

المدرسة الوطنية للمهندسة

Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

دائرة الميكانيك

DEPARTEMENT MECANIQUE

مشروع نهائية الدراسة

PROJET DE FIN D'ETUDES

آلة اختبار الشد ل 10 اطنان

MACHINE D'ESSAIS DE 100 kN

تحت اشراف الاستاذ: ا. كرنوت

Proposé par :

A. CORNUT

Docteur Ingénieur

اعداد: محمد بوكعباش

Etudié par :

Mohmed Boukabache

1975 - 1970 } دفعة { 1395 - 1390
PROMOTION

جامعة الجزائر
UNIVERSITE D'ALGER

المدرسة الوطنية للمهندسة

Ecole Nationale Polytechnique

دائرة الميكانيك

DEPARTEMENT MECANIQUE

المدرسة الوطنية للمهندسة

مشروع نهائية الدراسة

PROJET DE FIN D'ETUDES

آلة اختبار الشد ل 10 اطنان

MACHINE D'ESSAIS DE 100 kN

تحت اشراف الاستاذ: ا. كرنوت

Proposé par :

A. CORNUT

Docteur Ingénieur

اعداد: محمد بوكعباش

Etudié par :

Mohmed Boukabache

1975 - 1970 } دفعة { 1395 - 1390
PROMOTION }

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

« وَأَنْزَلْنَا الْحَدِيدَ فِيهِ بَأْسٌ شَدِيدٌ وَمَنَافِعٌ لِلنَّاسِ
وَلِيَعْلَمَ اللَّهُ مَن يَنْصُرُهُ وَرَسُولَهُ بِالْغَيْبِ إِنْ أَرَادَ
الَّذِينَ كَفَرُوا خَيْبًا إِنَّ اللَّهَ قَوِيٌّ عَزِيزٌ »

سورة الحديد. آية 24

” من سلك طريقاً يلتمس فيه علماً
سهل الله له به طريقاً إلى الجنة ”

حديث نبوي شريف .
أخرجه ابن ماجه .

اللّٰهُمَّ إِنَّا نَسْأَلُكَ
عِلْمًا
نَافِعًا

دعاء نبوي .

II

R E M E R C I E M E N T S

A Monsieur A. CORNUT , qui a eu l'aimable sollicitude de nous diriger dans ce travail .

A Monsieur OUABDESSELEM , Directeur de L'ENPA .

Nous avons eu le privilège de bénéficier de votre enseignement, et de vos précieux conseils .

Veillez trouvez ici le temoignage de notre reconnaissance .

A tous les enseignants qui ont contribué à notre formation .

A tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail .

TABLE DES MATIERES

=====

CHAPITRE I

=====

GENERALITE SUR L'ESSAI DE TRACTION

- 1.1 Machine d'essai-choix
- 1.2 Principe de l'essai
- 1.3 Conditions d'exécution de l'essai
 - 1.3.1 Mise en place de l'éprouvette
 - 1.3.2 Vitesse de la machine
 - 1.3.2.1 Limite d'élasticité
 - 1.3.2.2 Résistance à la traction
 - 1.3.2.3 Régularité
 - 1.3.3 Charge
 - 1.3.4 Appareils d'attache
- 1.4 Déterminations des caractéristiques mécaniques
 - 1.4.1 Détermination de l'allongement
 - 1.4.2 Détermination de la limite d'allongement remanent et de la limite conventionnelle d'élasticité
 - 1.4.2.1 Méthode de détermination de la limite d'allongement remanent
 - 1.4.2.2 Méthode de détermination de la limite conventionnelle d'élasticité

- 1.5 Epreuves
- 1.5.1 Forme générale
- 1.5.2 Forme et dimensions de la partie calibrée
- 1.5.3 Longueur entre repères
 - 1.5.3.1 Epreuves proportionnelles
 - 1.5.3.2 Epreuves non proportionnelles
 - 1.5.3.3 Marquage de repères
- 1.5.4 Longueur de la partie calibrée
- 1.5.5 Dimensions des épreuves qu'il est conseillé d'employer
- 1.6 Vérification des machines de traction statique

CHAPITRE II

=====

ETUDE DU SYSTEME DE TRANSITION

- 2.1 Vis de commande
 - 2.1.1 Donnée
 - 2.1.2 Choix
 - 2.1.3 Calcul du diamètre fond de filet de la vis
 - 2.1.4 Dimensionnement de la vis
 - 2.1.5 Etude dynamique de la vis

- 2.1.5.1 Couple nécessaire pour produire le mouvement
- 2.1.5.2 Vérification du diamètre de la vis
- 2.2. Ecrou
 - 2.2.1 Calcul de la hauteur minimale de l'écrou
- 2.3 Calcul des vitesses
 - 2.3.1 Vitesses des essais
 - 2.3.2 Vitesses de l'écrou (vitesses de la roue I)
 - 2.3.3 Conditions d'établissement des rapports de réduction
 - 2.3.4 Vitesses des couples d'engrenages III et IV
- 2.4 Calcul des engrenages
 - 2.4.1 Roue-vis sans fin I
 - 2.4.1.1 Notations
 - 2.4.1.2 **observation**
 - 2.4.1.3 Détermination des caractéristiques géométriques
 - 2.4.1.4 Calcul de résistance
 - 2.4.1.5 Rendement
 - 2.4.2 Roue-vis sans fin II
 - 2.4.2.1 Détermination des caractéristiques géométriques
 - 2.4.2.2 Calcul de résistance
 - 2.4.3 Couple d'engrenages III
 - 2.4.3.1 Détermination des caractéristiques géométriques
 - 2.4.3.2 Calcul des dentures

- 2.4.4 Couple d'engrenages IV
- 2.4.4.1 Détermination des caractéristiques géométriques
- 2.4.4.2 Calcul des dentures
- 2.5 Etude dynamique
- 2.5.1 Efforts sur les dentures
- 2.5.1.1 Roues-vis sans fin I et II
- 2.5.1.2 Couples d'engrenages III et IV
- 2.5.2 Effort sur les arbres et les paliers
- 2.5.2.1 Roues-vis sans fin I et II
- 2.5.2.2 Engrenages III et IV
- 2.5.3 Détermination des roulements et butées
- 2.5.4 Choix des accouplements.

CHAPITRE III

SYSTEME DE MESURE DES FORCES

- 3.1 Calcul des différents éléments
- 3.1.1 Détermination des efforts
- 3.1.2 Calcul des axes d'articulation
- 3.1.3 Calcul des chapes
- 3.2 Graduation et calcul relatif aux cadrans

CHAPITRE IV

ARMATURE DE LA MACHINE

- 4.1 Plaque supérieure
- 4.2 Poteaux
- 4.3 Bâti.
- 4.4 Mors.

BIBLIOGRAPHIE
=====

LIVRES CONSULTES

- 1°) L'essai des métaux par P. RIEBENSAHM et P.W. SCHMIDT DUNOD
- 2°) Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur Tome I
F. BERNARD et A.L. TOURANCHEAU - DUNOD
- 3°) Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur Tome IV
F. BERNARD et A. BRU - DUNOD
- 4°) Traité théorique et pratique des engrenages Tome I
G. HENRIOT - DUNOD
- 5°) Résistance des matériaux Tome II A. GIET et L. GEMINARD
DUNOD
- 6°) Les normes-Afnor
NFA 03 - 151
NFA 03 - 160
NFA 03 - 303

Remarque :

Nous avons jugé, qu'il n'est pas nécessaire de refaire les démonstrations des différentes formules que nous allons utiliser, pour le calcul des différents éléments de notre machine. Pour ceux qui sont intéressés par ces démonstrations, consulter les livres utilisés.

CHAPITRE I

=====

GENERALITE

La connaissance des matériaux (leur nature, leur caractéristiques et leur comportement en service) constitue la base de la technique en construction mécanique; l'essai des métaux est le moyen indispensable pour pouvoir déterminer quantitativement les caractéristiques d'une pièce mécanique.

Les contraintes appliquées à une pièce mécanique peuvent être réparties en contraintes statiques, contraintes par choc et contraintes dynamiques.

-Contrainte statique : le métal est sollicité par une charge constante (traction, compression, flexion, torsion, cisaillement).

-Contrainte par choc : La charge est appliquée très vite en un temps très court.

-Contrainte dynamique : variation régulièrement répétée de la charge (variation de grandeur et de sens).

Afin d'obtenir des résultats reproductibles à la suite de mesures répétées on entreprend indépendamment les unes des autres, c'est-à-dire afin de pouvoir conclure à la validité des essais en tout temps et en tout lieu pour que les contrôles puissent être considérés comme scientifiques, on procède à des essais mécaniques fondamentaux de telle sorte que les éprouvettes spécialement utilisées soient sollicitées par une contrainte mécanique simple.

L'essai de traction qui permet de déterminer :

- La résistance à la traction
- La limite élastique ou la limite d'écoulement
- L'allongement à la rupture
- La striction à la rupture

est considéré comme le plus important, puisqu'il permet de donner des valeurs exactes qui sont utilisables comme base de calcul.

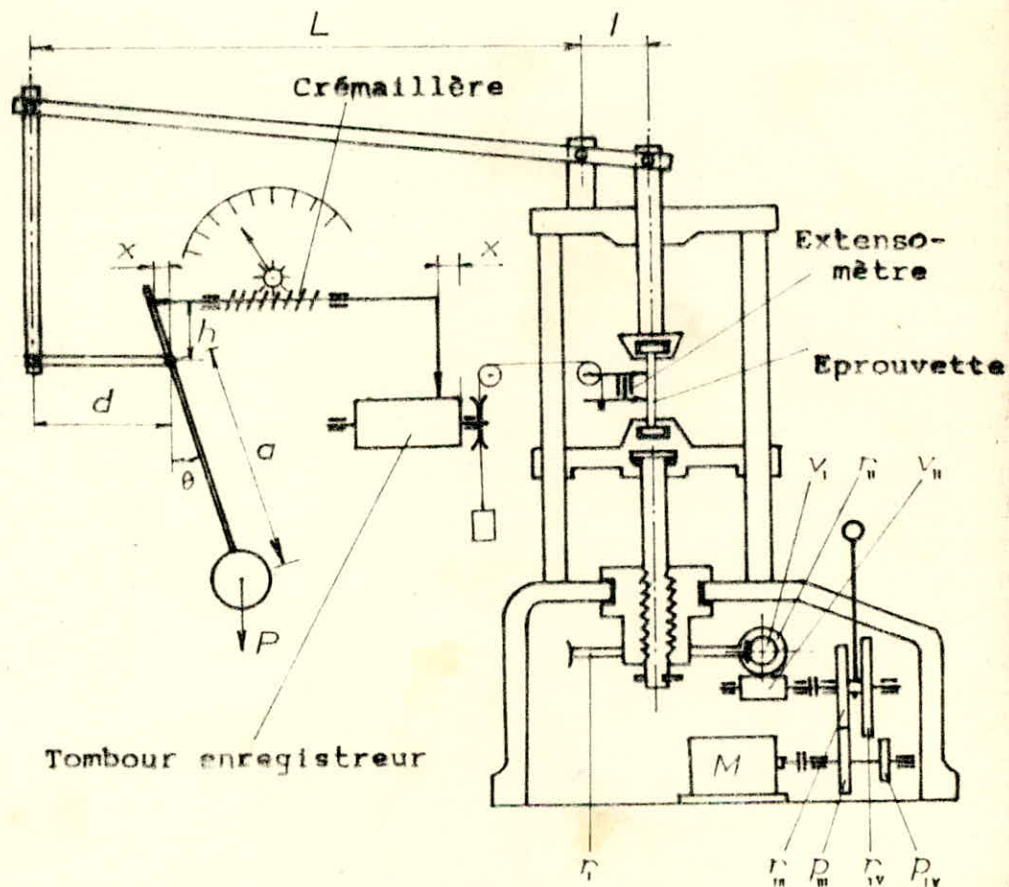
1.1 Machine d'essai-choix

Une machine d'essai est composée d'un bâti, d'un dispositif de mise en marche et d'un dispositif de mesure des efforts.

La commande des efforts peut être mécanique ou hydraulique; elle peut être faite manuellement ou par un moteur.

Avec une commande hydraulique, la mise en marche croît régulièrement avec le temps, tandis qu'avec une commande mécanique c'est l'allongement qui augmente régulièrement, ce qui entraîne au début un accroissement très rapide de la charge.

Lorsqu'il s'agit d'obtenir une vitesse d'allongement



absolument constante, il y a lieu de choisir une machine d'essai à commande et mise en charge mécaniques pour obtenir un allongement régulier.

Dans les anciennes machines, on utilise pour la mesure des efforts, des balances à curseur, des boîtes manométriques, des manomètres.

Les machines modernes travaillent avec des dynamomètres pendulaires à transmission mécanique ou hydraulique.

On doit faire vérifier à intervalles réguliers le dispositif de mesure des efforts par un bureau officiel. Pour ces vérifications on utilise des dynamomètres spéciaux avec des courbes de correction (norme NF A03 - 001).

On peut donner les valeurs suivantes des efforts pour la détermination approximative des charges à utiliser : La rupture d'une éprouvette proportionnelle type AFNOR avec $d_0 = 13,8$ mm nécessite :

Pour un acier avec	R = 40 daN/mm ²	une force de	6000 daN
" " "	" = 90	" "	13500 daN
" " "	" =150	" "	22500 daN

Finalement, notre étude portera sur une machine statique d'essai de traction d'une capacité maximum de 10 tonnes. La commande des efforts se fera mécaniquement, par moteur électrique à deux vitesses.

1.2 Principe de l'essai

L'essai consiste à soumettre une éprouvette à un effort de traction et généralement jusqu'à rupture, en vue de déterminer les différentes caractéristiques mécaniques de cette éprouvette.

Sauf spécification contraire, l'essai doit être exécuté à la température ambiante.

1.3 Condition d'exécution de l'essai

1.3.1 Mise en place de l'éprouvette

Les têtes de l'éprouvette doivent être tenues dans les mâchoires de la machine d'essai, de telle manière que la charge soit appliquée suivant l'axe de l'éprouvette et que la sollicitation soit répartie uniformément sur toute la largeur des extrémités.

1.3.2 Vitesse de la machine

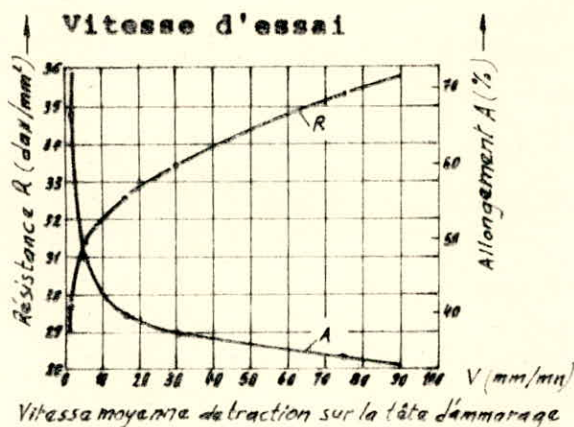


Fig.6 -Influence de la vitesse de traction sur les valeurs de R et A dans le cas d'un acier.

Pour tous les métaux, le comportement au cours d'un essai de traction dépend de la vitesse d'application de la charge. On obtient, par traction rapide, des résistances plus élevées et des allongements plus faibles que par traction lente. Afin d'obtenir des résultats comparables dans le cas des aciers à fort allongement, l'essai de traction durera au moins 5 et mieux 10 à 20 mn.

1.3.2.1 Limite d'élasticité

Lorsque l'on se propose de déterminer une des limites d'élasticité, la vitesse de mise en charge de l'éprouvette ne devra pas dépasser 3 daN/mm²/seconde à partir de la charge spécifique 5 daN/mm² et jusqu'à ce que la limite d'élasticité soit atteinte.

Pour la détermination de la limite supérieure d'écoulement, de la limite inférieure d'écoulement (Fig.1) et de la limite apparente d'élasticité, la longueur entre repères ne doit pas croître de plus de 15 % par minutes pendant la déformation plastique.

1.3.2.2 Résistance à la traction

Pour la détermination de la résistance à la traction, la vitesse de séparation des têtes de la machine d'essai, exprimée en pourcent de la longueur calibrée par minute, ne doit, dans le domaine plastique dépasser, en aucun moment, deux fois l'allongement minimal spécifié plus 10.

Remarque : Lorsqu'on essaie des aciers de résistance nominale inférieure à 110 daN/mm^2 et qu'on ne se propose pas de déterminer leur limite d'élasticité, la vitesse peut, dans le domaine élastique atteindre la limite qui vient d'être fixée pour le domaine plastique (voir Fig. 6).

1.3.2.3 Régularité

Aussi bien dans le domaine élastique que le domaine plastique, la vitesse doit être aussi uniforme que possible, et la variation de vitesse de l'un à l'autre doit se faire progressivement et sans à coup.

1.3.3 Charge

La charge doit être mesurée sans interpolation entre les divisions de la graduation avec une précision compatible avec la

norme de produit.

1.3.4 Appareils d'attache

La machine et les appareils d'attache comportent des dispositifs permettant à l'éprouvette de s'orienter librement dans la direction de la traction sans qu'il puisse se produire d'effort de flexion transversal.

1.4 Détermination des caractéristiques mécaniques

1.4.1 Détermination de l'Allongement

En règle générale, la mesure de l'allongement se fait sur la longueur entre repères L_0 , qui est marquée avant l'essai à ± 1 pour cent près. Les deux fragments de l'éprouvette sont à cet effet soigneusement rapprochés, de manière que leurs axes soient dans le prolongement l'un de l'autre.

La variation de la longueur entre repères est mesurée à 0,25 mm près.

Cette règle se heurte parfois (cas où la cassure est en sifflet) à des difficultés de raccordement des deux fragments de l'éprouvette. La détermination de l'allongement après rupture est alors entachée de quelque incertitude.

Ce mode de détermination n'est valable que si la distance de la section de rupture au repère le plus voisin n'est pas inférieure à $1/3$ (pour les aciers), à $1/4$ (pour tôles et feuillards

en acier) et à 1/5 (pour le cuivre et alliages de cuivre) de la longueur entre repères après rupture pour les éprouvettes proportionnelles ($l_0 = K \sqrt{S_0}$).

La mesure reste toute fois valable, quelle que soit la position de la section de rupture, si l'allongement atteint la valeur spécifiée. Pour les cas particuliers, (rupture des éprouvettes en dehors des limites spécifiées) voir les normes : NF A03-151; NF A03-160; NF A03-251.

1.4.2 Détermination de la limite d'allongement rémanent et de la limite conventionnelle d'élasticité.

1.4.2.1 Méthode de détermination de la limite d'allongement rémanent.

La méthode par retour de la charge au zéro- pour la détermination de la limite d'allongement rémanent est la suivante :

Des charge croissantes sont successivement appliquées à l'éprouvette et maintenues chacune pendant dix à douze seconde; après suppression de chacune de ces charges, on mesure l'allongement rémanent pris par l'éprouvette, on arrête l'essai lorsque cet allongement dépasse 0,2 pour cent (ou toute autre valeur spécifiée) de la longueur initiale. On détermine alors par interpolation entre les résultats obtenus la charge correspondant à l'allongement rémanent prescrit (Fig. 2).

1.4.2.2 Méthode de détermination de la limite conventionnelle d'élasticité.

On construit avec la précision convenable la courbe des

charges (en ordonnées) en fonction des allongements pour cent (en abscisses). On trace sur ce diagramme une droite parallèle à la partie rectiligne de la courbe et dont l'écart avec cette partie de la courbe, mesuré sur l'axe des allongements, est égal au pourcentage prescrit de la longueur initiale entre repères. La charge à la limite conventionnelle d'élasticité correspond à l'intersection de cette droite avec la courbe. (Fig. 3).

Lorsque la partie rectiligne du diagramme charge-allongement n'est pas définie clairement de façon que la droite parallèle ne peut être tracée avec une certitude suffisante, le procédé suivant est alors recommandé (Fig. 4).

Après que la limite conventionnelle d'élasticité présumée ait été dépassée, la charge est réduite jusqu'à une valeur à environ 10% de la charge atteinte. Puis on accroît de nouveau la charge jusqu'à ce qu'elle dépasse la valeur atteinte initialement. Pour la détermination de la limite conventionnelle d'élasticité recherchée, une droite est tracée en travers de la boucle d'hystérésis. On trace ensuite une droite parallèle à cette dernière dont la distance à l'origine de la courbe, mesurée sur l'axe des abscisses, est égale à la valeur prescrite de l'allongement non proportionnel. La charge qui correspond à l'intersection de cette parallèle et de la courbe charge-allongement est la limite conventionnelle d'élasticité recherchée.

1.5 Eprouvettes

1.5.1 Forme générale (Fig. 7)

La partie calibrée doit être raccordée par des congés aux

têtes d'amarrage, celles-ci pouvant être de toute forme adaptée aux dispositifs de fixation de la machine d'essai.

Des profilés, des barres, etc., peuvent éventuellement être essayés sur tronçons bruts. En pareil cas, la longueur libre entre machoires de la machine doit être suffisante pour que les repères soient à une distance raisonnable de ces machoires.

1.5.2 Forme et dimensions de la partie calibrée.

La section de l'éprouvette peut être circulaire, carrée, rectangulaire, ou dans des cas spéciaux, d'une autre forme.

Pour les éprouvettes de section rectangulaire, il est recommandé de ne pas dépasser le rapport 8/1 entre les côtes.

En règle générale, le diamètre de la partie calibrée des éprouvettes cylindriques usinées ne doit pas être inférieur à 4 mm.

1.5.3. Longueur entre repères

1.5.3.1 Eprouvettes proportionnelles

Une éprouvette est dite proportionnelle lorsque la longueur entre repères L_0 est déduite de la section initiale par la formule: $L_0 = K \sqrt{S_0}$; la longueur L_0 calculée doit être arrondie au millimètre près par défaut.

La valeur de K varie selon les normes.

Exemple : pour NF A03-151 (Essai de traction de l'acier) $K=5,65$.

Pour NF A03-303 (Essai de traction des fils et barres de section inférieur à 20 mm²) K=11,3.

Les éprouvettes proportionnelles doivent être employées lorsque la longueur initiale entre repères calculée est égale ou supérieur à 25 mm.

1.5.3.2 Éprouvettes non proportionnelles

Une éprouvette est dite non proportionnelle lorsque la valeur de la longueur initiale entre repères L_0 est indépendante de la section S_0 . La valeur de L_0 normalisée est 50 mm pour NF 103-303.

1.5.3.3 Marquage de repères

Le marquage est effectuée, après dressage si cette opération est nécessaire, de telle sorte qu'il n'entraîne pas de rupture de l'éprouvette à l'endroit des repères au cours de l'essai. Il doit respecter à $\pm 0,5$ mm. La longueur L_0 . Le milieu de la distance entre repères doit correspondre sensiblement au milieu de l'éprouvette.

1.5.4 Longueur de la partie calibrée

La longueur de la partie calibrée L_c doit être comprise entre :

$$L_0 + \frac{d}{2} \quad \text{et} \quad L_0 + 2d \quad \text{pour NF A03-151}$$

$$L_0 + \frac{b}{2} \quad \text{et} \quad L_0 + 2b \quad \text{pour NF A03-160}$$

1.5.5 Dimensions des éprouvettes qu'il est conseillé d'employer

- La NF A03-151 donne :

Eprouvette	Longueur entre repères $L_0 = K \sqrt{S_0}$ en mm	Diamètre d en mm	Section S_0 en mm ²	Longueur calibrée L_c en mm	Longueur totale L en mm
1	100 ± 1	$20 \pm 0,105$	314	100 à 140	Dépend du mode de fixation de l'éprouvette dans les attaches.
2	$50 \pm 0,5$	$10 \pm 0,075$	78,5	55 à 70	De la machine en principe $L_t \geq L_0 + 2d$ ou $4d$

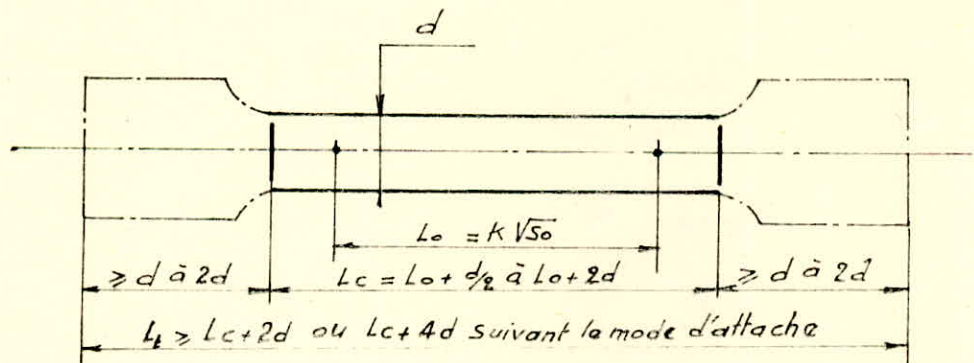


Fig. 7 Forme générale

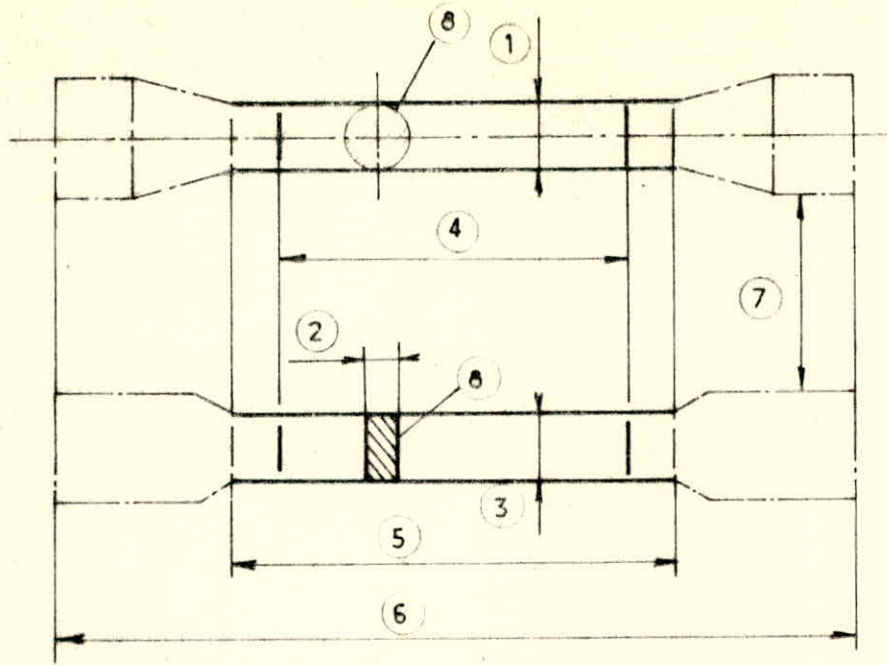
La forme des têtes de l'éprouvette est figurée à titre indicatif.

