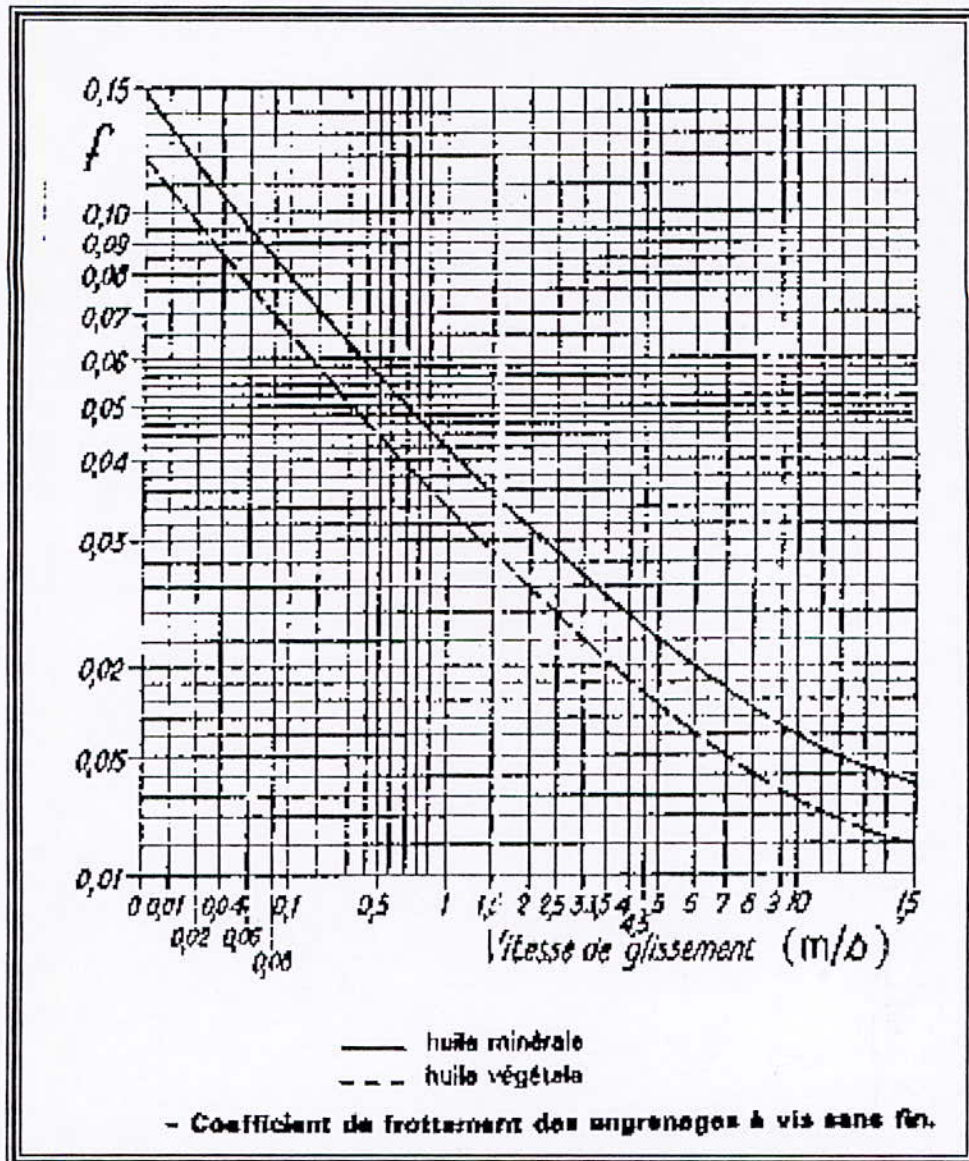


Fig III.3

# BIBLIOGRAPHIE

- [1]-«Systèmes Mécaniques Théorie et Dimensionnement ». MICHEL AUDLIN et RENE BONCOMPAIN , 2<sup>e</sup> édition :DUNOD, paris.1992
- [2]-« Traité théorique et pratique des engrenages », tome 1 ; G HENRIOT . 6<sup>e</sup> édition :DUNOD
- [3]-« Précis de construction mécanique » tome 1 R.QUATREMER et J.P.TROTGNON ; edt :AFNOR-NATHAN.1985.
- [4]-« Précis de construction mécanique » tome 3 D.SACQUEPEY et D.SPENLE ; 2<sup>e</sup> éd : AFNOR-NATHAN .1984.
- [5]-« ELEMENTS DE MACHINES » Gilbert DROUIN , Michel GOU et Robert VINET 2<sup>e</sup> edt : TEC & DOC.1986
- [6]-« Technique de l'ingénieur » ROBERT AFFOUARD.2000
- [7]-« Guide de dissipateur industriel » A.CHEVALIER ; edt : HACHETTE.1978
- [8]-« choix et emploi rationnels des petits moteurs électriques » J.VASSAL ; edt :DUNOD-Paris.1963
- [9]-« éléments de construction mécanique »tome 1,2,3,4 F.BERNARD, A.BRU , G.LEMASSON, L.VIVIER, A.L.TOURANCHEAU ;DUNOD. Paris 1964
- [10]-« Technologie de construction mécanique »tome 1,2 M.NORBERT, R.PHILLIPE Edt :CASTEILLA. Paris 1988
- [11]-« les organes de transmission mécanique » par un collectif du SYNECOT édition de L'USINE Nouvelle – Paris 1981
- [12]-« ETUDE CONCEPTUELLE DE LA COMMANDE HYDRAULIQUE D'UN FAUTEUIL DENTAIRE » BERKANI omar P.F.E, ENP ; Juin 1998, Alger
- [13]-« POLTRONA TIPO » TECHNODENT ( S.P.A) apparecchiature ordontoiatrriche ; BOLOGNA (ITALIA) Telefax 051/575402
-