- La NF 103-160 donne :

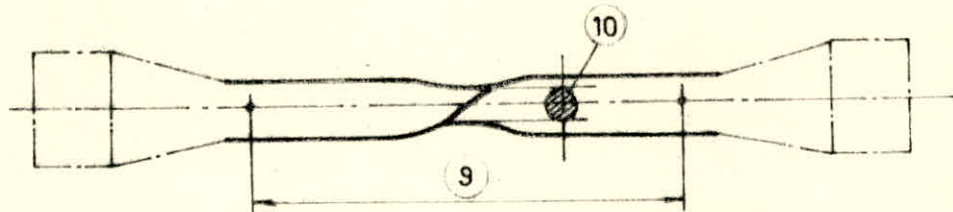
Eprouvette	Epaisseur en mm	Largeur en mm	Longueur entre repères L_0 en mm	Longueur calibrée L_c en mm	Longueur des bondes à cotés parallèles en mm
1	0,5 à 3 exclus	20	80	120	140
2	0,5 à 2 inclus	12,5	50	75	87,5

1.6 Vérification des machines de traction statique

Se conformer à la norme NF A03-501.



Eprouvettes à section circulaire et rectangulaire



Eprouvette à section circulaire après rupture et reconstitution

- ① Diamètre de la section, lorsque l'éprouvette est à section circulaire, ou dans le cas d'autres sections, diamètre du plus petit cercle circonscrit à la section 2 : d
- ② Epaisseur de l'éprouvette plate : a
- ③ Largeur de l'éprouvette plate : b
- ④ Longueur initiale entre repères (3) : L_0
- ⑤ Longueur de la partie calibrée : L_c
- ⑥ Longueur totale de l'éprouvette : L_t
- ⑦ Têtes d'amarage
- ⑧ Section initiale de la partie calibrée : S_0
- ⑨ Longueur ultime entre repères : L_u
- ⑩ Section minimale après rupture : S_u

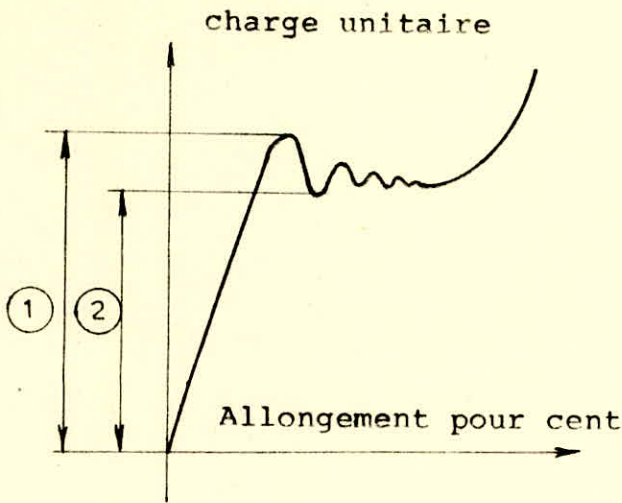


Fig. 1 Limites supérieure et inférieure d'écoulement.

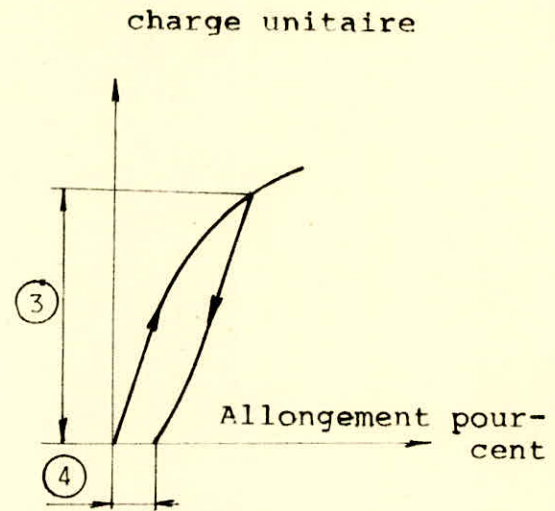


Fig. 2 Allongement remanent limite.

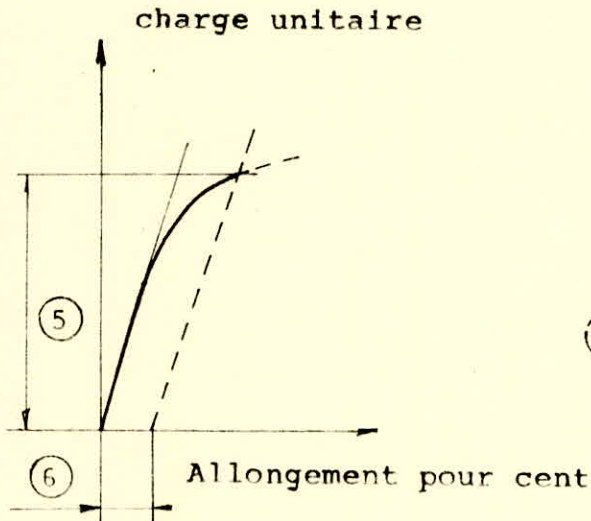


Fig. 3 Limite conventionnelle d'élasticité.

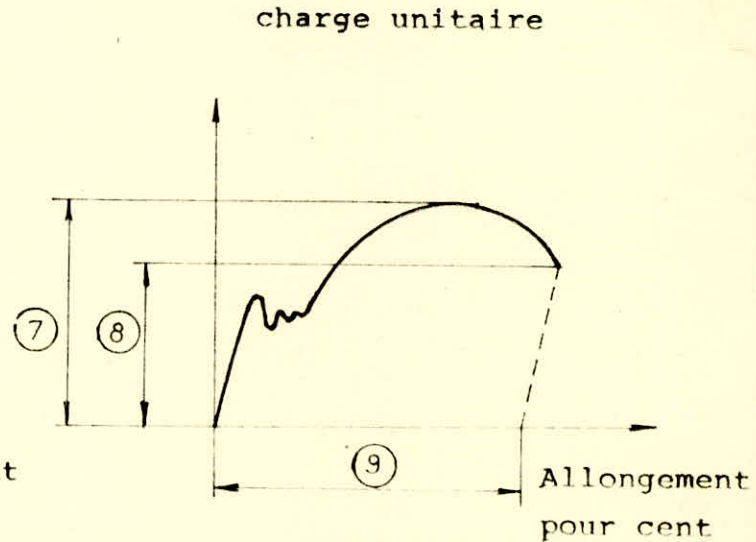


Fig. 4 Diagramme de traction ce diagramme très différent suivant la nature du métal.

- 1 : Limite supérieure d'écoulement
- 2 : Limite inférieure d'écoulement
- 3 : Charge unitaire à la limite d'allongement rémanent
- 4 : Allongement rémanent limite
- 5 : Charge unitaire à la limite conventionnelle d'élasticité
- 6 : Allongement non proportionnel limite
- 7 : Charge maximale
- 8 : Charge ultime, ou charge à l'instant de la rupture
- 9 : Allongement rémanent après rupture.

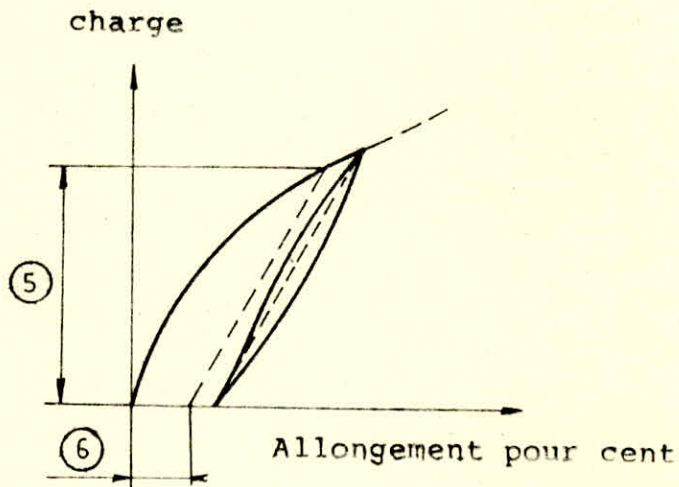


Fig.5

Limite conventionnelle d'élasticité dans le cas où la partie réctiligne du diagramme charge-Allongement n'est pas définie clairement.

C H A P I T R E II

ETUDE DU SYSTEME DE TRANSMISSION

2.1 VIS DE COMMANDE

2.1.1 Donnée :

L'effort de l'essai de traction maximum : $F_{\max} = 10$ tonnes

2.1.2 Choix :

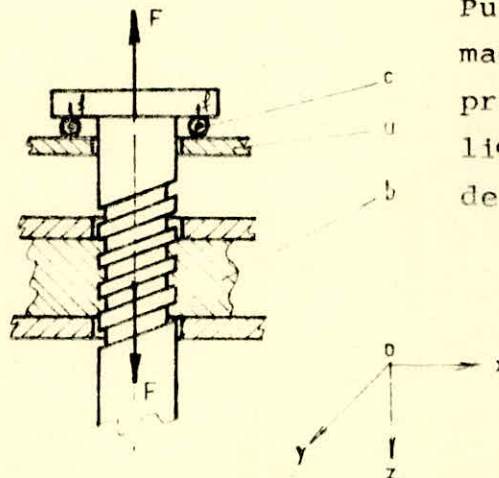
-Matériaux: XC 48f-T.H. 825; Rev.550°, dont les caractéristiques sont : $R_r = 85$ à 100 daN/mm^2

$$R_{e_{\min}} = 65 \text{ daN/mm}^2$$

$$A_{\min} = 9\%$$

-Coefficient de sécurité : C

Ce coefficient tient compte de la non-homogénéité du matériau et des défauts éventuels, on l'adopte plus ou moins grand, selon le type de construction et le soin apporté aux calculs. Pour les métaux, C varie en générale de 4 à 8.



Puisqu'il s'agit d'une machine d'essai, on prendra C=10 (pour pallier à tous les risques de déformation).

2.1.3 Calcul du diamètre fond de filet de la vis

Le noyau de la vis travaille en traction simple. Lors de l'essai, la vis descend (sens 0Z), la pièce (a) exerce sous la tête de la vis (par l'intermédiaire de la butée (c), des actions réparties f , dont la résultante F est portée par l'axe de la vis. De même l'écrou (b) exerce sur l'une des faces du filet de la vis des actions réparties dont la résultante F est directement opposée à la force précédente; puisque la vis est en équilibre et que ce sont les seules forces qui lui sont appliquées (en négligeant le poids), si le filet résiste, le noyau de la vis résistera si $[\sigma_e] \leq R_p$

comme :

$$(\sigma_e) = \frac{F}{S} \quad \text{avec :} \quad S = \frac{\pi d^2}{4}$$

donc : $(\sigma_e) = \frac{4F}{\pi d^2} \leq R_p$

La théorie de l'élasticité nous donne : $R_p = \frac{R_r}{C}$

Si on prend $R_r = 92 \text{ daN/mm}^2$ (valeur moyenne)

on aura : $R_p = \frac{92}{10} = 9,2 \text{ daN/mm}^2$

$$d^2 \geq \frac{4F}{\pi R_p}$$

$$d^2 \geq \frac{4 \times 10^4 \times 9,81}{\pi \times 92} \quad \rightarrow \quad d \geq 36,86 \text{ mm}$$

+ $\boxed{d = 37 \text{ mm}}$

- Notation :

R _r	:	Charge de rupture
R _{e_{min}}	:	Limite élastique minimum à la rotation
A _{min}	:	Allongement % minimum
R _p	:	Résistance pratique du matériau
(σ _e)	:	Contrainte admissible à la traction
S	:	Section du noyau fond de filet de la vis
d	:	Diamètre fond de filet de la vis.

2.1.4 Dimensionnement de la vis

La transformation du mouvement est obtenue par vis à filet trapézoïdal. Ce filet est résistant et d'exécution facile, il remplace avantageusement le filet carré. La section génératrice est un trapèze **isocèle** dont l'angle des cotés non parallèles vaut 30°.

On prend un pas de 10 mm, qui est un pas recommandé dans les transformations de mouvements pour les machines comportant des cadrans gradués.

La normalisation (E03 002) nous donne, pour un pas de 10 mm :

h	=	5,25	:	hauteur du filet en mm
a	=	0,25	:	jeu entre le sommet du filet de la vis et le sommet de l'écrou en mm
b	=	0,75	:	jeu entre le fond du filet de la vis et le sommet de l'écrou en mm

$$\begin{aligned}d &= \text{calculé} : \text{diamètre fond de filet vis en mm} \\d_1 &= d + 2h : \text{diamètre nominal en mm} \\d_2 &= d_1 + 2a : \text{diamètre fond de filet écrou en mm} \\d_3 &= d + 2b : \text{diamètre sommet filet écrou en mm} \\d_m &= d_1 - \frac{P}{2} : \text{diamètre moyen en mm.}\end{aligned}$$

En prenant $d = 37 \text{ mm}$, on a $d_1 = 37 + 2 \times 5,25 = 47,5 \text{ mm}$.
Le diamètre nominal normalisé, qui s'approche le plus de cette valeur est : $d_1 = 48 \text{ mm}$, ce qui nous donne en partant de $d_1 = 48 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}d &= d_1 - 2h = 48 - 2 \times 5,25 = 37,5 \text{ mm} \\d &= 48 + 2 \times 0,25 = 48,5 \text{ mm} \\d_3 &= 37,5 + 2 \times 0,75 = 39 \text{ mm} \\d_m &= 48 - \frac{10}{2} = 43 \text{ mm}\end{aligned}$$

-Calcul du coefficient C utilisé :

$$R_p \geq \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 9,81}{\pi (37,5)^2} = 8,8 \quad 8 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{Comme : } C = \frac{R_r}{R_p} = \frac{9,2}{8,88} \quad + \quad \boxed{C = 10,36}$$

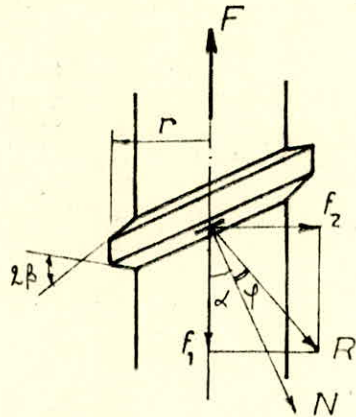
2.1.5 Etude dynamique de la vis

2.1.5.1 Couple nécessaire pour produire le mouvement

Deux cas sont à considérer, suivant que la vis progresse contre sa charge, ou dans le sens de sa charge axiale.

1 - La vis progresse contre sa charge

d'après A. BRU (éléments de construction à l'usage de l'ingénieur, T.1). pour une vis à filet trapézoïdal, le couple est donné par :



$$C = F \cdot m \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha + f \cdot \cos \alpha [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta]^{1/2}}{1 - f \cdot \sin \alpha [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta]^{1/2}} + F \cdot p \cdot f$$

La vis de commande reçoit sa charge axiale par l'intermédiaire d'une butée à billes, donc $f_1 \approx 0$.

$$\text{d'où : } C = F \cdot m \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha + f \cdot \cos \alpha [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta]^{1/2}}{1 - f \cdot \sin \alpha [1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta]^{1/2}}$$

.charge axiale de la vis : $F = 9,81 \cdot 10^3 \text{ daN}$

.rayon du cylindre de l'hélice moyenne : $m = 21,5 \text{ mm}$

.angle de l'hélice moyenne : α ; $\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{2\pi r} = 0,074 \rightarrow \alpha = 4,2^\circ$

.demi-angle au sommet du filet $\beta = 15^\circ$ $\operatorname{tg} \beta = 0,268$

.coefficient de frottement f : $f = 0,01$ à $0,12$ Acier-Bronze :

Comme dans notre cas, il est absolument nécessaire que le mécanisme soit irréversible (pour éviter de fausser les mesures si on arrête la machine pendant les manipulations) on doit avoir :

$$f = \operatorname{tg} \phi > \operatorname{tg} \alpha$$

c'est-à-dire : $\phi > \alpha$

..on prendra $\phi = 6^\circ \rightarrow \operatorname{tg} \phi = 0,105$

$$\text{donc : } C = 9,81 \cdot 10^3 \cdot \frac{43}{2} \frac{0,074 + 0,105 \cdot 0,99 [1 + 0,006 + 0,071]^{1/2}}{1 - 0,105 \cdot 0,073 [1 + 0,006 + 0,071]^{1/2}}$$

$$C = 9,81 \cdot 10^3 \cdot \frac{43}{2} \frac{0,074 + 0,106}{1 - 0,01}$$

$$C = 37964,7 \text{ daN} \rightarrow \boxed{c_0 = 380 \text{ Nm}}$$

2- La vis progresse dans le même sens que sa charge

Ce cas n'est pas envisagé, puisque, lorsque on fait monter la vis (pour le positionnement des éprouvettes d'essai), cette dernière n'est soumise à aucun effort.

2.1.5.2 Vérification du diamètre de la vis à la torsion

Les efforts qui agissent sur la vis sont :

-Effort de traction $F = 9,81 \cdot 10^3$ daN

-Effort de torsion $f_2 = \frac{C}{I_{T0}} = \frac{38000}{21,5} = 1767,5$ daN

Pour un effort composé : Torsion-Traction, nous avons la relation

$$\sigma = \frac{0,375}{S} + \left[\left(\frac{0,625 F}{S} \right)^2 + \left(\frac{1,25 C}{I_{0/V}} \right)^2 \right]^{1/2} < R_p$$

$$R_p \geq \frac{0,375 F}{\pi r^2} + \left[\frac{(0,625 F)^2}{\pi^2 r^4} + \frac{(1,25)^2 \cdot f^2 \cdot r^2}{(0,2 \cdot (2r)^3)^2} \right]$$

$$R_p \geq \frac{I}{r^2} \left[\frac{0,375 \times 9,81 \cdot 10^3}{\pi} + \left[\frac{(0,625 \times 9,81 \cdot 10^3)^2}{\pi^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{(1,25)^2 \cdot (1767,5)^2}{(1,6)^2} \right]^{1/2}$$

$$R_p \geq \frac{1}{r^2} \left[1,17 \cdot 10^3 + (3,813 \cdot 10^6 + 1,905 \cdot 10^6)^{1/2} \right]$$

$$R_p \geq \frac{3,56 \cdot 10^3}{r^2} \rightarrow r^2 \geq \frac{3,56 \cdot 10^3}{R_p} = \frac{3.560}{9,2} = 387$$

$$r \geq 19,6 \quad + \quad \boxed{d_o \geq 39,2 \text{ mm}}$$

Nous considérons comme bon, le diamètre d = 37,5 mm, déterminé à l'aide de la traction simple, puisque nous avons pris un coefficient de sécurité C = 10,36, ce qui compense largement la différence d_o - d.

2.2. ECROU

2.2.1 Calcul de la hauteur minimale de l'écrou

Le diamètre du noyau est tendu. Les filets de la vis tendent à être arrachés par cisaillement.

La contrainte de traction dans la section droite est:

$$(\sigma_e) = \frac{4F}{\pi d^2} \leq R_{p_e}$$

La contrainte de cisaillement dans la section cylindrique est :

$$(\sigma_g) = \frac{F}{\pi d h} < R_{p_g}$$

Pour ne pas faire simultanément les deux calculs, on veut que la résistance du noyau en traction implique automatiquement le non-arrachement des filets, c'est à dire la résistance en cisaillement.

On veut que si $(\sigma_e) = R_{p_e}$ on soit assuré que $(\sigma_g) \ll R_{p_g}$

$$\text{Soit } F = \frac{\pi d^2}{4} R_{p_e} < \pi dh R_{p_g}$$

généralement on pose $R_{p_g} = \frac{2}{3} R_{p_e}$

Si l'écrou et la vis sont faits de la même matière on aura :

$$h > \frac{3}{8} d$$

Pour réduire les frottements (vis-Ecrou), on prend un écrou en bronze, ce qui augmentera la hauteur, h de celui-ci.

-Matériau : Cu : 90 ; Al : 10 - E 825, ReV 600

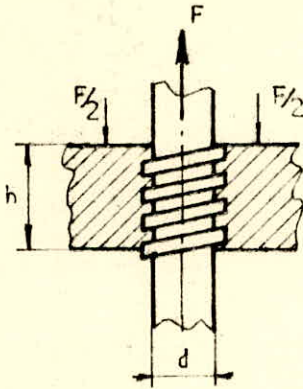
$$\text{ce qui nous donne : } R_{\Gamma_b} = 60 \text{ daN/mm}^2$$

$$R_{e_b} = 26 \text{ daN/mm}^2$$

$$A_b = 22\%$$

Comme $R_p = \frac{R_r}{C}$, en prenant $C = 10$, on a :

$$R_{p_{eb}} = \frac{60}{10} = 6 \text{ daN/mm}^2$$



$$\text{donc } R_{p_e} = R_{p_{eb}} \cdot \frac{9,2}{6}$$

$$\text{de même : } R_{p_g} = R_{p_{gb}} \cdot \frac{9,2}{6}$$

Ce qui nous donne :

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R_{p_e} < \pi d h R_{p_g} \cdot \frac{6}{9,2}$$

$$\text{Si } R_{p_g} = \frac{2}{3} R_{p_e}$$

$$\text{on aura : } \frac{\pi d^2}{4} \times R_{p_e} < \pi d h \frac{2}{3} R_{p_e} \frac{6}{9,2}$$

$$\rightarrow h > \frac{d}{4} \times \frac{3}{2} \times \frac{9,2}{6}$$

$$h > \frac{9,2}{16} d \rightarrow [h_{\min} = 0,6 d]$$

-NOTATION :

h : : hauteur minimale de l'écrou

R_{fb} : charge de rupture du bronze

R_{eb} : limite élastique du bronze

A_b : Allongement % du bronze

σ_{p_e} : Résistance pratique à l'extension pour l'acier

$\sigma_{p_{eb}}$: Résistance pratique à l'extension pour le bronze

σ_{p_g} : Résistance pratique au cisaillement pour l'acier

$\sigma_{p_{gb}}$: Résistance pratique au cisaillement pour le bronze

(σ_e) : contrainte admissible à la traction

(σ_g) : contrainte admissible au cisaillement.

2.3 CALCUL DES VITESSES

2.3.1 Vitesses de vis (vitesses de séparation des têtes de la machine d'essai)

nous nous limiterons à deux vitesses d'essai, plus une vitesse rapide et une vitesse lente qui serviront pour le positionnement des éprouvettes.

-vitesse rapide, que nous choisissons : $V_1 = 40 \text{ mm/mn}$

-vitesses d'essai, imposées par les normes: $V_2 = 20 \text{ mm/mn}$

$V_3 = 10 \text{ mm/mn}$

-vitesse lente, que nous choisissons : $V_4 = 5 \text{ mm/mn}$

2.3.2 Vitesses de l'écrou

Lorsque l'écrou tourne, la vis prend un mouvement de translation parallèlement à son axe. Pour une rotation de N tours de l'écrou, la vis se déplace de $p \times N$ mm, donc pour un pas $p=10$ mm, on aura comme vitesses de rotation de l'écrou :

$$n_1 = \frac{V_1}{p} = \frac{40}{10} = \underline{4 \text{ tr/mn}}$$

$$n_2 = \frac{V_2}{p} = \frac{20}{10} = \underline{2 \text{ tr/mn}}$$

$$n_3 = \frac{V_3}{p} = \frac{10}{10} = \underline{1 \text{ tr/mm}}$$

$$n_4 = \frac{V_4}{p} = \frac{5}{10} = \underline{0,5 \text{ tr/mm}}$$

Pour assurer ces vitesses à l'écrou, on choisit un moteur **assynchrone** à deux vitesses de $N_1 = 1000 \text{ tr/mn}$

et $N_2 = 500 \text{ tr/mn}$

À l'aide de N_1 , on réalise les vitesses de l'écrou n_1 et n_3 et à l'aide de N_2 , on réalise les vitesses écrou n_2 et n_4 . ces deux combinaisons nous permettent d'avoir 4 rapports de réduction, égaux deux à deux : $\Gamma_1 = \Gamma_2$ et $\Gamma_3 = \Gamma_4$

$$\Gamma_1 = \frac{N_1}{n_1} = \frac{1000}{4} = 250$$

$$\Gamma_2 = \frac{N_2}{n_2} = \frac{500}{2} = 250$$

$$\Gamma_3 = \frac{N_1}{n_3} = \frac{1000}{1} = 1000$$

$$\Gamma_4 = \frac{N_2}{n_4} = \frac{500}{0,5} = 1000$$

2.3.3 Conditions d'établissement des rapports de réduction

Pour $\Gamma < 5$ à 6 le rapport est réalisé avec un seul couple d'engrenages.

$5 < \Gamma < 5^2$ Le rapport est réalisé à l'aide de deux couples d'engrenages.

$5^2 < \Gamma < 5^3$ Le rapport est donné à l'aide de trois couples

$5^3 < \Gamma$ On emploie 4 couples d'engrenages pour réaliser ce rapport. Notons que pour des raisons d'encombrement, le système roue et vis sans fin est préféré à partir de $5 < \Gamma < 5^2$.

L'inconvénient du système, roue-vis sans fin est son rendement, faible vue l'importance des rapports que nous devons réaliser (250 et 1000), le système roue-vis sans fin s'impose par sa capacité de réduction, qui peut aller de 10 à 60, tout en ayant un rendement acceptable.

Donc notre chaîne de transmission aura deux réducteurs (roues-vis sans fin) ayant un même rapport de réduction, pour avoir une transmission régulière, plus deux couples d'engrenages.

Le rapport des réducteurs (roues-vis sans fin) doit être tel que : $\Gamma = \Gamma_0 \cdot \Gamma_0 < 250$.

En tenant compte du rendement, nous choisirons :

$$\Gamma_0 = 15 \Rightarrow \Gamma = 15^2 < 250$$

Ce qui nous donne :

-Pour le premier couple d'engrenage (III) $\Gamma_{III} = \frac{250}{225}$

-Pour le deuxième couple d'engrenage (IV) $\Gamma_{IV} = \frac{1000}{225}$

2.3.4 Vitesses des couples d'engrenages III et IV.

$$n_{III} = \frac{n_1}{\Gamma_{III}} = n_1 \cdot \Gamma = 900 \text{ tr/mn}$$

$$n'_{III} = \frac{N_2}{r_{III}} = n_2 \times r = \underline{450 \text{ tr/mn}}$$

$$n_{IV} = \frac{N_1}{r_{IV}} = n_3 \times r = \underline{225 \text{ tr/mn}}$$

$$n'_{IV} = \frac{N_2}{r_{IV}} = n_4 \times r = \underline{112,5 \text{ tr/mn}}$$

-Notation :

n_{III} : Vitesse de rotation de la vis (II) et de la roue (III) ayant pour vitesse moteur N_1 .

n'_{IV} : Vitesse de rotation de la vis (II) et de la roue (III) ayant pour vitesse moteur N_2 .

n_{IV} : Vitesse de rotation de la vis (II) et de la roue (IV) ayant pour vitesse moteur N_1 .

n'_{IV} : Vitesse de rotation de la vis (II) et de la roue (IV) ayant pour vitesse de la vis N_2 .

2.4. CALCUL DES ENGRENAGES

2.4.1 Roue-vis sans fin (V)

2.4.1.1 Notation :

β_1	: inclinaison primitive du filet de la vis par rapport à l'axe
β_2	: inclinaison primitive des dents de la roue par rapport à l'axe
ϕ	: angle de pression apparent de la vis
ϕ_x	: angle de pression axial de la vis
ϕ_r	: angle de pression réel de la vis et de la roue
P_a	: pas apparent
P_x	: pas axial
P_r	: pas réel de la vis et de la roue
M_a	: module apparent
M_x	: module axial
M_r	: module réel de la vis et de la roue
Z	: nombre de dents fictif de la vis
Z_1	: nombre de filets de la vis
Z_2	: nombre de dents de la roue
ω_1 et ω_2	: vitesse angulaire de la vis et de la roue
d_p	: diamètre primitif de la vis
D_p	: diamètre primitif de la roue
Δ	: entraxe
L_1	: longueur de la partie filetée de la vis
l_2	: épaisseur de la roue
λ	: coefficient de denture
f	: coefficient de frottement
η_m	: rendement multiplicateur
η_r	: rendement réducteur

2.4.1.2 Observations

Le rendement maximum a lieu avec $\beta_1 = 45^\circ$, mais celui-ci conduit à un diamètre trop faible de la vis; si l'engrenage doit être strictement irréversible, on doit prendre $\beta_1 \geq 85^\circ$

Pour éviter l'interférence, on fait $Z_2 \geq 30$

Par sa continuité, le filet de la vis est plus résistant que la denture de la roue; Le calcul de résistance portera donc sur les dents de celle-ci

La vis sans fin pouvant être considérée comme un pignon ayant Z_1 dents, le module se calcule comme pour les engrenages hélicoïdaux, dont les axes sont à 90° , en observant toute fois la valeur de l .

La valeur pratique du diamètre de la vis : dp , doit-être tel que :

$$dp = \frac{\text{Diamètre de la roue}}{5 \text{ à } 6} \quad \text{ou} \quad \frac{\text{Entraxe}}{3 \text{ à } 3,5}$$

$$dp : \text{ Toujours supérieur à : } \frac{\text{Diamètre de la roue}}{\text{rapport}}$$

2.4.1.3 Détermination des caractéristiques géométriques

a) -choix du nombre de filets

Données pratiques du nombre de filets de la vis en fonction du rapport de réduction (donné par la Société David-Broun).

Rapport: Γ	>40	22-40	15-22	10-15	8-10	6-8	5-6	4-5	3,6-4	3,-3,6
Nombre de filets Z_1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Nous avons un rapport $\Gamma_0 = 15$, donc on pourra prendre $Z_1 = 4$

b) Calcul du module

On peut définir plusieurs modèles de calcul, qui diffèrent par le point d'application de l'effort F entre dents et des simplifications admises.

1 -On admet qu'une seule dent reçoit à son sommet la totalité de l'effort F dirigé suivant la ligne d'action. En fait il y a toujours deux couples de dents en prise quand l'effort est appliqué au sommet de l'une d'elles. Ceci ne peut qu'augmenter la résistance des dents.

2 -La dent est supposée fléchie, la section dangereuse étant à la racine de section rectangulaire a.b.

En générale on emploie la méthode de Henriot pour les engrenages fortement chargés et la méthode de Lewis, pour les engrenages de bonne mécanique.

Méthode de Lewis.

$$\sigma = \frac{\text{moment de flexion}}{\text{moment résistant}}$$

avec : Moment de flexion : $M_f = F.HD = T.G.D$

$$\text{Module de section : } I/V = \frac{b.a^2}{6}$$

$$\sigma_{\text{max}} \text{ en E} = \frac{F.HD}{b.a^2/6} = \frac{T.HD/\cos \alpha}{b.a^2/6} = \frac{T.GD}{ba^2/6}$$

$$GD.x = ED^2 = \frac{a^2}{4}$$

x dépend du tracé, donc du module M

$$\text{on pose } \frac{1}{M.Y} = \frac{3}{2x}$$

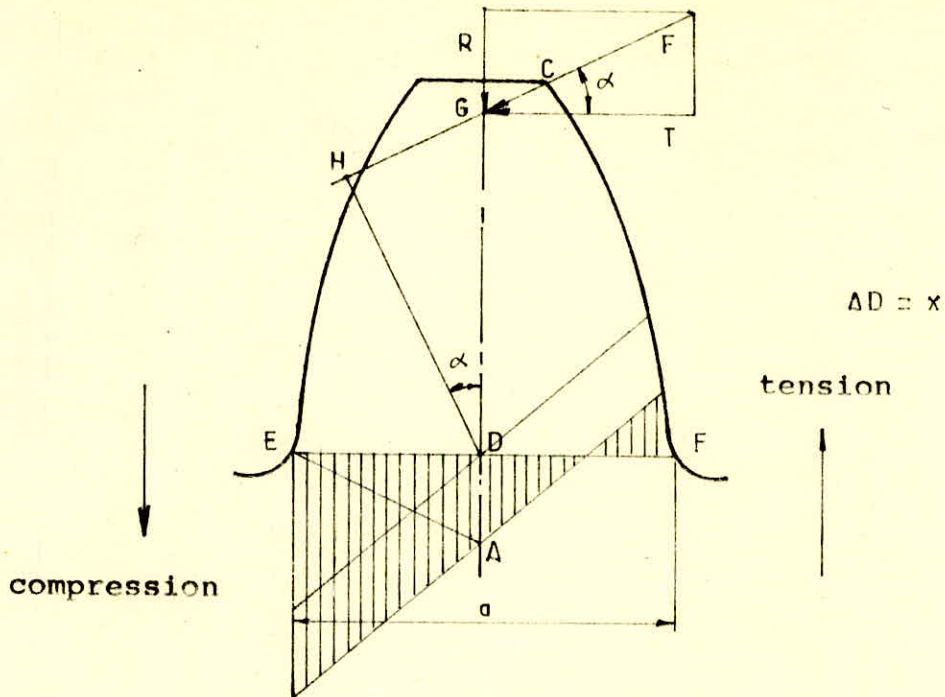
$$\text{donc } \sigma_{\text{max}} = \frac{T}{b.Y.M} \leq R_p ; \text{ avec } Y : \text{ facteur de forme}$$

$$\text{or } T = \frac{2C}{M.Z} \text{ et } b = \lambda.M$$

$$\text{ce qui vient : } \sigma_{\text{max}} = \frac{2C}{\lambda.M^3.Z.Y} \leq R_p$$

$$\rightarrow \boxed{M^3 \geq \frac{2C}{R_p.\lambda.Z.Y}}$$

Si on pose $GD = \text{hauteur de la dent} = 2,25.M$



et $a = \frac{1}{2} \cdot pas = 1,6 \cdot H$

il vient alors :

$$M^3 \geq \frac{10C}{R_p \cdot A \cdot Z}$$

- Détermination du couple C_1

C_0 (couple nécessaire pour produire le mouvement au niveau de l'écrou) = 380 mN; nous devons baser nos calculs sur la valeur du couple effective d'est-à-dire en tenant compte du rendement vis-écrou.

Couple sur la roue (L) : $C_{1r} = \frac{C_0}{\eta_i}$

η_i : rendement vis-écrou irréversible = 0,15 à 0,3, en prenant l'écrou en bronze et la vis en acier traité, on pourra prendre $\eta_i = 0,3$.

$$\rightarrow C_{1r} = \frac{38000}{0,3} = 126\ 666 \text{ daN mm}$$

-couple sur la vis (I) : $G_{IV} = \frac{Gr}{r_c}$

$$\rightarrow C_{1V} = \frac{126\ 666}{15} = 8445 \text{ daN mm}$$

Etant donné que le calcul des dents portera sur la roue, donc :

$$M^3 \geq \frac{2 \cdot C_{1r}}{\lambda \cdot R_p \cdot Z_2 \cdot Y_2}$$

- pour un bon guidage $\lambda = 10$ à $12,5$; on prendra $\lambda = 12$

- $Y_2 = 0,30$ (voir Fig. 15)

$$\rightarrow M^3 \geq \frac{2 \cdot 126\ 666}{12 \cdot 6 \cdot 60 \cdot 0,3} = 198,5$$

$M \geq 5,95 \text{ mm}$ donc un module normalisé

$$M_r = 6 \text{ mm}$$

C) Dimensionnement du couple roue-vis sans fin (I)

L'erréversibilité entre la roue et la vis sans fin (I) n'est pas nécessaire, puisque l'irréversibilité de la machine est assurée par la vis et l'écrou. ($\phi > \alpha$, paragraphe 2.1.5.1)

on se fixe un entraxe $\Delta \approx 250$ mm

et un angle $\beta_1 \approx 70^\circ$

$$\text{nous avons } Z = \frac{dp}{Mx} \quad \text{et } \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{Z}{Z_1}$$

$$\rightarrow Z = Z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1$$

$$Z = 4.2,747 = 10,98 \approx 11$$

$$\text{d'autre part } \Delta = \frac{Mx}{2} (Z + Z_2)$$

$$\rightarrow Mx = \frac{2 \Delta}{(Z + Z_2)}$$

$$Mx = \frac{2.250}{(60+11)} = 7,04 \text{ mm} ; \text{ on prend } Mx = 7 \text{ mm}$$

$$\text{on aura alors } Z = \frac{2 \Delta}{Mx} - Z_2$$

$$Z = \frac{2.250}{7} - 60 = 11,42$$

Calcul de β_1 utilisé :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{Z}{Z_1} = \frac{11,42}{4} = 2,855$$

$$\text{d'où } \beta_1 = 70^\circ,7$$

finalement nous avons pour les diamètres primitifs :

$$d_p = Z \cdot M_x = 80 \text{ mm}$$

$$D_p = Z_2 \cdot M_x = 420 \text{ mm}$$

Nous remarquons, que nous sommes bien dans les limites conseillées par les constructeurs :

$$d_p = \frac{D_p}{5,36}$$

1- cotes de détail de la vis (I)

Pour un système normal (les cotes de détail sont déterminées à partir du diamètre primitif d_p) et pour $\beta_1 < 75^\circ$, nous avons :

$$\text{Saillie} : S_1 = M_r = M_x \cdot \sin \beta_1 = 7 \cdot 0,943 = 6,6 \text{ mm}$$

$$\text{creux} : C_1 = 1,2 M_r = 7,92 \text{ mm}$$

$$\text{hauteur} : h_1 = 2,2 M_r = 14,52 \text{ mm}$$

diamètre de tête $D_1 = d_p + 2 M_R = 93,20 \text{ mm}$

diamètre de pied $d_1 = d_p - 2,4 M_R = 64,16 \text{ mm}$

Epaisseur axiale sur le cylindre primitif nominal : $e_x = \frac{M_R \cdot \pi}{2} = 10,36 \text{ mm}$.

Longueur de la partie filetée de la vis $L_1 = (8 \cdot d_p \cdot S_1)^{1/2} \approx 150 \text{ mm}$

$$\text{ou } L_1 = P_x \left(4,5 + \frac{Z_2}{50} \right) =$$

$$\frac{M_R \cdot \pi}{\sin \beta_1} \left(4,5 + \frac{Z_2}{50} \right) = 125 \text{ mm}$$

L'angle de pression axial ϕ_x est donné en fonction du nombre de dents de la roue (Z_2) par la maison "Paul Durand"

Pour $Z_2 = 60$ dents, on donne $\phi_x = 15^\circ$

- Effort tangentiel sur la vis T

$T_1 = \frac{2 \cdot C_{IV}}{d_p} = \frac{2 \cdot 8445}{80} = 211 \text{ daN}$
--

2. Cotes de détail de la roue (I)

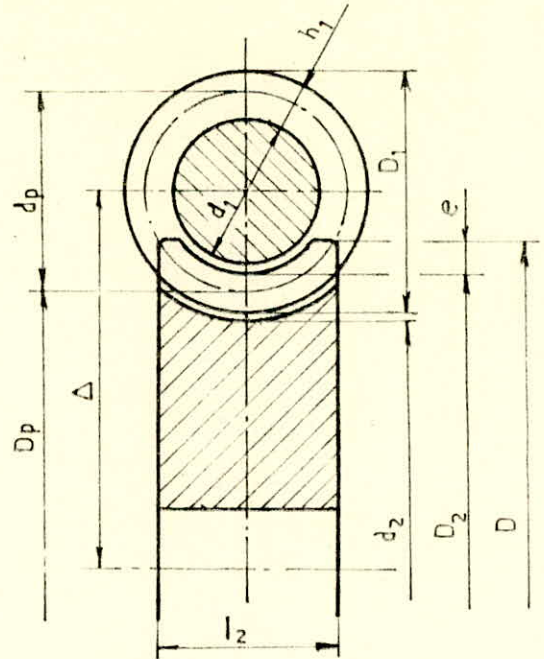
Système normal et $\beta_1 < 75^\circ$

- $S_2 = M_R = 6,60 \text{ mm}$

- $C_2 = 1,2 M_R = 7,92 \text{ mm}$

- $h^2 = 2,2 M_R = 14,52 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
 -e &= 0,5 M_R = 3,30 \text{ mm} \\
 -D_2 &= D_p + 2 M_R = 433,30 \text{ mm} \\
 -d_2 &= D_p - 2,4 M_R = 404,16 \text{ mm} \\
 -D &= D_p + 3 M_R = 439,80 \text{ mm} \\
 -l_2 &= 2 M_R \sqrt{Z + I} = 46,59 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$



2.4.1.4. Calcul de résistance.

1. Du point de vue rupture. capacité de la roue à la rupture

D'après Henriot, le critère de rupture est donné par la contrainte σ_0 tel que

$$\sigma_0 = \frac{T / \cos \beta_1}{l_2 / \sin \beta_1 \cdot M_x \cdot \sin \beta_1 \cdot Y \cdot C_c}$$

$$+ T = Y \cdot C_c \cdot \sigma_0 \cdot l_2 \cdot M_x \cdot \cos \beta_1 \quad (\text{formule de base})$$

En tenant compte des coefficients correctifs, on obtient l'effort tangentiel admissible t_0 tel que :

$$T_0 = Y_0 C_c \cdot \sigma_0 \cdot l_2 \cdot M_x \cdot \cos \beta_1 \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$$

avec :

Y : facteur de forme (voir fig. 15)

C_C : facteur de conduite (voir fig. 1)

En général, on prend : $Y.C_C = 1,25$ (valeur empirique moyenne)

σ_0 : limite pratique admissible pour la contrainte de rupture.

Pour le bronze phosphoreux

-coulé en sable $\sigma_{02} = 5 \text{ daN/mm}^2$

-coulé en coquille $\sigma_{02} = 6 \text{ daN/mm}^2$

-centrifugé $\sigma_{02} = 7 \text{ daN/mm}^2$

k_2 : largeur de la roue = 45 mm (calculé)

M_x : 7 mm (calculé)

$\cos \beta_1 = 0,330$

C_v : facteur de vitesse = 0,94 ; $V_1 = 0,125 \text{ m/s}$ (fig. 2)

C_t : facteur de durée = 0,9 ; pour un temps de fonctionnement total de 40 000 h (fig. 9)

C₅ : facteur de service = 0,8 ; pour une durée de fonctionnement de 8 h par jour (fig. 14). D'où l'effort tangentiel admissible sur la vis :

$T_{01} = 1,25 \cdot 5 \cdot 45 \cdot 7 \cdot 0,33 \cdot 0,94 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \approx 440 \text{ daN}$ donc un couple de : $C_{01} = T_{01} \cdot \frac{d_p}{2}$

$$C_{01} = 440 \cdot \frac{80}{2} = 17600 \text{ daN} > C_{IV}$$

Et une puissance $P_{o1} = C_{o1} \cdot \omega_1$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30}$$

$$n_{IV} = n_2 \cdot i_o$$

n_2 étant la vitesse maximum d'essai
au niveau de l'écrou.

n_{IV} vitesse maximum d'essai au niveau
de la vis (I)

$$\omega = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 15}{30} = 3,14 \text{ rd/s}$$

d'où $P_{o1} = 176,3,14 = 560 \text{ W}$

2. DU POINT DE VUE PRESSION.

Capacité de la roue à la pression superficielle (la vis étant surabondante avec la qualité du matériau adopté).

G. Henriot donne : $T = k_{o2} \cdot \ell_2 \cdot d_p \cdot C_{r\beta} \cdot C_{v2} \cdot C_t \cdot C_s$

k_o : critère de pression superficielle (fig. 7)

MATIERE	HB	k_o
Vis : XC48f.H 825, Rev.550	275	0,5
Roue : C4.90, AL.10.E825, Rev 600	216	0,35

$$l_2 = 45 \text{ mm}$$

$$dp = 80 \text{ mm}$$

Cr_β : facteur de rapport d'inclinaison = 1,2 pour $\beta_1 = 70^\circ,7$
(fig. 8)

Cv_2 : facteur de vitesse = 1 (fig. 10)

C_t : facteur de durée = 0,9 (fig. 9)

C_s : facteur de service = 0,8 (fig. 14)

-Effort tangentiel admissible sur la vis

$$To_1 = 0,35.45.80.1,2.1.0,9.0,8. = 1088 \text{ daN}$$

Ce qui nous donne un couple de : $Co_1 = To_1 \cdot \frac{dp}{2}$

$$Co_1 = 1088 \cdot \frac{80}{2} = 43500 \text{ daN/mm} > C_{IV}$$

Soit une puissance de : $Po_1 = Co_1 \cdot \omega_1$

$$Po_1 = 435.3,14 = 1366 \text{ W}$$

Donc la capacité effective de l'engrenage considéré (I) est

$To_1 = 440 \text{ daN}$ donc une puissance de $Po_1 = 560 \text{ W}$.

Or nous avons trouvé $T = 211 \text{ daN}$, c'est-à-dire que le module est surabondant. On peut soit diminuer le module, soit changer la nature du métal.

En prenant $Mx = 6 \text{ mm}$, on aura :

$$z = \frac{2\Delta}{Mx} - z_2 = 13,3$$

$$\tan \beta_1 = \frac{Z}{Z_1} = \frac{13,3}{4} = 3,325$$

$$\text{donc } \beta_1 = 73^\circ,3$$

$$\text{et } \cos \beta_1 = 0,287$$

$$d_p = Z \cdot M_x = 80 \text{ mm}$$

$$D_p = Z_2 \cdot M_x = 360 \text{ mm}$$

$$l_2 = 2M_r \sqrt{Z + 1} = 45 \text{ mm}$$

$$C_v = 0,94$$

$$C_t = 0,90$$

$$C_s = 0,80$$

1- Capacité de la roue à la rupture

L'effort tangentiel admissible.

$$T_{o1} = Y \cdot C_c \cdot \sigma_{o2} \cdot l_2 \cdot M_x \cdot \cos \beta_1 \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$$

$$T_{o1} = 1,25 \cdot 5 \cdot 45 \cdot 6 \cdot 0,287 \cdot 0,94 \cdot 0,90 \cdot 0,80 = 320 \text{ daN}$$

$$\text{soit couple de : } C_{o1} = T_{o1} \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$C_{o1} = 320 \times \frac{80}{2} = 12800 \text{ daN mm} > C_{IV}$$

$$\text{et une puissance } P_{o1} = C_{o1} \cdot \omega_1$$

$$Po_1 = 128 \times 3,14 = 402 \text{ W}$$

2. Capacité de la roue à la pression superficielle.

$$k_o = 0,35$$

$$Cv_2 = 0,60$$

$$Cr_\beta = 1$$

$$C_t = 0,90$$

$$Cs = 0,80$$

$$l_2 = 45 \text{ mm}$$

$$dp = 80 \text{ mm}$$

L'effort tangentiel admissible est :

$$To_1 = 0,35 \cdot 45 \cdot 80 \cdot 1 \cdot 0,60 \cdot 0,90 \cdot 0,80 = 543 \text{ daN} > T_I$$

donc un couple : $Co_1 = To_1 \cdot \frac{dp}{2}$

$$Co_1 = 543 \cdot \frac{80}{2} = 21717 \text{ daN mm} = 217,17 \text{ Nm}$$

une puissance de : $Po_1 = Co_1 \cdot \omega_1$

$$Po_1 = 217,17 \cdot 3,14 = 688 \text{ W.}$$

Nous prenons pour capacité effective de l'engrenage (I)

$$To_1 = 320 \text{ daN} > T_I$$

→

$$Po_1 = 402 \text{ W}$$

2.4.1.5 Rendement.

Il est très difficile de déterminer une formule exacte du rendement des engrenages à vis sans fin, étant donné la complexité du contact entre vis et roue; néanmoins on utilise avec une approximation suffisante les formules suivantes :

$$\text{rendement reducteur : } \eta_r = \frac{\text{Ctg } \beta_1}{\text{tg } \left[\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + \gamma \right]}$$

$$\text{avec } \text{tg } \gamma = \phi$$

$$\text{rendement multiplic.: } \eta_m = \frac{\text{tg } \left[\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - \gamma \right]}{\text{Ctg } \beta_1}$$

Le rendement est défini en fonction de l'angle d'inclinaison du filet de la vis β_1 et pour différentes valeurs du coefficient de frottement ϕ .

Les facteurs qui agissent sur le coefficient de frottement ϕ .

- a) Matériaux : L'expérience a montré, lorsque le rendement a une très grande importance que la meilleure solution est :
 - vis en acier
 - Roue en bronze phosphoreux.
- b) Précision d'exécution des dentures de la vis et de la roue et précision de montage : un mauvais montage produit les

mêmes effets qu'une incorrection de denture.

- c) Fini des surfaces : Les conditions les plus favorables de fini sont acquises après un certain temps de fonctionnement
- d) Lubrifiant : le choix des lubrifiants a une très grande importance; les huiles végétales ou les lubrifiants à base de ces huiles , donnent le coefficient de frottement le plus faible.
- e) Vitesse : La vitesse de glissement agit d'une manière très sensible sur le coefficient de frottement, celui-ci est très meilleur lorsque la vitesse de glissement est élevée.
- f) Conditions de pression superficielle : Avec des conditions de lubrification satisfaisantes un accroissement de pression superficielle tend à réduire le coefficient de frottement.

Le tableau (fig. 11) donne le rendement η_m et η_r en fonction de β_1 et f . f est donné par le tableau (fig. 12), en fonction de la vitesse de glissement V_e .

$$V_e = \omega_1 \cdot R_1 \cdot \frac{1}{\sin \beta_1} = \pi \cdot dp \cdot n_1 \cdot \frac{1}{\sin \beta_1}$$

On pose : $\psi = \pi \cdot dp \cdot \frac{1}{\sin \beta_1}$; ce facteur est donné par le tableau (fig. 13), en fonction de β_1 et de dp .

Avec $\beta_1 = 73^\circ 3$

$$d_p = 80 \text{ mm}$$

$$n_1 = 30 \text{ tr/mn} = 0,5 \text{ tr/s}$$

$$\text{on a : } \psi = 0,26 \text{ m}$$

$$\text{et } v_\ell = \psi \cdot n_1$$

$$v_\ell = 0,26 \cdot 0,50 = 0,13 \text{ m/s.}$$

Si on prend pour lubrifiant de l'huile végétale, on trouve $f = 0,06$ d'où le rendement multiplicateur η_m , entre la roue et la vis sans fin (I) qui vaut :

$$\boxed{\eta_{mI} = 0,78}$$

2.4.2 ROUE-VIS SANS FIN (II)

2.4.2.1 Détermination des caractéristiques géométriques.

a) Module.

On utilise la relation déterminée précédemment

$$m^3 \geq \frac{2 C_{IIr}}{R_p \cdot \lambda \cdot Z_2 \cdot Y_2}$$

C_{IIr} : couple sur la roue II

$$C_{IIr} = \frac{C_{IV}}{\eta_{mI}}$$

C_{IV} : couple sur la vis I

$$C_{IIr} = \frac{8445}{0,78} = 10830 \text{ daN mm}$$

$$R_p = 6 \text{ daN/mm}^2$$

$$\lambda = 12$$

$$Z_2 = 60 \text{ dents}$$

$$Y_2 = 0,30$$

$$\rightarrow m^3 \geq \frac{2 \cdot 10830}{6 \cdot 12 \cdot 60 \cdot 0,30} = 16,70$$

$m \geq 2,56$ mm donc on prend un module normalisé de

$M_r = 3 \text{ mm}$

contrainte modifiée :

$$m^3 \geq \frac{2 \cdot C}{R_p \cdot \lambda \cdot Z_2 \cdot Y_2} \rightarrow \sigma = \frac{2C}{m^3 \cdot \lambda \cdot Z_2 \cdot Y_2} \leq R_p.$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot 10830}{27 \cdot 12 \cdot 60 \cdot 0,30} = \underline{\underline{3,75 \text{ daN/mm}^2}}$$

b) Dimensionnement de la roue et vis sans fin II

L'irreversibilité de la machine étant assurée, on pourra prendre un angle d'inclinaison du filet de la vis $\beta_1 < 85^\circ$, ce qui nous permet d'avoir un rendement meilleur.

soit $\beta_1 \approx 70^\circ$

$$\Delta \approx 110 \text{ mm}$$

$$\text{Comme : } Z = \frac{d_p}{M_x} \quad \text{et} \quad \text{tg } \beta_1 = \frac{Z}{Z_1}$$

$$\rightarrow Z = Z_1 \cdot \text{tg } \beta_1$$

$$Z = 4 \cdot 2,747 = 10,98 \approx 11.$$

$$\text{d'autre part : } \Delta = \frac{M_x}{2} (Z + Z_2)$$

$$\rightarrow M_x = \frac{2 \Delta}{(Z + Z_2)}$$

$$M_x = \frac{2 \cdot 110}{(11 + 60)} \approx 3$$

on aura alors : $Z = \frac{2\Delta}{Mx} - Z_2$

$$Z = \frac{2.110}{3} - 60 = 13,33$$

Calcul de β_1 utilisé :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{Z}{Z_1} = \frac{13,33}{4} = 3,333$$

d'où $\beta_1 = 73^\circ,3$.

Ceci nous donne pour les diamètres primitifs

$$d_p = Z.Mx = 40 \text{ mm}$$

$$D_p = Z_2.Mx = 180 \text{ mm}$$

1. Cotes de détail de la vis II.

Système normal, pour $\beta_1 < 75^\circ$

$$S_1 = M_R = Mx.\sin.\beta_1 = 3.0,957 = 2,87 \text{ mm}$$

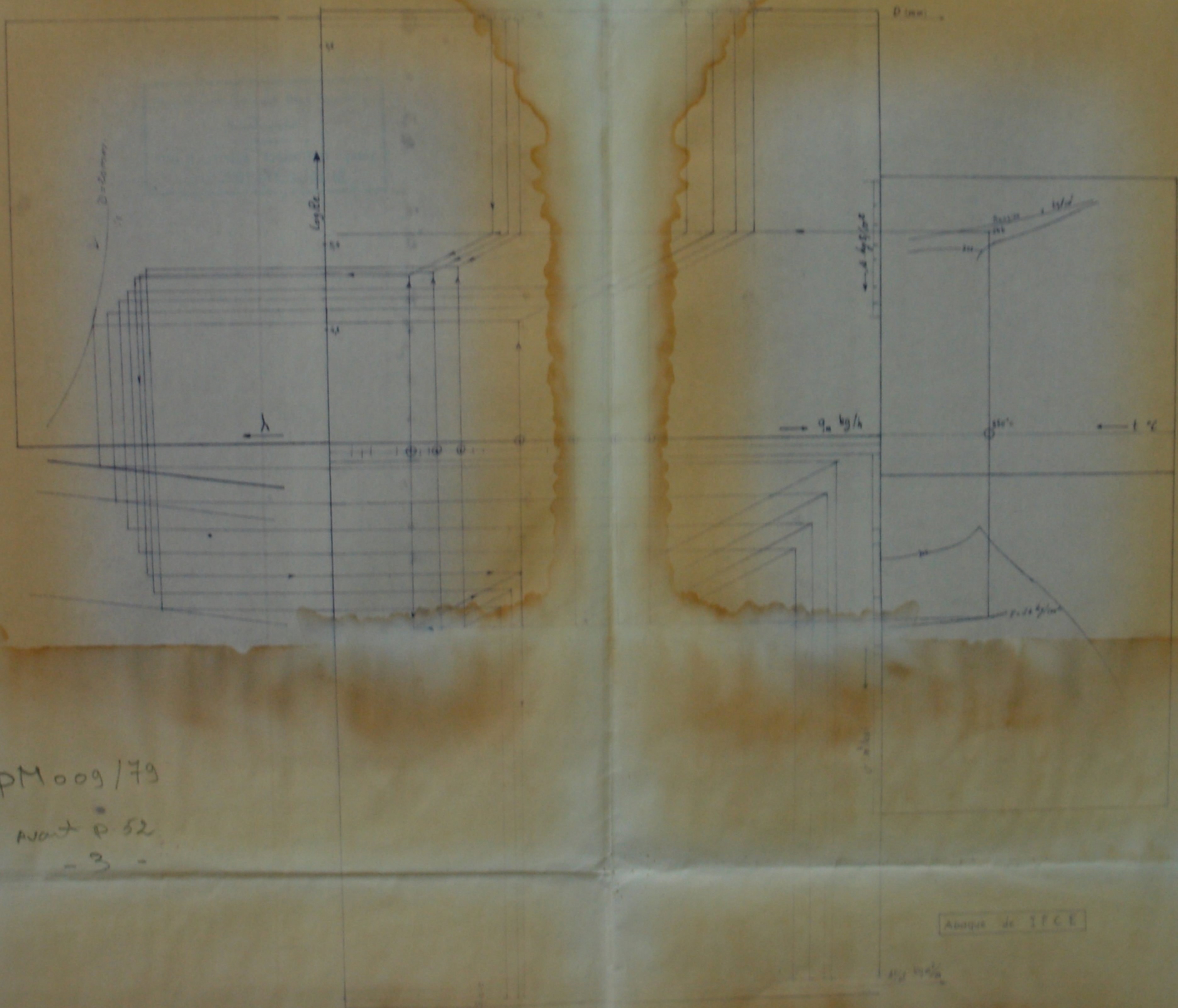
$$C_1 = 1,2 M_R = 3,44 \text{ mm}$$

$$h_1 = 2,2 M_R = 6,32 \text{ mm}$$

$$D_1 = d_p + 2 M_R = 45,75 \text{ mm}$$

$$d_{1/} = d_p - 2,4 M_R = 33,11 \text{ mm}$$

$$e_x = \frac{M_R.\pi}{2} = 4,51 \text{ mm}$$



PM 009 / 79

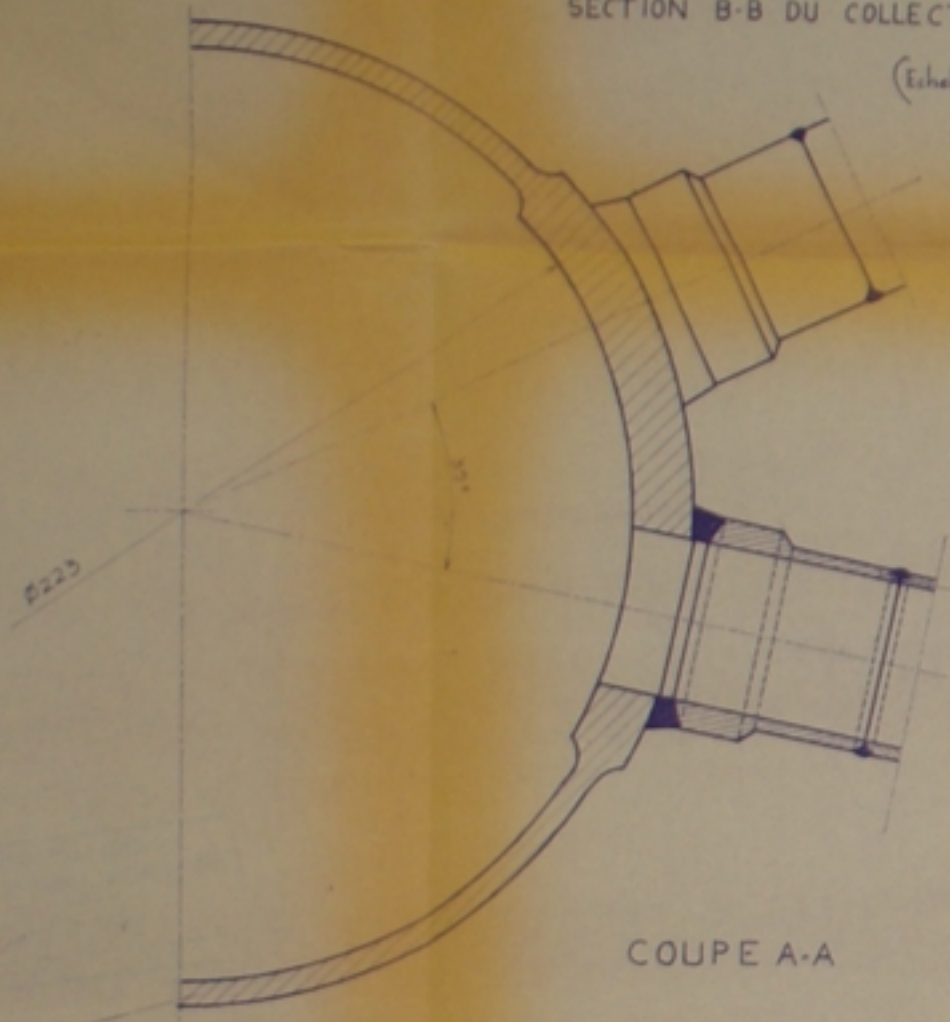
AVANT p 52

- 3 -

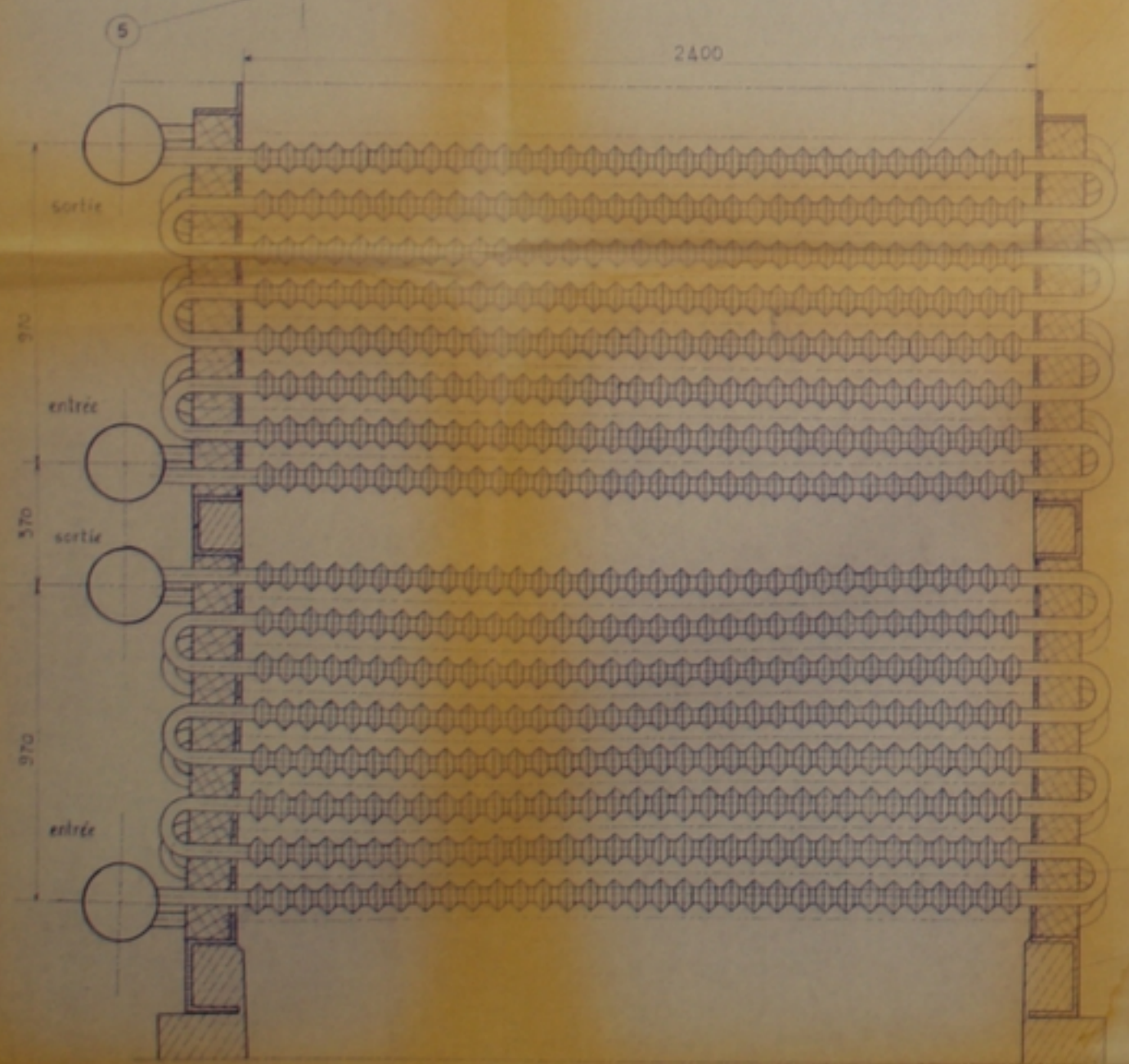
Abaque de IFCE

SECTION B-B DU COLLECTEUR

(Echelle 1)

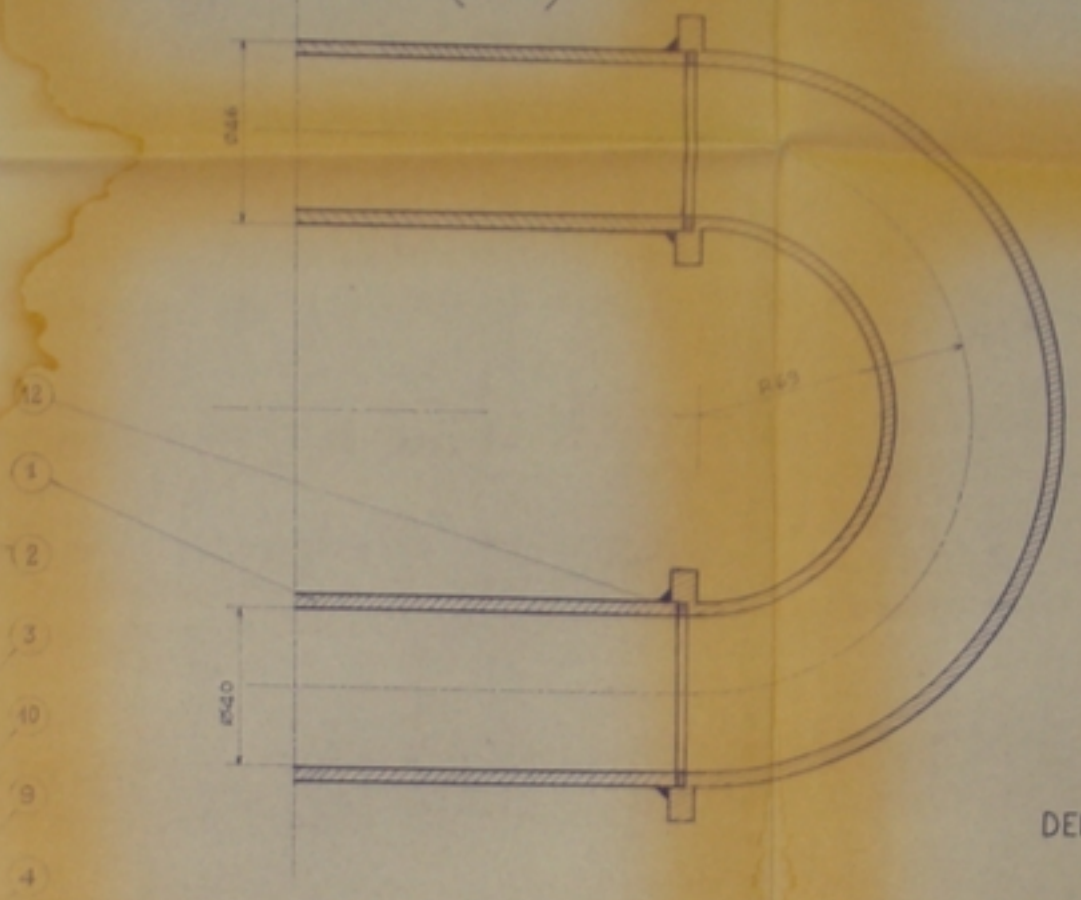


COUPE A-A

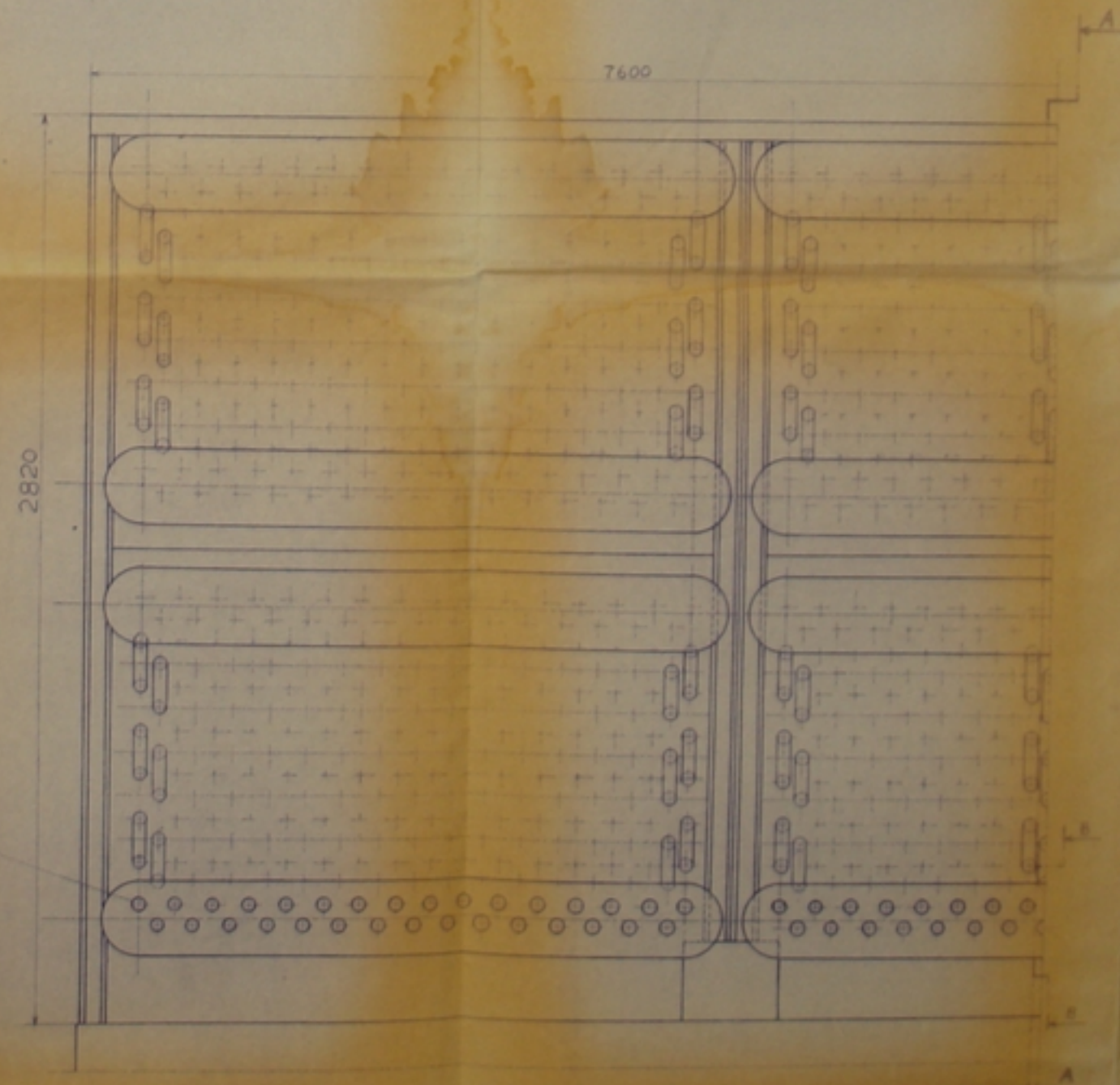


JONCTION DE DEUX TUBES

(Echelle 1)



DEMI - VUE



PM009/79
 10/10/79
 (2)

UNIVERSITE D'ALGER
 BIBLIOTHEQUE

42	JOINT	CUIVRE	
41	ORIFICE D'ENTREE		
10	CORNIERE	L 150X90X13	
9	MUR D'ISOLATION		BRICKES
8	SOCLE		BETON
7	PROFILLE	UAP	SERIE COURANTE
6	PLAQUE SUPPORT	ACIER	
5	COLLECTEUR	ACIER SPECIAL	
4	COUDE	INOX	SOUDE
3	AILETTE	INOX	SOUDEE
2	EMBOUT	INOX	SOUDE
1	TUBE	INOX	Ø/Ø
N°	NATURE	DESIGNATION	OBSERVATION

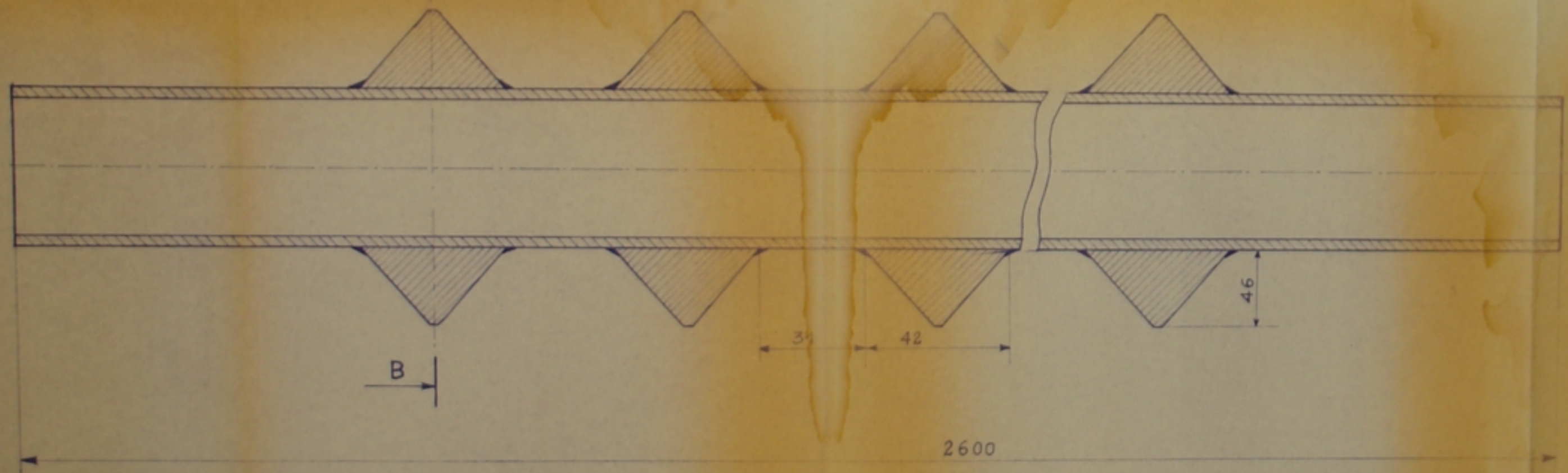
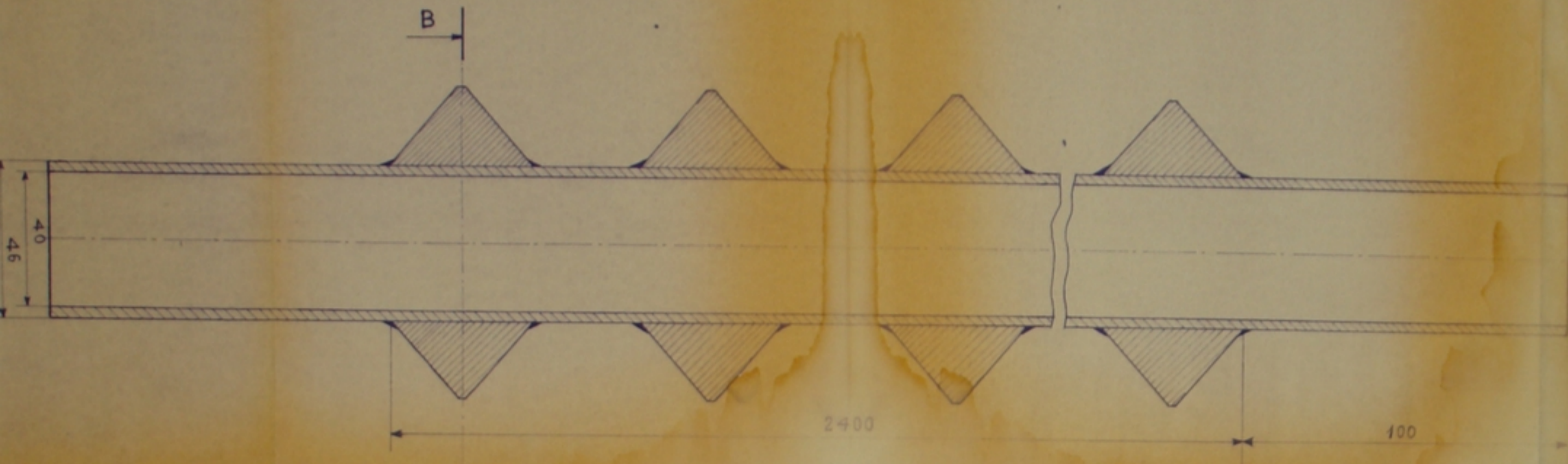
UNIVERSITE D'ALGER
 Ecole nationale polytechnique

GENIE MECANIQUE

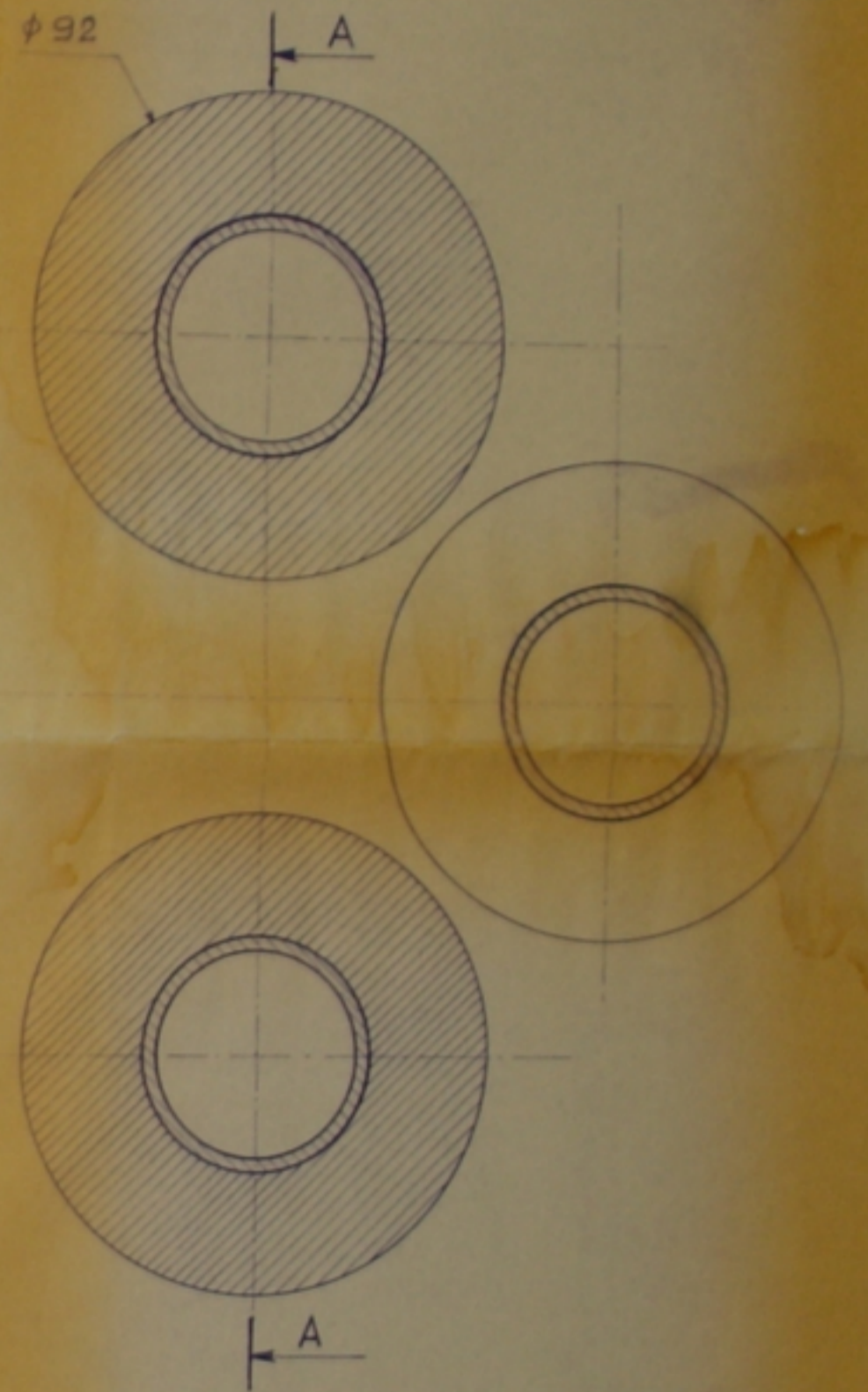
PROJET DE FIN D'ETUDES

DISPOSITION DE LA TUYAUTERIE
 DANS LE SURCHAUFFEUR

COUPE A-A



COUPE B B



PM009/79
AVRIL P. 12

(1)

الجامعة الوطنية للعلوم والتقنية
مكتبة
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

UNIVERSITE D'ALGER ENPA		DEPARTEMENT DE MECANIQUE
PROJET DE FIN D'ETUDES		
JUIN 1979	TUBES DU SURCHAUFFEUR	
Echelle 1		
Plaque n° 1 N°MS- Abkhady el-makh el-Ladaj		

$$L_1 = (8 \cdot D_p \cdot S_1)^{1/2} = 64,32 \text{ mm}$$

Pour $Z_2 = 60$ dents, nous avons $\phi_x = 15^\circ$

-Effort tangentiel sur la vis II

$$T_{II} = \frac{2 C_{II V}}{d_p} \quad C_{II V} : \text{couple sur la vis II}$$

C_{III} : couple sur la roue II

$$C_{II V} = \frac{C_{III}}{r_g}$$

$$C_{II V} = \frac{10830}{15} = 722 \text{ daN mm}$$

$$\rightarrow T_{II} = \frac{2 \cdot 722}{40} = 36 \text{ daN}$$

2. Cotes de détail de la roue II.

Systeme normal, pour $\beta_1 < 75^\circ$

$$S_2 = M_R = 2,87 \text{ mm}$$

$$C_2 = 1,2 M_R = 3,44 \text{ mm}$$

$$h_2 = 2,2 M_R = 6,32 \text{ mm}$$

$$C = 0,5 M_R = 1,44 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_p + 2 M_r = 185,74 \text{ mm}$$

$$d_2 = D_p - 2,4 M_r = 173,10 \text{ mm}$$

$$D = D_p + 3 M_r = 188,61 \text{ mm}$$

$$e_2 = 2 M_r \sqrt{Z+1} = 20 \text{ mm}$$

2.4.2.2 Calcul de résistance

1. Du point de vue rupture

Capacité de la roue à la rupture.

Comme nous l'avons déjà vue précédemment l'effort tangentiel admissible sur la vis II est donné par :

$$T_{o1} = Y \cdot C_c \cdot \sigma_{o2} \cdot M_x \cdot \cos \beta_1 \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s \cdot l_2$$

$$Y \cdot C_c = 1,25$$

$$\sigma_{o2} = 5 \text{ daN/mm}^2$$

$$l_2 = 20 \text{ mm}$$

$$M_x = 3$$

$$\cos \beta_1 = 0,286$$

$$C_v = 0,87 \quad \text{avec} \quad v = 0,94 \text{ m/s}$$

$$C_t = 0,90$$

$$C_s = 0,80$$

$$\rightarrow T_{o1} = 1,25 \cdot 5 \cdot 20 \cdot 3 \cdot 0,286 \cdot 0,87 \cdot 0,90 \cdot 0,80.$$

$$\underline{T_o = 67 \text{ daN}}$$

$$\text{Soit un couple de : } C_{o1} = 67 \cdot \frac{40}{2} = 1340 \text{ daN mm} > C_{IIV} = 722 \text{ daN/mm}$$

2. Du point de vue pression

Capacité de la roue à la pression.

G - Henriot donne :

$$T = k_0 \cdot l_2 \cdot d_p \cdot C_{rp} \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$$

$$k_0 = 0,35$$

$$l = 20$$

$$d_p = 40$$

$$C_{rp} = 1$$

$$C_v = 0,28$$

$$C_t = 0,9$$

$$C_s = 0,8$$

L'effort tangentiel admissible sur la vis II

$$T_{o1} = 0,35 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 1 \cdot 0,28 \cdot 0,9 \cdot 0,8$$

$$\underline{T_{o1} = 56,50 \text{ daN}}$$

$$\text{d'où un couple } C_{o1} = T_{o1} \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$C_{o1} = 1130 \text{ daN mm} > C_{IIV} = 722 \text{ daN mm}$$

$$\text{et une puissance : } P_{o1} = C_{o1} \cdot \omega_1$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{IIV}}{30} ; n_{IIV} : \text{vitesse maximum d'essai au niveau de la vis II}$$

$$n_{IIV} = n_{IV} \cdot i_0 = n_3 = 450 \text{ tr/mn}$$

$$\rightarrow \omega_1 = \frac{\pi \times 450}{30} = 47,1 \text{ rd/s}$$

donc $P_{o1} = 11,3 \times 47,1 = 532 \text{ W}$

donc la capacité de la roue à la pression superficielle, est la capacité effective de l'engrenage considéré II. C'est-à-dire

$$T_{o1} = 56,50 \text{ daN} > T_{II}$$

et

$$P_{o1} = 532 \text{ W}$$

3. Rendement.

$$V_t = \pi \cdot dp \cdot n_{IIV} \frac{1}{\sin \beta_1} = \dot{v} \cdot n_{IIV}$$

Pour $dp = 40 \text{ mm}$ et $\beta_1 = 73^\circ,3$; la Fig. 13, nous donne :

$$\dot{v} = 0,13 \text{ m}. \text{ Comme } n_{IIV} = 450 \text{ tr/mn} = 7,5 \text{ tr/s.}$$

$$\rightarrow V_t = 0,13 \cdot 7,5 = 0,975 \text{ m/s.}$$

En prenant un lubrifiant d'huile végétale, la Fig. 12+ $f = 0,034$

donc on aura un rendement avec $\beta_1 = 73^\circ,3$, de : $\eta_{mII} = 0,88$.

Ceci nous donne un couple effectif à la sortie de la vis II, qui vaut :

$$C_{III \text{ r}} = \frac{C_{IIV}}{\eta_{mII}} = \frac{722}{0,88} = 820 \text{ daN mm}$$

Soit une puissance de :

$$P_{III \text{ r}} = 386 \text{ W}$$

2.4.3 Couples d'engrenages III

2.4.3.1 Détermination des caractéristiques géométriques

a) Calcul du module

Pour les engrenages cylindriques à denture droite, on peut employer la formule simplifiée pour le calcul du module.

$$M^3 \geq \frac{10C}{R_p \cdot \lambda \cdot Z}$$

Le rapport du couple d'engrenage considéré est :

$$\Gamma_{III} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{250}{225} \quad \text{on choisit } Z_1 = 36 \text{ dents, de la série}$$

secondaire on obtient $Z_2 = Z_1 \cdot \Gamma_{III} = 40$ dents, de la série principale. On prend $R_p = 9,2 \text{ daN/mm}^2$ (matériau : XC 48 F-TH.825, Rev. 550°) et $\lambda = 10$

$$\text{on a :} \quad M^3 \geq \frac{10 \cdot C_{III \Gamma}}{R_p \cdot \lambda \cdot Z_2} = \frac{10 \cdot C_{III P}}{R_p \cdot \lambda \cdot Z_1}$$

$$C_{III \Gamma} = 820 \text{ daN mm} \rightarrow C_{III P} = \frac{C_{III \Gamma}}{\Gamma_{III}} = 820 \frac{225}{250} = 730 \text{ daN mm}$$

$$\rightarrow M^3 \geq \frac{10.738}{9,2.10.36} = 2,23.$$

$M \geq 1,3$ mm, on prend un module normalisé de : $M = 1,5$ mm.

b) Contrainte modifiée

$$\sigma = \frac{10.C}{M^3 \lambda . Z} = \frac{10.738}{3,37.10.36} \rightarrow \sigma = 6,1 \text{ daN/mm}^2$$

c) Dimensions du pignon

$$d_p = Z_1.M = 36.1,5 = 54 \text{ mm}$$

$$D_1 = d_p + 2M = 57 \text{ mm}$$

$$d_1 = d_p - 2,5 M = 50,25 \text{ mm}$$

$$S_1 = M = 1,5 \text{ mm}$$

$$C_1 = 1,25 M = 1,87 \text{ mm}$$

$$t_1 = \lambda . M = 15 \text{ mm}$$

d) Dimensions de la roue

$$D_p = Z_2.M = 60 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_p + 2M = 63 \text{ mm}$$

$$d_2 = D_p - 2,5M = 56,25 \text{ mm}$$

$$S_2 = M = 1,50 \text{ mm}$$

$$C_2 = 1,25M = 1,87 \text{ mm}$$

$$l_2 = \lambda.M = 15 \text{ mm}$$

$$\Delta = \frac{D_p + d_p}{2} = 57 \text{ mm}$$

c) Effort tangentiel sur le pignon III

$$T_{III} = \frac{2 \cdot C_{III} \cdot p}{d_p} = \frac{2.738}{54} \rightarrow \boxed{T_{III} = 27,5 \text{ daN}}$$

f) Puissance moteur

La vitesse maximum d'essai est obtenue à l'aide de $N_2 = 500 \text{ tr/Mn}$

donc la puissance au niveau du pignon III est :

$$P_{III} = C_{III} p \cdot \omega_2$$

$$\omega_2 = \frac{\pi N_2}{30} = 52,3 \text{ rd/s.}$$

$$\rightarrow P_{III} = 7,38 \cdot 52,3 = 386 \text{ W}$$

Le rendement des arbres sur les paliers varie de 0,9 à 0,98 selon le mode de guidage (palier en bronze, roulements...). Si on prend le rendement des paliers $\eta_p = 0,95$ (guidage sur roulements), on aura : Une puissance P_{moteur} de : (en régime normal)

$$P_{mn} = \frac{P_{III}}{p}$$

$$P_{mn} = 406 \text{ W}$$

2.4.3.2 CALCUL DES DENTURES

A- Calcul de résistance

1- Formule de base : On utilise la méthode du point de contact unique. La formule classique de résistance des matériaux donnant la contrainte de flexion maximum dans la section d'encastrement est :

$$t = \frac{T.Ck}{L.M.Y.C_C}$$

En tenant compte des coefficients correctifs, on obtient :

$$t = \frac{T}{L.M.Y.C_C.C_V.C_t.C_S}$$

au point F, nous avons une contrainte de tension t_t

au point E, nous avons une contrainte de compression t_c

Donc l'effort tangentiel maximum admissible est :

Pour le pignon : $To_1 = to_1 . L.M.Y_1.C_{C1}.C_V.C_t.C_S$

Pour la roue : $To_2 = to_2 . L.M.Y_2.C_{C2}.C_V.C_t.C_S$

$to_1 = to_2 = 9,2 \text{ daN/mm}^2$: contrainte admissible

$l = 15 \text{ mm}$: largeur de denture

$M = 1,5 \text{ mm}$: module

$Y_1 = 0,37$; $Y_2 = 0,38$: facteur de forme

$C_{c1} = 1,86$; $C_{c2} = 2,04$: facteur de conduite
 $C_v = 0,837$: facteur de vitesse
 $C_t = 0,65$: facteur de durée
 $C_s = 0,8$: facteur de service.

$$\rightarrow T_{o1} = 9,2.15.1,5.0,37.1,86.0,837.0,65.0,8 = \underline{62,5 \text{ daN}}$$

$$T_{o2} = 9,2.15.1,5.0,38.2,04.0,837.0,65.0,8 = \underline{70 \text{ daN}}$$

B. Pression superficielle

On utilise la formule de Hertz , comme formule de base, pour la détermination de la pression superficielle.

$$s = 0,59 \left[\frac{F_u \left(\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} \right)}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} \right]^{1/2} ; F_n = \frac{T}{L} : \text{effort unitaire}$$

En tenant compte des coefficients correctifs des formules de base, on aura l'effort tangentiel maximum admissible :

-Pour le pignon : $T_{o1} = k_{o1} . \ell . d_p . C_r . C_v . C_t . C_s$

-Pour la roue : $T_{o1} = k_{o2} . \ell . D_p . C_r . C_v . C_t . C_s$

$k_{o1} = k_{o2} = 0,5$: Limite pratique admissible

$\ell = 15 \text{ mm}$: Largeur de denture

$d_p = 54 \text{ mm}$; $D_p = 60 \text{ mm}$: Diamètre primitif

C_r	=	0,526	:	Facteur de rapport
C_v	=	0,837	:	Facteur de vitesse
C_t	=	0,32	:	Facteur de durée
C_s	=	0,8	:	Facteur de service

$$\rightarrow T_{O1} = 0,5.15.54.0,526.0,837.0,32.0,8 = \underline{46 \text{ daN}}$$

$$T_{O2} = 0,5.15.60.0,526.0,837.0,32.0,8 = \underline{56 \text{ daN}}$$

La capacité du couple d'engrenages III

- Effort tangentiel : $T_O = 46 \text{ daN.} > T_{III}$

- Couple : $C_O = T_O \cdot \frac{dp}{2} = 1242 \text{ daN mm}$ ou $C_O = 12,42 \text{ Nm} > C_{III}$

- Puissance transmise : $P_O = C_O \cdot \omega_2 = 12,42.52,4$

$$P_O = 650 \text{ W} > P_{III}$$

2.4.4 Couples d'engrenages IV

2.4.4.1 Détermination des caractéristiques géométriques

a) module.

$$M^3 \geq \frac{10 C_{IV \Gamma}}{R_p \cdot \lambda \cdot Z_2} = \frac{10 C_{IV p}}{R_p \cdot \lambda \cdot Z_1}$$

Le rapport du couple d'engrenages IV est : $\Gamma_{IV} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1000}{225}$

Si on choisit $Z_1 = 18$ dents, de la série secondaire

on obtient $Z_2 = 80$ dents, de la série principale

$$R_p = 9,2 \text{ daN/mm}^2$$

$$\lambda = 10$$

$$\text{Nous avons } C_{IV \Gamma} = 820 \text{ daN} \rightarrow C_{IV p} = \frac{C_{IV \Gamma}}{\Gamma_{IV}} = 820 \times \frac{225}{1000}$$

$$C_{IV p} = 185 \text{ daN mm}$$

$$\rightarrow M^3 \geq \frac{10 \cdot 185}{9,2 \cdot 10 \cdot 18} = 1,12$$

$M \geq 1,045$; on prend

$M = 1,5 \text{ mm}$

b) Contrainte modifiée.

$$\sigma = \frac{10.C}{M^3 \lambda . Z} = \frac{10.185}{3,37.10.18} \rightarrow \sigma = \underline{3,06 \text{ daN/mm}^2}$$

c) Dimensions du pignon.

$$d_p = z_1 M = 18.1,5 = 27 \text{ mm}$$

$$D_1 = d_p + 2M = 30 \text{ mm}$$

$$d_1 = d_p - 2,5 M = 23,25 \text{ mm}$$

$$S_1 = M = 1,5 \text{ mm}$$

$$C_1 = 1,25 M = 1,87 \text{ mm}$$

$$l_2 = \lambda . M = 15 \text{ mm}$$

d) Dimensions de la roue

$$D_p = z_2 . M = 120 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_p + 2M = 123 \text{ mm}$$

$$d_2 = D_p - 2,5M = 116,25 \text{ mm}$$

$$S_2 = M = 1,50 \text{ mm}$$

$$C_2 = 1,25 M = 1,87 \text{ mm}$$

$$l_2 = \lambda . M = 15 \text{ mm}$$

$$\Delta = \frac{D_p + d_p}{2} = 73,50 \text{ mm}$$

e) Effort tangentiel sur le pignon IV.

$$T_{IV} = \frac{2 \cdot C_{IV.p}}{d_p} = \frac{2.185}{27} \rightarrow \boxed{T_{IV} = 13,7 \text{ daN}}$$

f) Puissance moteur.

-La vitesse d'essai est obtenue à l'aide de $N_1 = 1000 \text{ tr/mn}$

d'où $P_{IV} = C_{IV.p} \cdot \omega_1$

$$\omega_1 = \frac{\pi N_1}{30} = 104,5 \text{ rd/s}$$

$$\rightarrow P_{IV} = 1,85 \cdot 104,5 = 194 \text{ W}$$

En prenant $\eta_p = 0,95$, on obtient : $P_{mn} = \frac{P_{IV}}{\eta_p}$

$$\boxed{P_{mn} = 204 \text{ W}}$$

2.4.4.2 Calcul des dentures

A -Calcul de résistance

L'effort tangentiel maximum admissible est donné par :

Pour le pignon : $To_1 = to_1 \cdot \ell \cdot M \cdot Y_1 \cdot C_{c1} \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$.

Pour la roue : $To_2 = to_2 \cdot \ell \cdot M \cdot Y_2 \cdot C_{c2} \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$.

$to_1 = to_2 = 9,2 \text{ daN/mm}^2$:	Contrainte admissible
$\ell = 15 \text{ mm}$:	Largeur de denture
$M = 1,5 \text{ mm}$:	Module
$Y_1 = 0,3 ; Y_2 = 0,42$:	Facteur de forme
$C_{c1} = 1,85 ; C_{c2} = 2,04$:	Facteur de conduite
$C_s = 0,80$:	Facteur de vitesse
$C_t = 0,65$:	Facteur de durée
$C_v = 0,76 ; V = 1,9 \text{ m/s}$:	Facteur de vitesse

$$\rightarrow To_1 = 9,2 \cdot 15 \cdot 1,5 \cdot 0,3 \cdot 1,86 \cdot 0,76 \cdot 0,65 \cdot 0,8 = \underline{46 \text{ daN}}$$

$$To_2 = 9,2 \cdot 15 \cdot 1,5 \cdot 0,42 \cdot 2,04 \cdot 0,76 \cdot 0,65 \cdot 0,8 = \underline{70 \text{ daN}}$$

B -Pression superficielle

L'effort maximum tangentiel admissible

Pignon : $To_1 = ko_1 \cdot \ell \cdot dp \cdot C_r \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$.

$To_2 = ko_2 \cdot \ell \cdot Dp \cdot C_r \cdot C_v \cdot C_t \cdot C_s$.

- $k_{o1} = k_{o2} = 0,5$: Limite pratique admissible
 $d_p = 27 \text{ mm}$; $D_p = 120 \text{ mm}$: Diamètre primitif
 $C_r = 0,816$: Facteur de rapport
 $C_t = 0,32$: Facteur de durée

On obtient : $T_{o1} = 0,5.15.27.0,876.0,76.0,32.0,8 = \underline{32,2 \text{ daN}}$

$T_{o2} = 0,5.15.120.0,816.0,76.0,32.0,8 = \underline{143 \text{ daN}}$

Ce qui nous donne pour capacité du couple d'engrenage IV :

-Effort tangentiel : $T_o = 32,2 \text{ daN} > T_{IV}$

-Couple : $C_o = T_o \cdot \frac{d_p}{2} = 435 \text{ daN mm}$ ou $C_o = 4,35 \text{ Nm} > C_{IV}$

-Puissance transmise: $P_o = C_o \cdot \omega_1 = 4,35.104,5$

$\underline{P_o = 456 \text{ W} > P_{IV}}$

Résultats que nous considérons acceptables.

Moteur choisi
=====

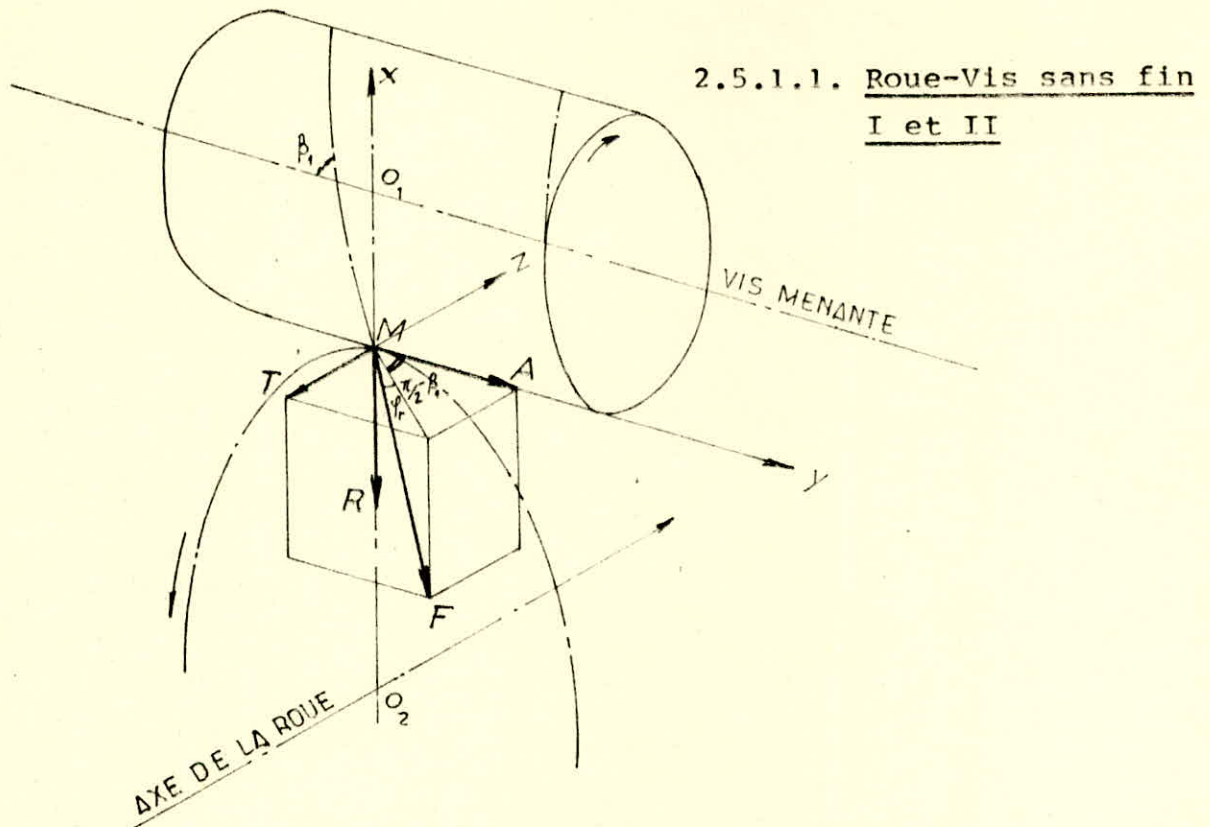
La puissance maximum que doit fournir le moteur en régime normal est $P_{mn} = 406 \text{ W}$; fournie au niveau du pignon III. En tenant compte des pertes dues aux démarrages, et du rendement du moteur.

Nous prendrons un moteur d'une puissance de : deux chevaux (2ch) soit $\approx 1,5 \text{ KW}$.

-Caractéristiques du moteur choisi :

2.5. ETUDE DYNAMIQUE.

2.5.1. Efforts sur les dentures.



La réaction de la vis sur la roue se traduit par une force F , dirigée suivant la normale commune aux dentures en contact ; on supposera cette force appliquée en M , point de contact de la circonférence primitive de la roue avec le cylindre primitif de la vis. Décomposant la force F suivant les axes x, y, z .

T : Poussée axiale sur la roue, qui est tangente au cylindre primitif de la vis ($-M_z$).

A : Force tangentielle sur la roue, qui est parallèle à l'axe de la vis (M_y).

R : Poussée radiale sur la roue, qui est suivant la normale commune aux dentures (-MX).

-Roue-Vis sans fin I

$$T_1 = \frac{2 \cdot C_{IV}}{dp}$$

C_{IV} : Couple sur la vis I

dp : Diamètre primitif de la vis I

$$T_1 = \frac{2 \cdot 8445}{80} = \underline{211 \text{ daN}}$$

$$A_1 = T \cdot \text{tg } \beta_1$$

$$A_1 = 211 \cdot 2,855 = \underline{603 \text{ daN}}$$

$$R_1 = \frac{T}{\cos \beta_1} \cdot \text{tg } \phi_r$$

$$\text{tg } \phi_r = \text{tg } \phi_x \cdot \sin \beta_1 = 0,2517 \quad ; \quad \text{avec } \phi_x = 15^\circ \text{ et } \beta_1 = 70^\circ,7$$

$$\rightarrow R_1 = \frac{211}{0,33} \cdot 0,2517 = \underline{162 \text{ daN}}$$

$$F_1 = \frac{T}{\cos \beta_1 \cdot \cos \phi_r}$$

$$F_1 = \frac{211}{0,33 \cdot 0,969} = \underline{662 \text{ daN}}$$

-Roue-Vis sans fin II

$$T_2 = \frac{2C_{IIV}}{dp}$$

C_{IIV} : Couple sur la vis II

dp : Diamètre primitif de la vis II

$$T_2 = \frac{2.722}{40} = \underline{36 \text{ daN}}$$

$$A_2 = T \cdot \text{tg} \beta_1$$

$$A_2 = 36 \cdot 3,33 = \underline{120 \text{ daN}}$$

$$R_2 = \frac{T}{\cos \beta_1} \cdot \text{tg} \phi_r \quad ; \quad \phi_x = 14^\circ,5 \text{ et } \beta_1 = 73^\circ,3$$

$$R_2 = \frac{36}{0,287} \cdot 0,251 = 31,5 \text{ daN}$$

$$F_2 = \frac{T}{\cos \beta_1 \cdot \cos \phi_r}$$

$$F_2 = \frac{36}{0,287 \cdot 0,969} = \underline{130 \text{ daN.}}$$

2.5.1.2. Couples d'engrenages III et IV.

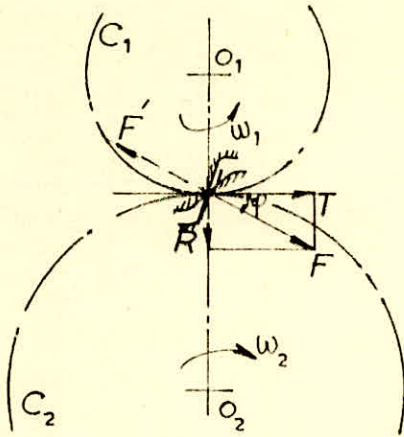
L'action de la denture du pignon sur celle de la roue se traduit par la force F, que nous décomposons en :

-Composante Tangentielle : T

-Composante Radiale : R

Inversement, la réaction de la roue sur le pignon se traduit par une force F', égale et directement opposée à F.

Pour les couples d'engrenages III et IV, nous utiliserons des engrenages parallèles à dentures droites ; avec



$\phi = 20^\circ$ (angle de pression)

- Engrenage III

$$T_3 = \frac{2C_{III\Gamma}}{D_p}$$

$C_{III\Gamma}$: Couple sur la roue III

D_p : Diamètre primitif de la roue III.

$$T_3 = \frac{2.820}{60} = \underline{27,5 \text{ daN}}$$

$$R_3 = T \cdot \text{tg} \phi$$

$$R_3 = 27,5 \cdot 0,363 = \underline{10 \text{ daN}}$$

- Engrenage IV

$$T_4 = \frac{2C_{IV\Gamma}}{D_p}$$

$C_{IV\Gamma}$: Couple sur la roue IV

D_p : Diamètre primitif de la roue IV.

$$T_4 = \frac{2.820}{120} = \underline{13,7 \text{ daN}}$$

$$R_4 = T \cdot \text{tg} \phi$$

$$R_4 = 13,7 \cdot 0,363 = \underline{5 \text{ daN}}$$

2.5.2. EFFORT SUR LES ARBRES ET LES PALIERS

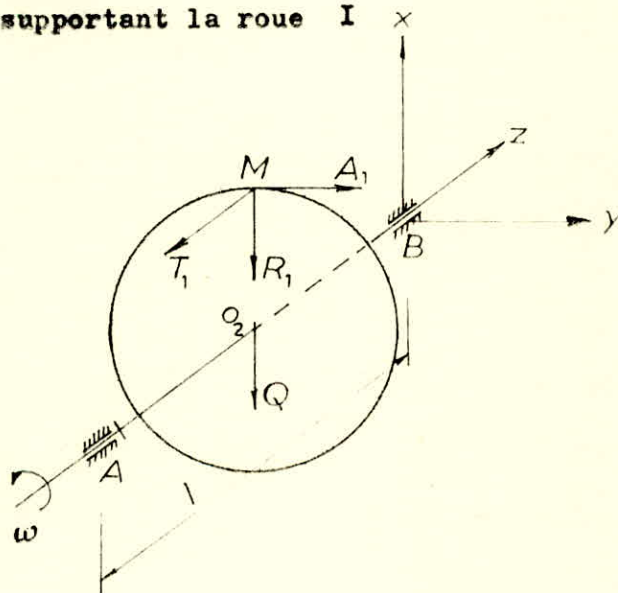
2.5.2.1. Roue-Vis sans fin I et II

La réaction de la roue sur la vis admet trois composantes :

- Composante tangentielle : T' (opposée à T)
- Composante axiale : A' (opposée à A)
- Composante radiale: R' (opposée à R)

I - Arbre supportant la roue I

Roue I.



Diamètre primitif : $D_p = 420$ mm

réaction de la vis sur la roue :

$$T_1 = 211 \text{ daN}$$

$$A_1 = 603 \text{ daN}$$

$$R_1 = 162 \text{ daN, au milieu de AB}$$

$$Q = 53 \text{ daN, au milieu de AB : Action due au poids de la roue}$$

Réactions sur les appuis :

On pose $l = 120$ mm, le moment due à l'effort axial $(T) = \frac{T_I \cdot D_P}{2}$

est équilibré par deux forces égales et opposées en A et B, valant :

$$\frac{T_1 \cdot D_P}{2 \cdot l} = \frac{211.420}{2.120} = \underline{370 \text{ daN}}$$

Dressons sous forme de tableau, les composantes des réactions en A et B, sur 3 axes x, y, z, dues respectivement à T_1 , A_1 et $R_I + Q$.

Composantes	X_A	Y_A	Z_A	X_B	Y_B
$T_1 = 211 \text{ daN}$	370	0	211	-370	0
$A_1 = 603 \text{ daN}$	0	-301,5	0	0	-301,5
$R_I + Q = 215 \text{ daN}$	107,5	0	0	107,5	0
	477,5	-301,5	211	-262,5	-301,5

$$\text{Action résultante en A : } R_A = (X_A^2 + Y_A^2)^{1/2} = \left[(477,5)^2 + (-301,5)^2 \right]^{1/2}$$

$$\approx \underline{565 \text{ daN}}$$

$$\text{Action résultante en B : } R_B = (X_B^2 + Y_B^2)^{1/2} = \left[(-262,5)^2 + (-301,5)^2 \right]^{1/2}$$

$$\approx \underline{400 \text{ daN}}$$

Nous admettons que l'arbre de la roue est monté sur roulements

-Donc le roulement en A est calculé pour une charge radiale de :

$$R_A = 565 \text{ daN et une charge axiale de : } T_1 = 211 \text{ daN.}$$

-Le roulement de B est calculé pour la même charge radiale, car le sens du mouvement (et des réactions de contact) peut être inversé.

-L'Arbre de la roue est calculé à une contrainte idéale résultant de la torsion et de la flexion.

-Mouvement de torsion :

$$m_t = C = A_1 \cdot \frac{D_p}{2} = 603 \cdot \frac{420}{2} = 129\,000 \text{ daN mm} = \underline{1290 \text{ Nm}}$$

-Moment de flexion :

$$m_f = R_A \cdot \frac{\ell}{2} = 565 \cdot \frac{120}{2} = 33900 \text{ daN mm} = \underline{339 \text{ Nm}}$$

-Moment idéal

$$m_i = (m_t^2 + m_f^2)^{1/2} = \left[(1290)^2 + (339)^2 \right]^{1/2} = \underline{1330 \text{ Nm}}$$

-Diamètre minimum de l'arbre (au niveau de la section dangereuse

$$\text{Pour un diamètre plein : } 1/\nu = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$$

$$\rightarrow d^3 \geq \frac{10 m_i}{R_p} \quad ; \quad \text{en prenant } R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$$

$$d \geq \left[\frac{10 \cdot 133000}{10} \right]^{1/3}$$

→ d = 51 mm

Comme l'arbre qui porte la roue I, est un arbre creux de section

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_o^2) ; \quad D : \text{diamètre extérieur de l'arbre}$$

d_o : diamètre intérieur de l'arbre

$$\text{donc : } D = \left[\frac{45}{\pi} + d_o^2 \right]^{1/2}$$

$$\text{si on prend } d_o = 70 \text{ mm} \rightarrow D = \left[4 \cdot \frac{\pi d^2}{4\pi} + d_o^2 \right]^{1/2}$$

$$D = \left[51^2 + 70^2 \right]^{1/2} = 86,5 \text{ mm}$$

on prend :

D = 88 mm

2. Arbre supportant la vis I et la roue II

Nous avons L_1 : longueur de la partie filetée de la vis I = 125 à 150 mm

A_1 : entraxe (roue-vis sans fin I)
= 250 mm

ce qui nous permet de prendre : $l_1 = 125 \text{ mm}$

$$l_2 = 35 \text{ mm}$$

d_p : diamètre primitif de la vis I = 80 mm

D_p : diamètre primitif de la roue II = 180 mm

nous n'ignorerons le poids de la vis I et celle de la roue II.

$$T_1' = 211 \text{ daN}$$

$$T_2 = 36 \text{ daN}$$

$$A_1' = 603 \text{ daN}$$

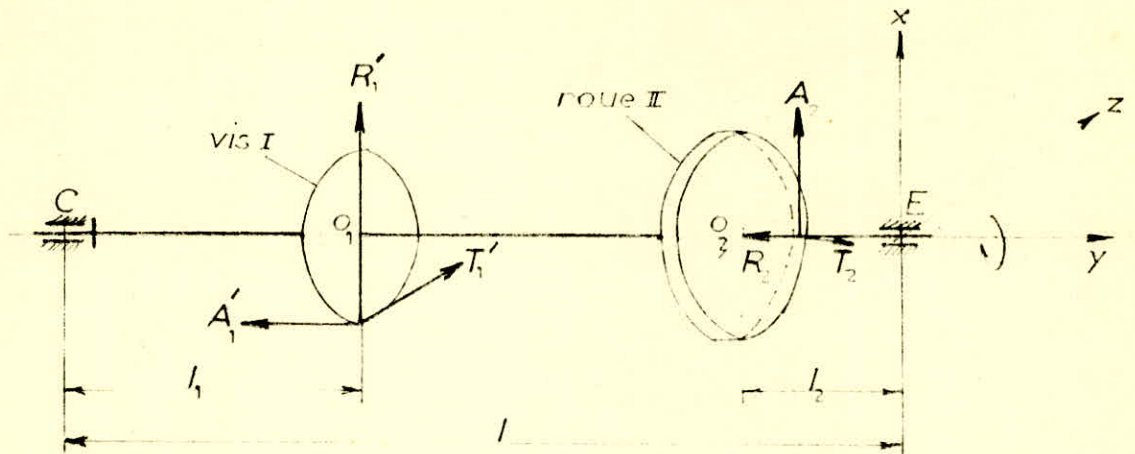
$$A_2 = 120 \text{ daN}$$

$$R_1' = 162 \text{ daN}$$

$$R_2 = 31,5 \text{ daN}$$

Composantes des réactions en C et E suivant X, Y, Z, dues à T_1' , A_1' , R_1' et à T_2 , A_2 , R_2

Composantes	X_C	Y_C	Z_C	X_E	Y_E	Z_E
$T_1' = 211 \text{ daN}$	0	0	-128,5	0	0	-82,5
$A_1' = 603 \text{ daN}$	-93	603	0	93	0	0
$R_1' = 162 \text{ daN}$	-98,5	0	0	-63,5	0	0
$T_2 = 36 \text{ daN}$	0	-36	0	0	0	0
$A_2 = 120 \text{ daN}$	-13	0	0	-107	0	0
$R_2 = 31,5 \text{ daN}$	0	0	3,5	0	0	28
	-205	565	-125	77,5	0	-54,5



Action résultante en C : $R_C = (X_C^2 + Z_C^2)^{1/2} =$

$$\left[(-205)^2 + (-125)^2 \right]^{1/2} = \underline{240 \text{ daN}}$$

Action résultante en E : $R_E = (X_E^2 + Z_E^2)^{1/2} + \left[(77,5)^2 + \right.$

$$\left. (-54,5)^2 \right]^{1/2} = 95 \text{ daN}$$

-L'arbre de vis est monté sur roulement s; la butée de C est calculée pour une charge radiale : $R_C = 240 \text{ daN}$ et une charge axiale $Y_C = 567 \text{ daN}$.

-L'arbre de la roue est calculé à une contrainte idéale résultant de la torsion et de la flexion.

Moment de Torsion :

$$m_t = C = A_2 \cdot \frac{Dp}{2} + T' \cdot \frac{dp}{2} = 120 \cdot \frac{180}{2} + 211 \cdot \frac{80}{2} = 19250 \text{ daN mm}$$

$$m_t = 192,5 \text{ Nm}$$

moment de flexion au point O_1 :

$$mf/O_1 = R_C \cdot l_1 = 240 \cdot 125 = 30000 \text{ daN mm} = 300 \text{ Nm}$$

moment de flexion au point O_3 :

$$mf/O_3 = R_E \cdot l_2 = 95 \cdot 35 = 3320 \text{ daN mm} = 33,2 \text{ Nm}$$

moment idéal :

$$m_i = (m_{t \max}^2 + m_{f \max}^2)^{1/2} = \left[(192,5)^2 + (300)^2 \right]^{1/2}$$

$$\underline{m_i = 356 \text{ Nm}}$$

Diamètre minimum de l'arbre au niveau de la section dangereuse

$$\sigma = \frac{m_i}{I/V} \leq R_p$$

Pour les arbres circulaires pleins : $I/V = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$

$$\rightarrow d^3 \geq 10 \frac{m_i}{R_p}$$

$$d \geq \left[10 \frac{m_i}{R_p} \right]^{1/3}$$

Si on prend $R_p = 10$ de N/mm^2 , on aura :

$$d \geq \left[\frac{10.356\ 00}{10} \right]^{1/3} = 33\ \text{mm}$$

$$\rightarrow d = 34\ \text{mm}$$

3. Arbre supportant la vis II.

$L_f = 65\ \text{mm}$: longueur de la partie filetée de la vis II

$\Delta_2 = 110\ \text{mm}$: entraxe (roue-vis sans fin II)

d'où $l = 120\ \text{mm}$.

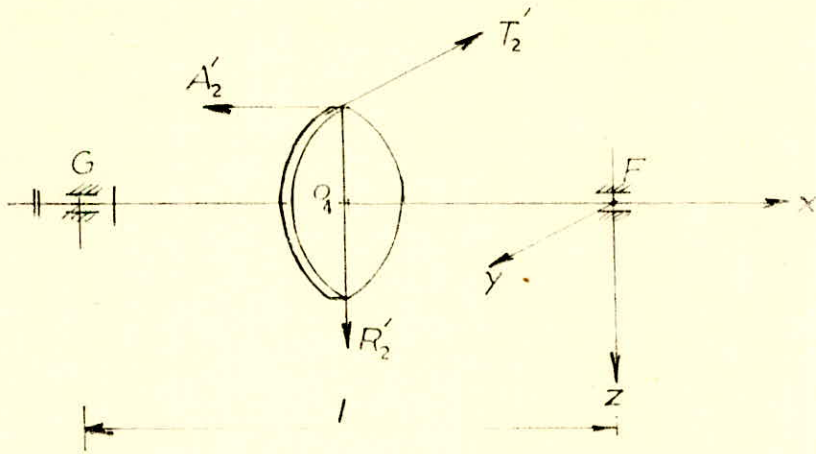
$d_p = 40\ \text{mm}$: diamètre primitif de la vis

on néglige le poids de la vis II.

Le moment due à l'effort axial (A'_2) = $\frac{A'_2 \cdot d_p}{2}$, est équilibré par deux forces égales en F et G, valant :

$$\frac{A'_2 \cdot d_p}{2l} = \frac{120.40}{2.120} = \underline{20\ \text{daN}} .$$

Réactions en F et G sur les 3 axes x, y, z, dues à T'_2 , A'_2 et R'_2 .



composantes	X_G	Y_G	Z_G	Y_F	Z_F
$T_2' = 36 \text{ daN}$	0	18	0	18	0
$A_2' = 120 \text{ daN}$	120	0	-20	0	20
$R_2' = 32 \text{ daN}$	0	0	-16	0	-16
	120	18	-36	18	4

Action résultante en F : $R_F = (Y_F^2 + Z_F^2)^{1/2} = [18^2 + 4^2]^{1/2} = 18,5 \text{ daN.}$

$$\text{Action résultante en G : } R_G = (Y_G^2 + Z_G^2)^{1/2} = [18^2 + (-36)^2]^{1/2} = 40 \text{ daN.}$$

Nous admettons que l'arbre de la vis est monté sur roulements

-Le roulement en G est calculé pour une charge radiale de :
 $R_G = 40 \text{ daN}$ et une charge axiale de $A_2' = 120 \text{ daN}$.

-Le roulement en F est calculé pour la même charge radiale.
(40 daN).

-L'arbre de la roue est calculé à une contrainte idéale résultant de la torsion et de la flexion.

.moment de torsion :

$$m_t = C = T_2' \cdot \frac{dp}{2} = 36 \cdot \frac{40}{2} = 720 \text{ daN mm.} = 7,2 \text{ Nm.}$$

.moment de flexion :

$$m_f = R_G \cdot \frac{l}{2} = 40 \cdot \frac{120}{2} = 4800 \text{ daN mm} = 48 \text{ Nm.}$$

.moment idéal :

$$m_i = (m_t^2 + m_f^2)^{1/2} = [(7,2)^2 + 48^2]^{1/2} = 48,6 \text{ Nm.} \Rightarrow d_{min} = 17 \text{ mm}$$

2.5.2.2 Engrenages III et IV.

1- L'arbre supportant les roues III et IV.

Voir schema - 82 - bis

$$a = 30 \text{ mm}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

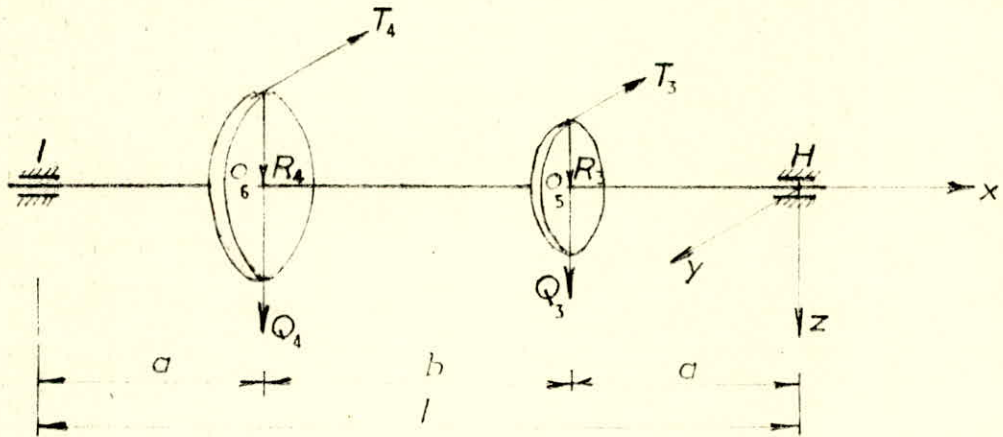
$$Dp_4 = 120 \text{ mm}$$

$$Dp_3 = 60 \text{ mm}$$

-Réactions sur les appuis.

Dressons un tableau comme pour les roues et vis sans fin :

Composantes	Y_H	Z_H	Y_I	Z_I
$T_3 = 27,5 \text{ daN}$	19,20	0	8,30	0
$R_3+Q_3=10,5 \text{ daN}$	0	-7,35	0	-3,15
$T_4 = 13,7 \text{ daN}$	4,10	0	9,60	0
$R_4+Q_4= 6,5 \text{ daN}$	0	-1,95	0	-4,55
	23,30	-9,30	17,9	-7,70



Il faut remarquer que les roues III et IV ne reçoivent pas le mouvement moteur simultanément. Donc pour le calcul de l'arbre nous devons considérer une seule roue en fonctionnement (exemple roue III).

-Actions résultantes en H et I (Considérons la roue III en position de travail).

$$\text{-Au point H : } R_H = (Y_H^2 + Z_H^2)^{1/2} = \left[(19,2)^2 + (-7,35)^2 \right]^{1/2} = 20,6 \text{ daN}$$

$$\text{-Au point I : } R_I = (Y_I^2 + Z_I^2)^{1/2} = \left[(8,3)^2 + (-3,15)^2 \right]^{1/2} = 8,9 \text{ daN}$$

L'arbre portant III et IV est monté sur **roulements**, le roulement en H, ainsi que celui en I sont calculés pour une charge radiale de 21 daN cet arbre est calculé à une contrainte idéale résultant de la torsion et de la flexion.

-moment de torsion :

$$m_t = T_3 \cdot \frac{D_p}{2} = 27,5 \cdot \frac{60}{2} = 810 \text{ daN mm} = \underline{8,1 \text{ Nm}}$$

-moment de flexion :

$$m_f/05 = R_H \cdot a = 21 \cdot 30 = 630 \text{ daNmm} = \underline{6,3 \text{ Nm}}$$

-moment idéal :

$$m_i = (m_t^2 + m_f^2)^{1/2} = \left[(8,1)^2 + (6,3)^2 \right]^{1/2} = 10,5 \text{ Nm}$$

-Diamètre minimum de l'arbre au niveau de la section dangereuse.

$$\sigma = \frac{m_i}{I/V} \leq R_p$$

$$I/V \geq \frac{\pi d^3}{82} \approx 0,1 d^3.$$

$$d^3 \geq 10 \frac{m_i}{R_p}$$

Avec $R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$, on a : $d \geq \left(\frac{10 \cdot 1050}{10} \right)^{1/3} = 10,3$

$$\rightarrow \boxed{d = 11 \text{ mm}}$$

2. L'arbre qui porte les pignons III et IV.

Etant donné que l'action de la denture du pignon sur celle de la roue est égale et directement opposée à la réaction de la roue sur celle du pignon, la distance entre les pignons III et IV est la même que celle entre les roues. donc on prendra le même diamètre minimum que celui calculé précédemment :

$$d_{\min} = 11 \text{ mm}$$

2.5.3. Détermination des roulements et butées.

1 - Arbre supportant la roue I.

a) Roulement en A.

Nous prenons une durée de vie = 40 000h.

La charge dynamique équivalente à des charges radiales F_r et axiales F_a est donnée par : $P_A = X.V.F_r + Y.F_a$.

avec :

$$F_r = 565 \text{ daN}$$

$$F_a = 211 \text{ daN}$$

V = facteur de vitesse

X = facteur radial

Y = facteur axial

Le catalogue S.K.F. nous donne :

$v = 1$ (La charge tourne par rapport à la bague intérieure)

$$\frac{F_a}{V.Fr} = \frac{211}{565} = 0,373 \rightarrow X = 1$$

$$Y = 1,7$$

$$\rightarrow P_A = 565 + 1,7 \cdot 211 = 923,7 \text{ daN}$$

capacité de charge en A :

$$C_A = P_A \cdot k \cdot L^{1/3}$$

Pour un mécanisme commandé par engrenages bien taillés :

$$k = 1,25$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot \text{Durée de vie}}{10^6} = \frac{2 \cdot 60 \cdot 40\,000}{10^6} = 4,8 \text{ Millions}$$

$$L^{1/3} = 1,7 \quad (N \text{ étant la vitesse maximum d'essai})$$

$$\rightarrow \underline{C_A = 923,7 \cdot 1,25 \cdot 1,7 = 1962 \text{ daN.}}$$

b) roulement en B.

$$Fr = 565 \text{ daN}$$

$$Fa = 0$$

$$\text{donc } P_B = Fr = 565 \text{ daN.}$$

la capacité de charge en B : $C_B = P_B \cdot k \cdot L^{1/3}$

$$\underline{C_B = 565 \cdot 1,25 \cdot 1,7 = 1200 \text{ daN}}$$

-Le palier A, subit une charge mixte, ce qui porte notre choix sur un roulement à rouleaux coniques.

Le catalogue S.K.F nous donne pour un diamètre d'arbre = 90 mm et une capacité de charge $C_A \geq 1963 \text{ daN}$, un roulement de la série 302 indice 180 c'est-à-dire :

→ Roulement A = 160 x 90 x 30

. Roulement, B : 160 x 90 x 30 ; puisque les roulements coniques s'emploient par paire.

1 - Arbre supportant la vis I et la roue II

a) Roulement en C :

Charge dynamique équivalente :

$$P_C = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_r = 240 \text{ daN}$$

$$F_a = 567 \text{ daN}$$

$$V = 1, \frac{F_a}{V \cdot F_r} = 2,37 \rightarrow X = 0,65$$

$$Y = 2$$

$$\rightarrow P_C = 1 \cdot 0,65 \cdot 240 + 2 \cdot 567 = 1290 \text{ daN}$$

La capacité de charge en C :

$$C_C = P_C \cdot k \cdot L^{1/3}$$

$$k = 1,25$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot 40\ 000}{10^6} = \frac{30 \times 60 \times 40\ 000}{10^6} = 72 \text{ Million.}$$

$$\rightarrow L^{1/3} = 4,2$$

$$\text{donc } C_C = 1290 \cdot 1,25 \times 4,2 = \underline{6800 \text{ daN}}$$

b) roulement en E.

$$F_r = 240 \text{ daN}$$

$$F_a = 0 \text{ daN}$$

$$\rightarrow P_E = V \cdot X \cdot F_r = 0,65 \cdot 240 = 156 \text{ daN}$$

Capacité de charge en E :

$$C_E = P_E \cdot k \cdot L^{1/3}$$

$$C_E = 156 \cdot 1,25 \cdot 4,2 = 820 \text{ daN.}$$

La distance entre les paliers $CE = \ell_2 = 320 \text{ mm}$, nous permet de choisir pour le palier C : une paire de roulements coniques et pour le palier E un roulement à une rangée de billes.

Le catalogue S.K.F nous donne pour un diamètre d'arbre = 40 mm.

Sur le palier C, avec $C_C \geq 6800 \text{ daN}$, un roulement de la série : 323 indice 08 c'est-à-dire : 80 x 40 x 33.

Sur le palier E, avec $C_E \geq 820 \text{ daN}$, un roulement de la série 60 indice 08 c'est-à-dire : 68 x 40 x 15.

3° Arbre supportant la vis II.

a) roulement en G

Charge dynamique équivalente :

$$P_G = V.X.Fr + YFa$$

$$Fr = 40 \text{ daN}$$

$$Fa = 120 \text{ daN.}$$

$$V = 1 ; \frac{Fa}{V.Fr} = 3 \rightarrow \begin{matrix} X = 0,65 \\ Y = 2 \end{matrix}$$

$$\rightarrow P_G = 1.0,65.40 + 2.120 = 266 \text{ daN}$$

capacité de charge en G :

$$C_G = P_G.k.L^{1/3}$$

$$k = 1,25$$

$$L = \frac{N.60.40 \ 000}{10^6} = \frac{450.60.40 \ 000}{10^6} = 1080 \text{ Million.}$$

$$L^{1/3} = 10,25$$

$$\rightarrow C_G = 266.1,25.10,25 = \underline{3410 \text{ daN}}$$

b) Roulement en F.

$$F_r = 40 \text{ daN}$$

$$F_a = 0$$

$$\rightarrow P_F = V.X.F_r = 0,65.40 = 26 \text{ daN.}$$

capacité de charge en F :

$$C_F = P_F.k.L^{1/3}$$

$$C_F = 26.1,25 \times 10,25 = \underline{333 \text{ daN.}}$$

Nous prendrons un roulement à rouleaux coniques en G et un autre en F. Pour un diamètre d'arbre = 25 mm et une capacité $C_G \geq 3410 \text{ daN}$.

Le catalogue S.k.F nous donne un roulement de la série 323 indice 05.

→ Le roulement en G et en F = 52 x 25 x 24.

4. Arbre supportant les roues III et IV.

a) roulement en I

Les roues III et IV sont des roues cylindriques à dentures droites, donc la charge axiale sur les paliers I et H est nulle ($F_a = 0$).

-Charge dynamique équivalente.

$$P_I = V.X.Fr$$

$$Fr = 25 \text{ daN}$$

$$V = 1 \text{ et } X = 1$$

$$\rightarrow P_I = 25 \text{ daN.}$$

capacité de charge en I :

$$C_I = P_I \cdot k \cdot L^{1/3}$$

$$k = 1,25$$

$$L = \frac{N \cdot 60 \cdot 40 \ 000}{10^6}, \text{ on prendra } N = 500 \text{ tr/mm.}$$

Vitesse de l'arbre moteur,
donnant la plus grande vitesse
d'essai.

$$L = \frac{500 \cdot 60 \cdot 40 \ 000}{10^6} = 1200$$

$$L^{1/3} \approx 10,6$$

$$\rightarrow C_I = 25 \cdot 1,25 \cdot 10,6 = \underline{\underline{324 \text{ daN}}}$$

b) roulement en H

Le roulement en H a la même capacité de charge que celui de I $C_H = \underline{\underline{324 \text{ daN}}}$.

-donc, nous prendrons des roulements à une rangée de billes, en I et en H.

Le catalogue donne pour un diamètre d'arbre = 15 mm et $C > 324 \text{ daN}$ un roulement de la série 60 indice 02 c'est-à-dire: 32 x 15 x 9.

5. Arbre supportant les pignons III et IV.

Pour les paliers J et k, nous prendrons les mêmes roulements que pour les paliers H et I.

2.5.4. Choix des Accouplements.

Nous choisirons des accouplements élastiques Paulstra. L'organe élastique est constitué par une ou plusieurs masses de caoutchouc adhérent à des pièces métalliques liées à chacun des arbres.

Le caoutchouc travaille au cisaillement, il en résulte une grande élasticité en torsion $\theta \leq 20^\circ$ et dans le sens radial $\delta \leq 10 \text{ mm}$.

On peut admettre une inclinaison α des arbres l'un par rapport à l'autre de 2 à 3° et un déplacement relatif axial $A \leq 2 \text{ à } 5 \text{ mm}$.

Il accepte des vitesses de rotation qui peuvent aller jusqu'à 1500 tr/mn. Les couples transmis peuvent aller de: 0,8 Nm à $4 \cdot 10^3 \text{ Nm}$. Ce qui correspond pour $N = 1000 \text{ tr/mn}$ à des puissances de 100 W à 420 KW.

-Caractéristiques des accouplements choisis :

Type : RADIAFLEX R1-6

n° : 61 11 06

Puissance à 1000 tr/mn = 10 ch \approx 7,36 KW.

Couple \approx 80 mN.

MODIFICATIONS DE DIMENSIONS

Nous attirons l'attention du lecteur , sur le dimensionnement des des couples d'engrenages III et IV

Dans le paragraphe 2.4.3.I nous avons : $\Delta_{III} = 57 \text{ mm}$

" " 2.4.4.I " " : $\Delta_{IV} = 73,5 \text{ mm}$

Or pour que l'engrenement soit possible , il faut que : $\Delta_{III} \quad \Delta_{IV}$

nous avons $\Delta = \frac{D_p + d_p}{2}$ et $D_p = M \cdot Z_2$

$$d_p = M \cdot Z_I$$

Donc pour conserver les rapports de réduction établis et changer la valeur de Δ on doit modifier la valeur des modules.

Nous prendrons $M_{III} = 2 \text{ mm}$ au lieu de $1,5 \text{ mm}$

et $M_{IV} = 1,55 \text{ mm}$ au lieu de $1,5 \text{ mm}$

cela nous donnera :

$$\begin{array}{l} \text{a) } d_p = Z_I \cdot M = 36 \cdot 2 = 72 \text{ mm} \\ D_p = Z_2 \cdot M = 40 \cdot 2 = 80 \text{ mm} \end{array} \quad \left| \quad \Delta_{III} = \frac{72 + 80}{2} = 76 \text{ mm} \right.$$

$$\begin{array}{l} \text{b) } d_p = Z_I \cdot M = 18 \cdot 1,55 = 28 \text{ mm} \\ D_p = Z_2 \cdot M = 80 \cdot 1,55 = 124 \text{ mm} \end{array} \quad \left| \quad \Delta_{IV} = \frac{28 + 124}{2} = 76 \text{ mm} \right.$$

Cette modification de module ne fait qu'augmenter la sécurité des engrenages , puisque les efforts tangentiels se trouvent diminués .

$$T_{III} = \frac{2C_{III P}}{d_p} = 20,5 \text{ daN au lieu de } 27,5 \text{ daN}$$

$$T_{IV} = \frac{2C_{IV P}}{d_p} = 13,2 \text{ daN au lieu de } 13,7 \text{ daN}$$

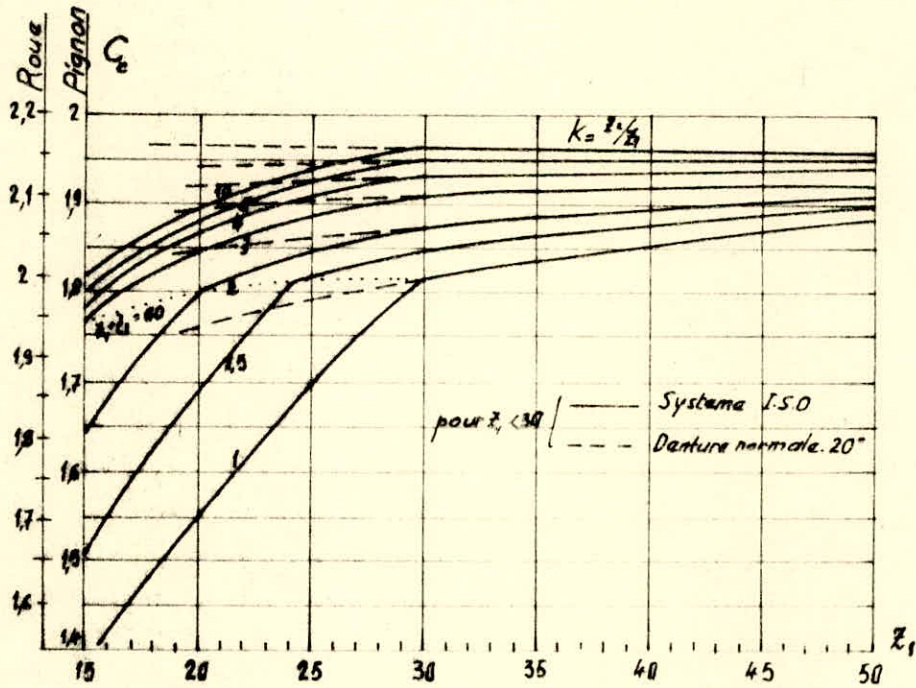


Fig. : I. Facteur de conduite C_c

Engrenages parallèles et engrenages concourants. Résistance à la rupture.

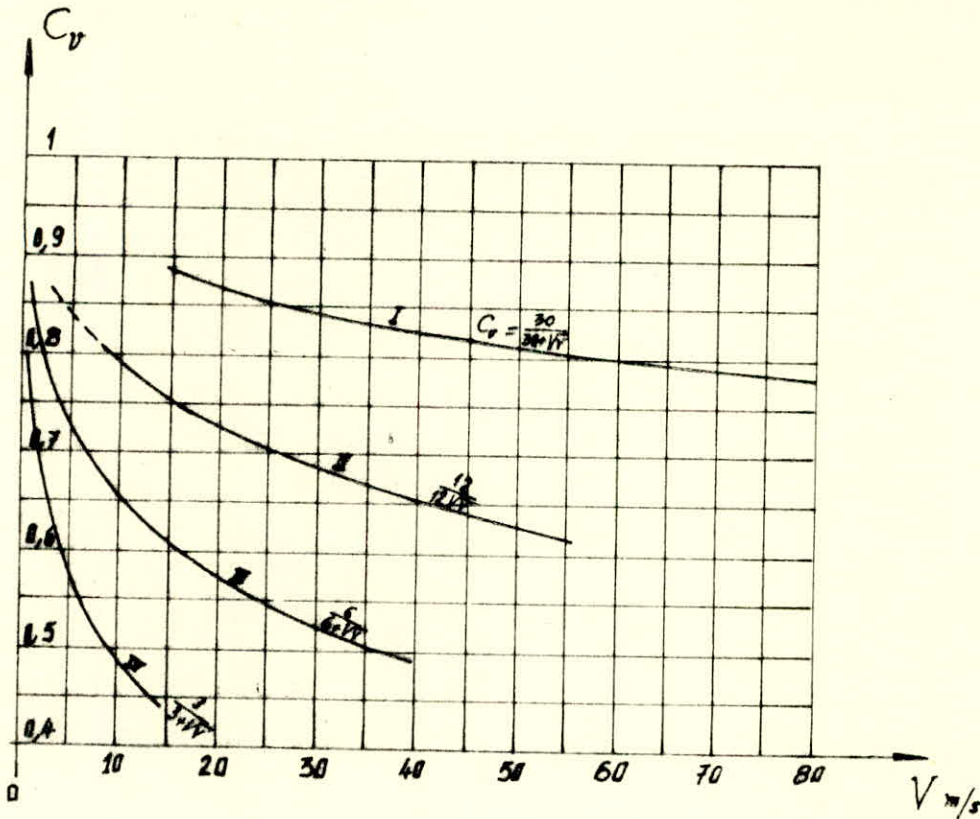


Fig. : 2 Facteur de vitesse C_v

Engrenages parallèles et Engrenages concourants

Le facteur de vitesse C_v , permet de tenir compte des surcharges dynamique qui interviennent durant le fonctionnement.

Classe I -Dentures de très grande précision, pour engrenage à grande vitesse.

Classe II -Dentures de précision, la vitesse périphérique peut atteindre et même dépasser 50 m/s.

Classe III -Dentures de bonne qualité commerciales, la valeur de vitesse se situe aux environs de 20 m/s.

Classe IV -Dentures de qualité médiocre, vitesse ne doit pas dépasser 5 à 10 m/s.

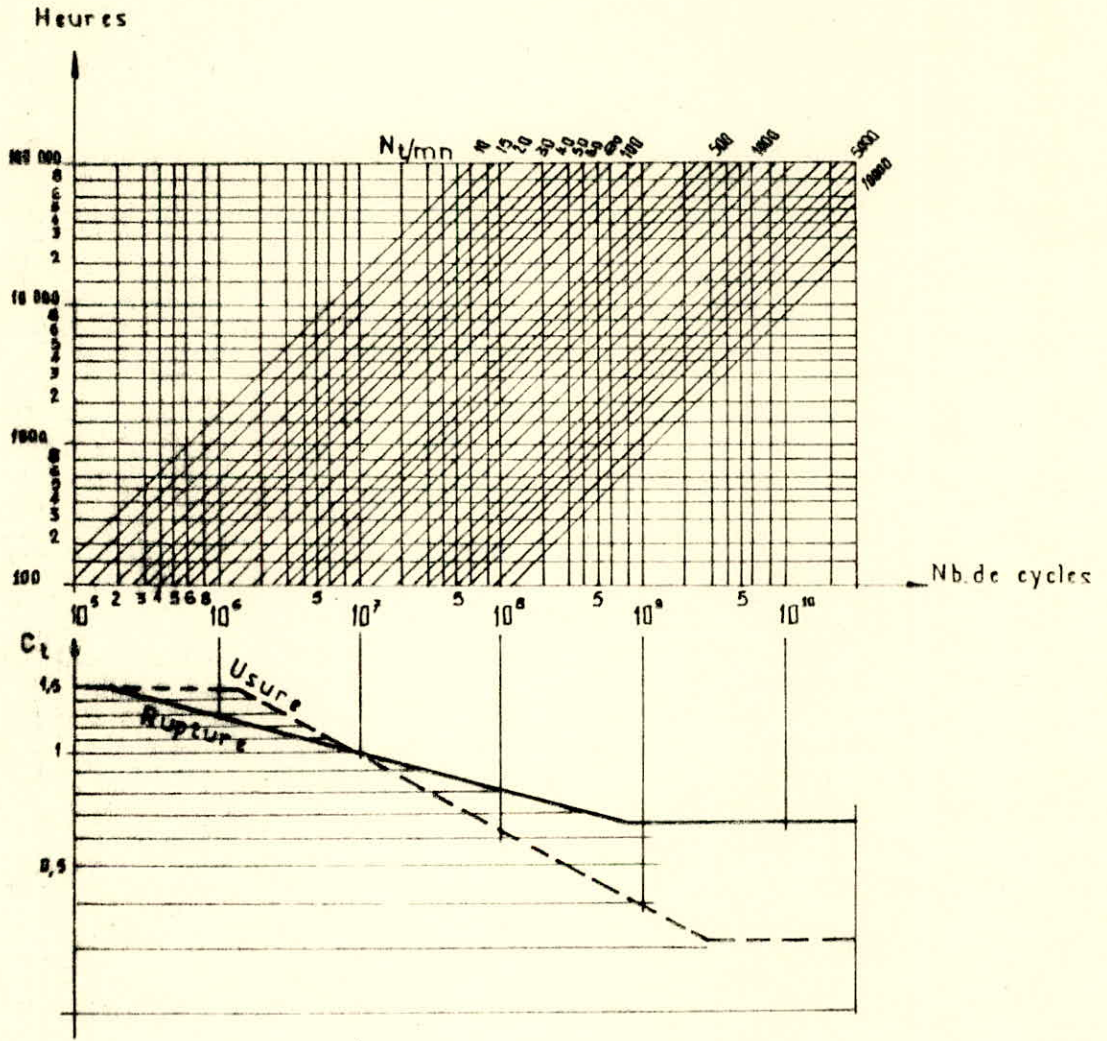


Fig. : 3 Facteur de durée C_t

Engrenages parallèles et engrenages concourants.

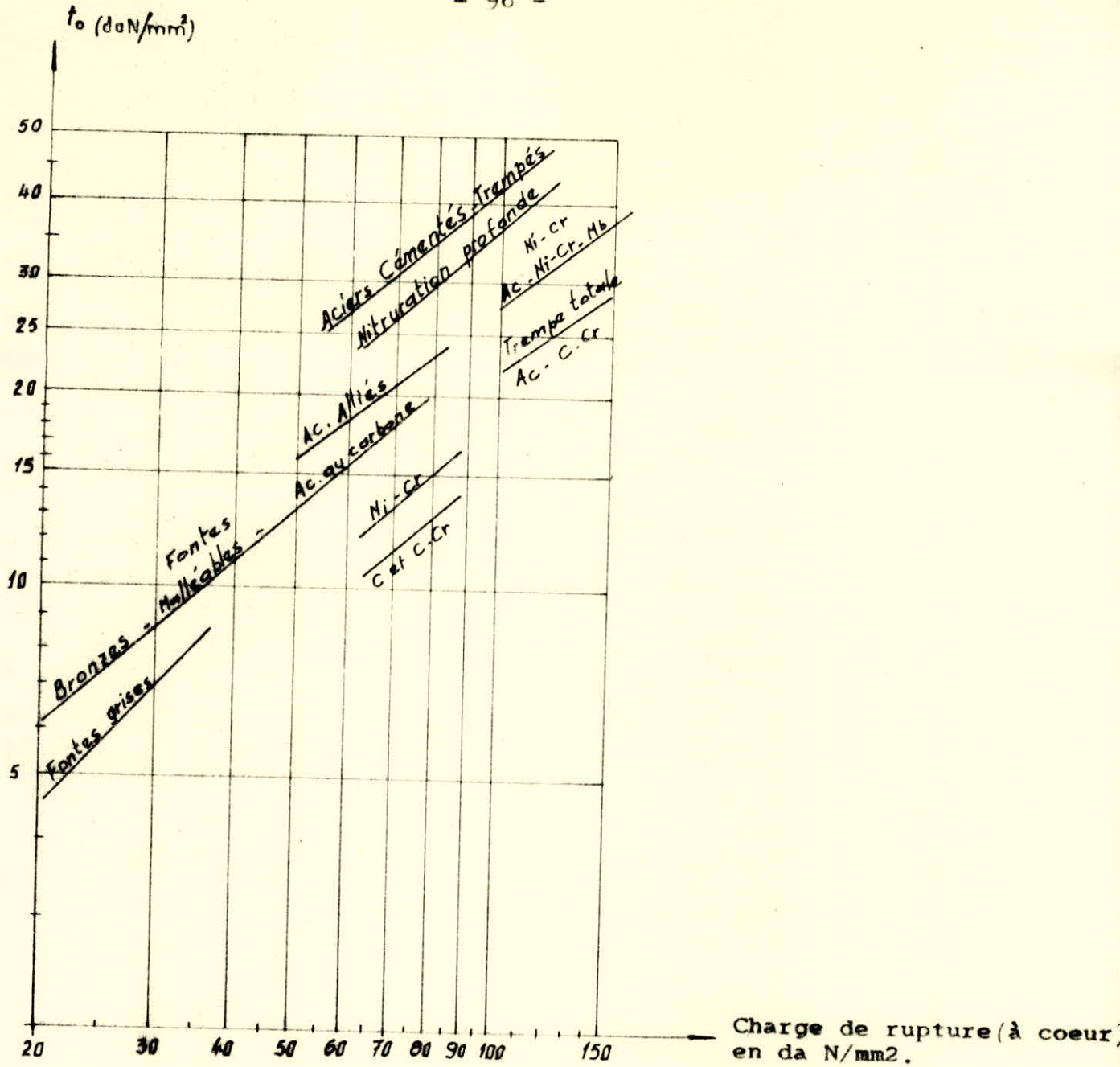


FIG : 4 - Limite pratique de T_0 (daN/mm^2).

La limite pratique admissible t_0 , est donnée en fonction de la charge de rupture à coeur.

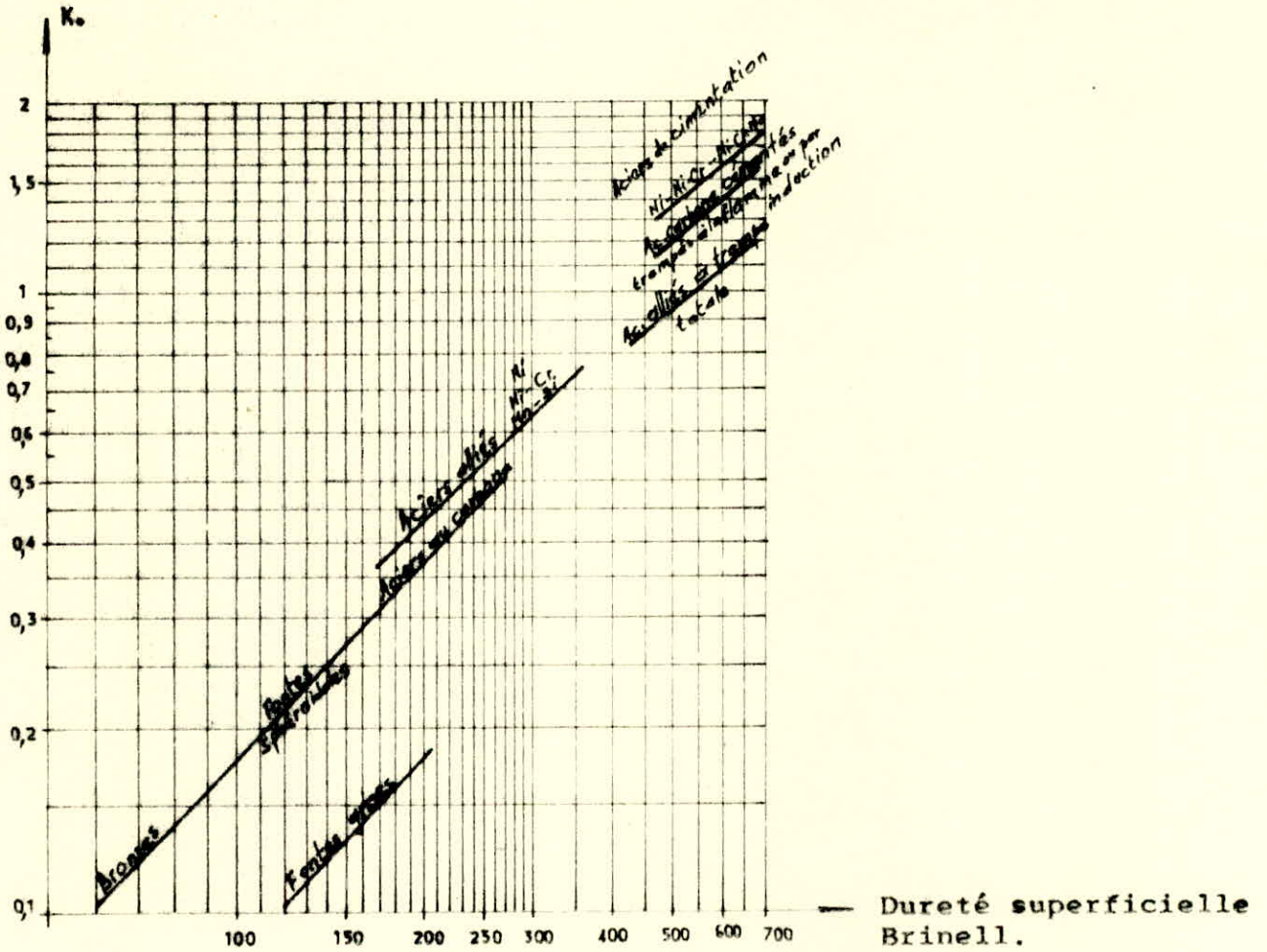


Fig.: 7 Limite pratique de K_o

K_o la limite pratique admissible est donnée en fonction de la dureté superficielle.

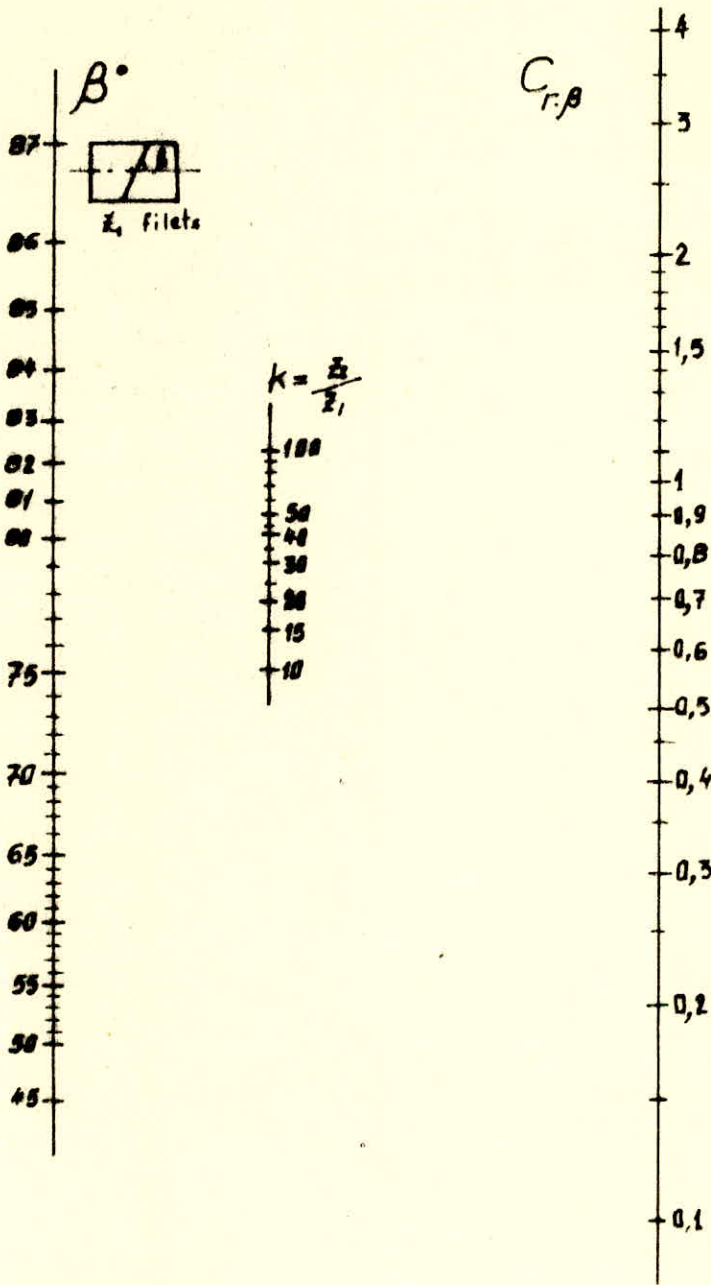
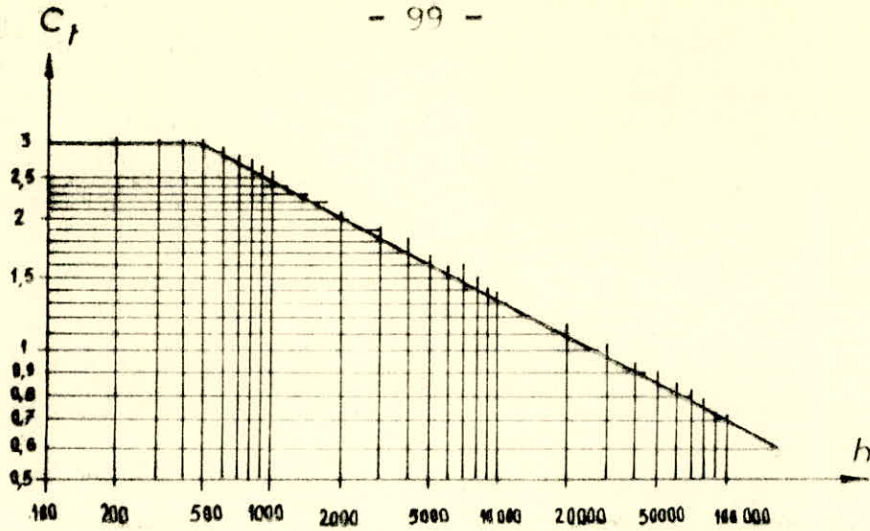


Fig. : 8 Facteur de rapport et d'inclinaison

Facteur de rapport et d'inclinaison. : $C_{r,\beta} = \frac{K^{0,8}}{[\text{tg } \beta]^{1,8}}$



temps de fonctionnement total en heure.

Fig. : 9 Facteur de durée. Engrenage à vis sans fin.

$$C_t = \frac{1}{\left[\frac{N_c}{107} \right]^{0,10}}$$

avec N_c : nombre de cycles de mise en charge.

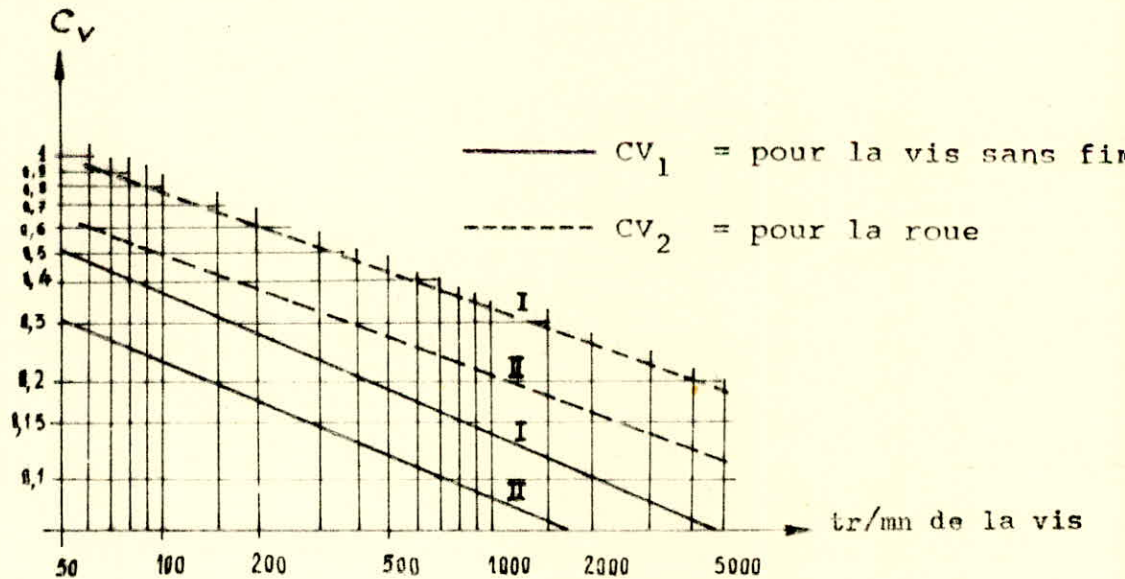
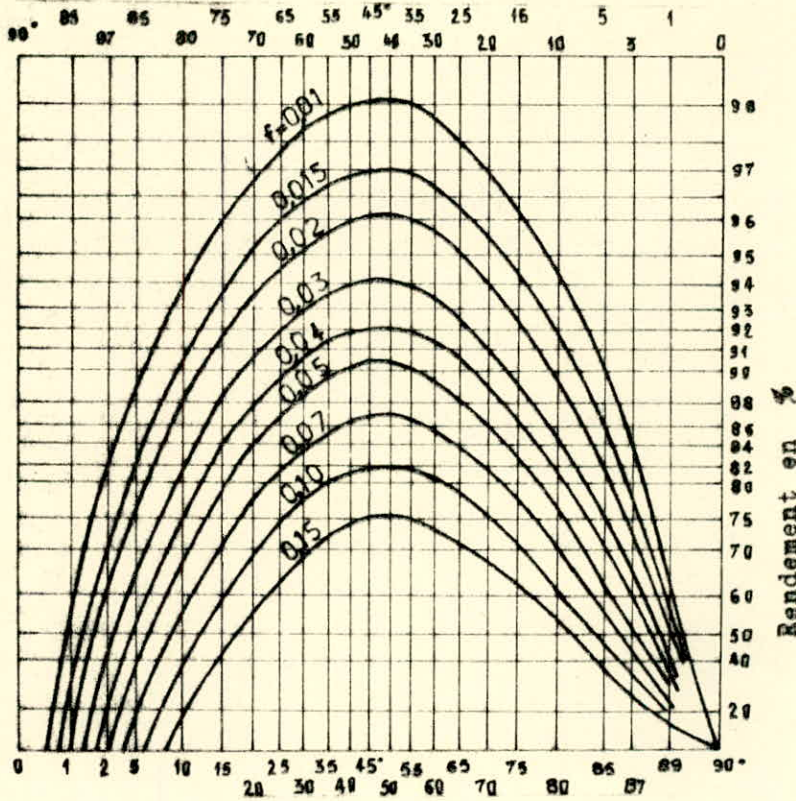


Fig. 10 Facteur de vitesse-Résistance à la pression superficielle.

- I : Engrenage de précision, avec vis sans fin rectifiée.
- II : Engrenage à vis sans fin de bonne qualité commerciale.

Rendement : η_m valeur de β_1



valeur de β_1

Rendement : η_r

Fig. : I I. Rendement des engrenages à vis sans fin.

Le rendement est défini en fonction de l'angle d'inclinaison du filet de vis β_1 et pour différentes valeurs du coefficient de frottement f .

-Le rendement η_r en réducteur s'annule pour les valeurs :

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} \quad \text{et} \quad \beta_1 = \gamma$$

-Le rendement η_m en multiplicateur s'annule pour :

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma \quad \text{et} \quad \beta_1 = 0$$

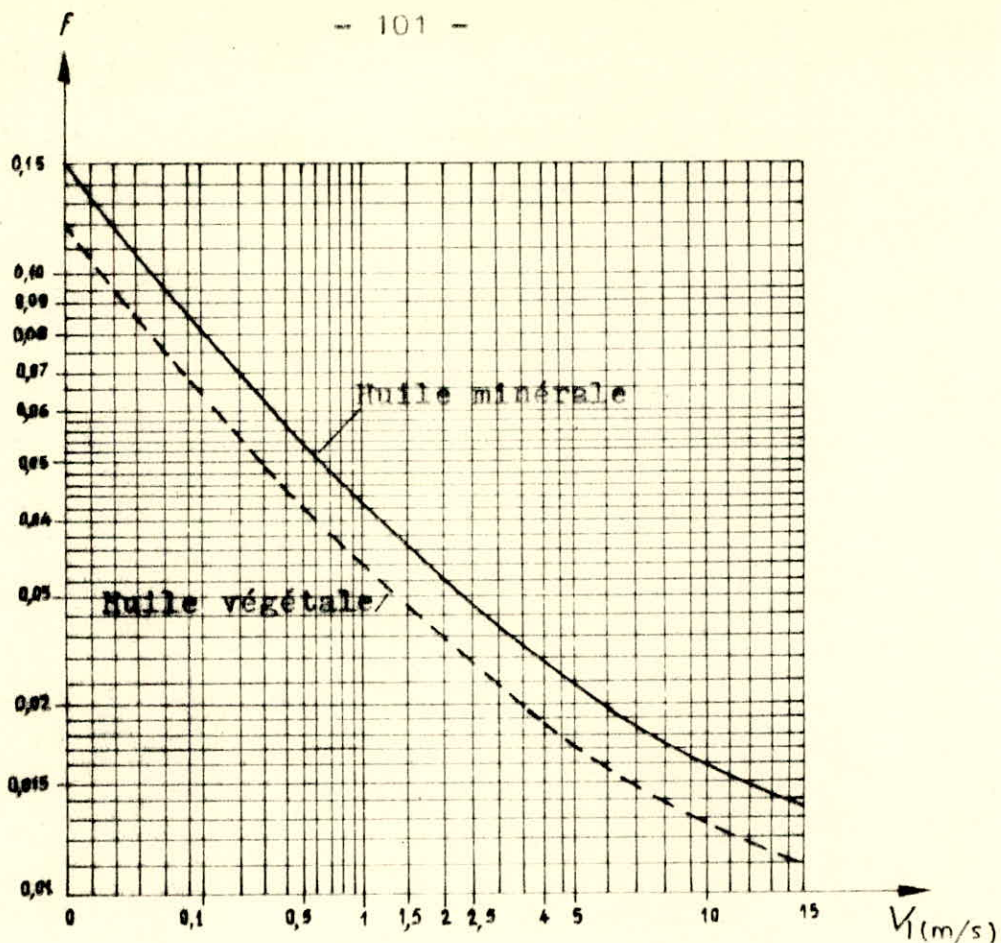


Fig. : 12 Valeur du coefficient de frottement f

Ce tableau donne la variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement pour un lubrifiant à base d'huile végétale et un lubrifiant à base d'huile minérale. Pour les engrenages soignées au point de vue fabrication et choix des matériaux.

Facteurs agissant sur le coefficient de frottement :

- Matériaux ;
- Précision d'exécution des dentures de la vis et de la roue et précision du montage ;
- Fini des surfaces ;
- Lubrifiant ;
- Vitesse ;
- Conditions de pression superficielle ;

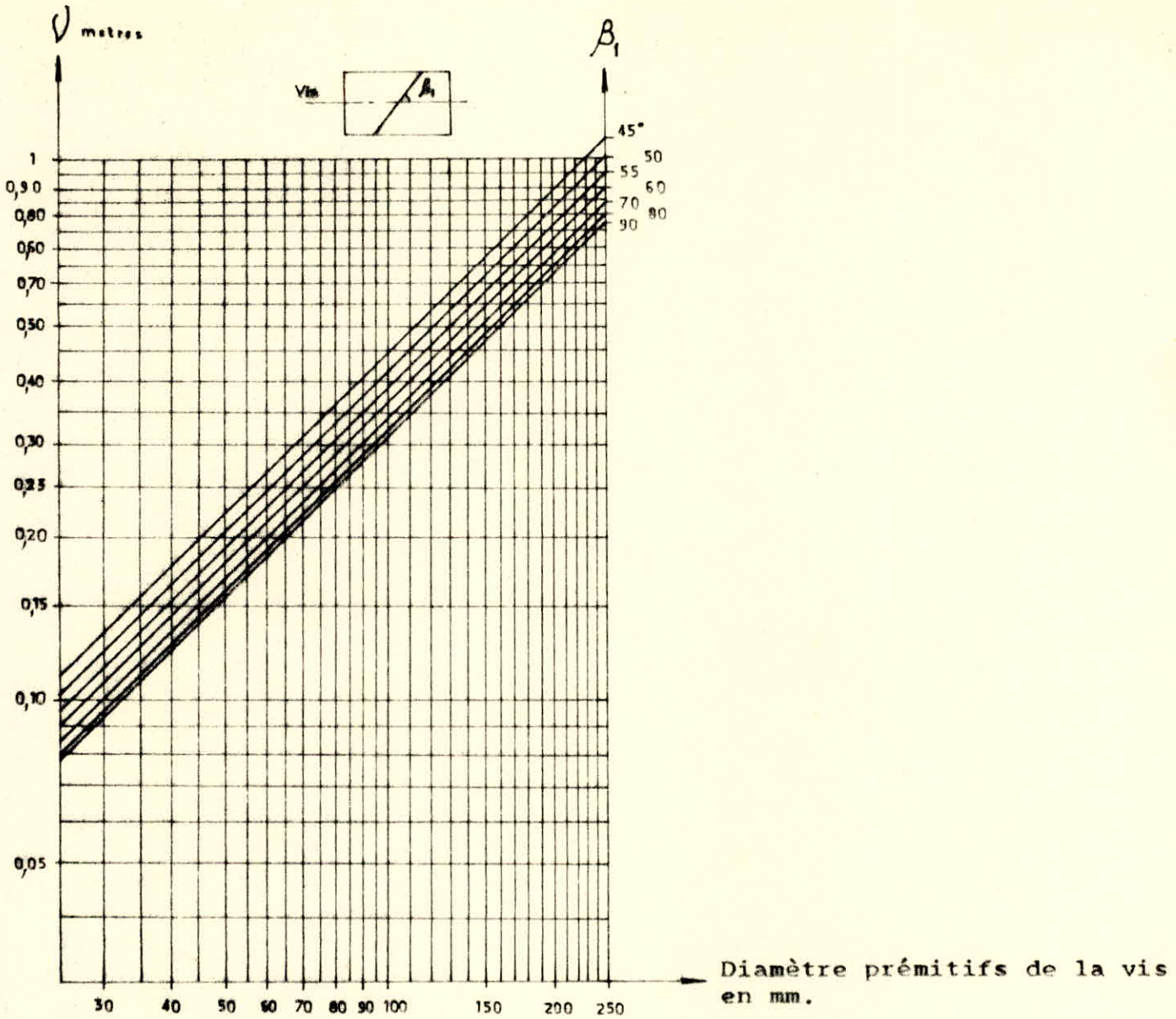


FIG : I3 - Facteur $V_m = \pi D_1 \frac{1}{\sin \beta_1}$

Engrenages à vis sans fin.

Ce facteur permet le calcul rapide de la vitesse de glissement V_l , puis que $V_l = \Gamma \left(D_1 N_1 \frac{1}{\sin \beta_1} \right)$

Donc il suffit de multiplier ce facteur par N_1 pour obtenir V_l en m/mm ou en m/s.

Facteur de service C_S				
Organe moteur	Degré de choc de l'organe récepteur	Durée de fonctionnement par jour (heures)		
		8	8-10	24
moteur électrique	I	1,25	1	0,8
	II	1	0,8	0,67
	III	0,67	0,57	0,5
Turbine moteur à pistons multiples	I	1	0,8	0,67
	II	0,8	0,67	0,57
	III	0,57	0,5	0,44
moteur à un seul cylindre	I	0,8	0,67	0,57
	II	0,67	0,57	0,5
	III	0,5	0,44	0,40

Fig. : 14. Facteur de service : C_S

Le facteur de service est introduit pour tenir compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur.

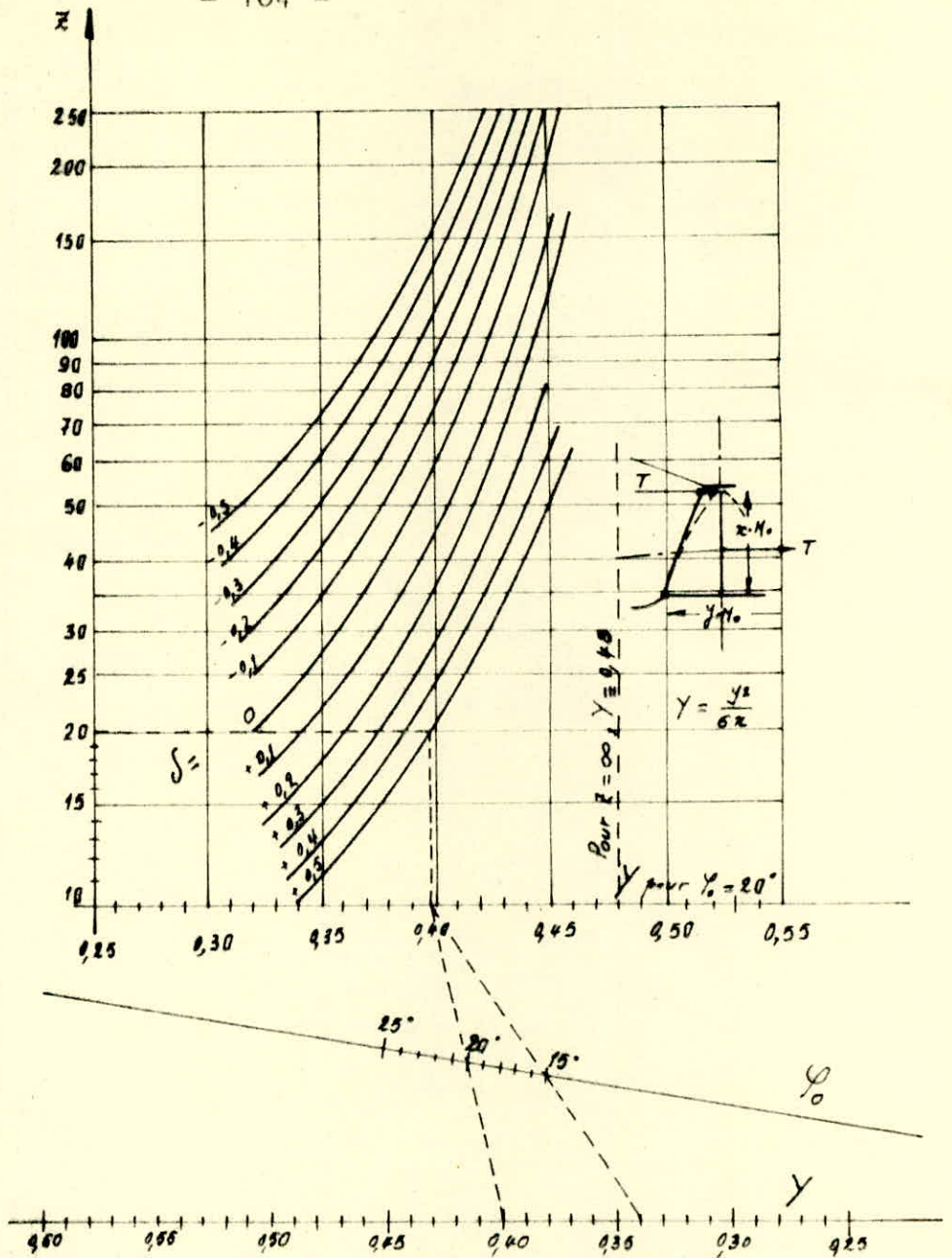


Fig. : 15. Facteur de forme Y

Engrenages parallèles et engrenages concourants.
Résistance à la rupture.

CHAPITRE III

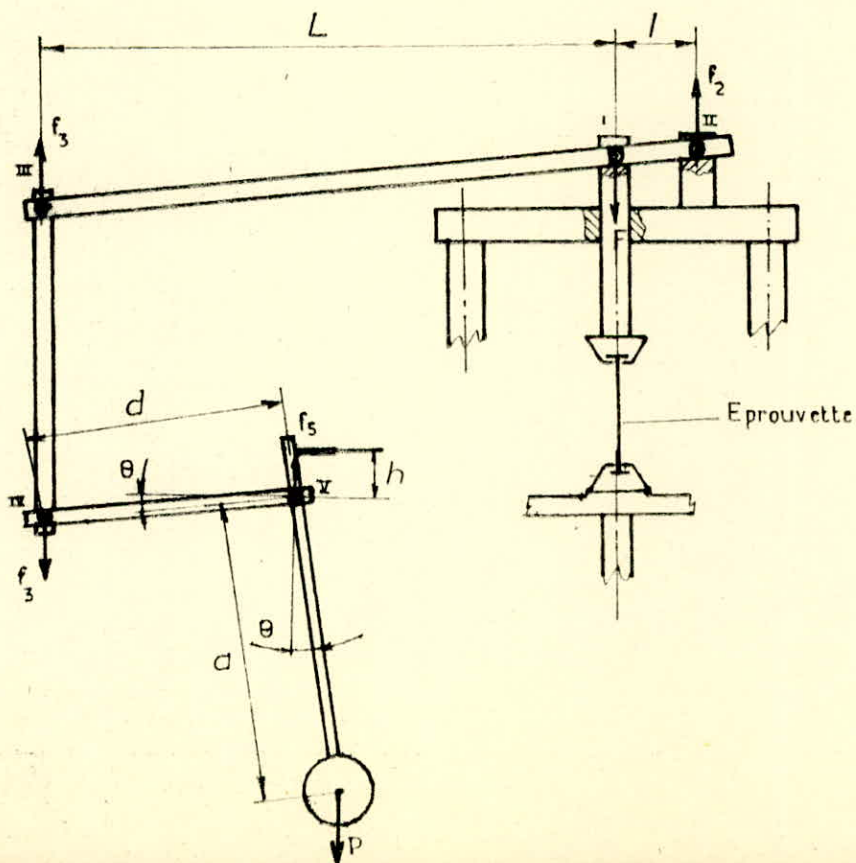
=====

SYSTEME DE MESURE DES FORCES

La commande de notre machine étant mécanique, il nous paraît tout à fait logique de prendre, un système de mesure mécanique, basé sur le principe de levier. (voir dessin)

3.1. Calcul des différents éléments.

3.1.1. Détermination des efforts.



a) Effort sur axe I.

L'axe I est sollicité par un effort de : $F_{\max} = 10^4 \text{ daN} = F_I$.

b) Effort sur les axes II et III.

L'axe II est fixe, le moment des efforts par rapport à cet axe est :

$$M_{t/II} = F_1 \cdot \ell - f_3 \cdot (L + \ell) = 0 \quad (1)$$

d'autre part : $f_3 - F_1 + f_2 = 0 \quad (2)$

$$(2) \rightarrow \underline{f_3 = F_1 - f_2}$$

En remplaçant dans (1), on aura :

$$F_1 \cdot \ell = (F_1 - f_2) \cdot (L + \ell)$$

$$F_1 - f_2 = \frac{F_1 \cdot \ell}{(L + \ell)}$$

$$\rightarrow \left[f_2 = F_1 - \frac{F_1 \cdot \ell}{(L + \ell)} \right] \quad (I')$$

Si nous prenons le rapport $\frac{L}{\ell} = 25$, pour $\ell = 40 \text{ mm}$ on a
 $L = 1000 \text{ mm}$

L'axe II est sollicité par un effort $f_2 = 10^4 \cdot \frac{10^4 \cdot 40}{(1000 + 40)} = 9615 \text{ daN}$

.L'axe III est sollicité par un effort $f_3 = 10^4 - 9615 = \underline{385 \text{ daN}}$

C) Effort sur les axes IV et V.

Le moment des efforts par rapport à l'axe V est :

$$f_3 \cdot d \cdot \cos \theta = P_1 \cdot a \cdot \sin \theta \quad (3)$$

$$\text{l'équation des efforts donne : } f_5 - f_3 - P_1 = 0 \quad (4)$$

$$(3) \rightarrow P_1 = f_3 \cdot \frac{d}{a} \cdot \text{ctg } \theta$$

Pour avoir P_1 minimum, f_3 étant fixé, il faut avoir le rapport $\frac{d}{a}$ min et l'angle $\theta_{\text{max}} < 90^\circ$

-Avec un rapport $\frac{d}{a} = \frac{1}{30}$ et $\theta = 30^\circ$, on aura :

$$P_1 = 385 \cdot \frac{1}{30} \cdot \text{ctg } 30^\circ$$

$$\boxed{P_1 = 22,210 \text{ daN}}$$

$$\text{avec } \underline{P_I = A + B + C}$$

.L'axe IV subit le même effort que l'axe III, c'est-à-dire $f_3 = \underline{385 \text{ daN}}$.

.L'axe V est sollicité par : $f_5 = P_1 + f_3 = \underline{407,210 \text{ daN}}$

d) Détermination des contres poids correspondant aux forces d'essais :

$$F_2 = 5.10^3 \text{ daN}$$

$$F_3 = 10^3 \text{ daN}$$

1. Force d'essai : $F_2 = 5.10^3 \text{ daN}$.

Les relations établies précédemment, pour le calcul de P_1 , restent valables ; il suffit de remplacer F_{\max} par F_2 (les dimensions des leviers restent inchangés)

nous avons :

$$P_2 = f_3 \cdot \frac{d}{a} \cdot \text{ctg } \theta$$

avec : f_3 : force agissant sur l'axe III

$$\frac{d}{a} : \text{rapport des bras de leviers} = \frac{1}{30}$$

θ : angle que fait le levier portant la charge P_2 avec la verticale ($\theta_{\max} = 30^\circ$).

La relation (2) nous donne : $f_3 = F_2 - f_2$

avec : f_2 : force qui agit sur l'axe II, elle est donné par la relation (1°) établie précédemment.

$$f_2 = F_2 - \frac{F_2 \cdot l}{F_2 + l} = 5000 - \frac{5000 \cdot 40}{1000 + 40} = 4807,7 \text{ daN}$$

et $f_3 = 5000 - 4807,7 = 192,30$ daN

ce qui nous donne : $P_2 = 192,30 \cdot \frac{1}{30} \cdot 1,732$

$P_2 = 11,105$ daN

avec $P_2 = A + B.$

2. Force d'essai : $F_3 = 10^3$ daN.

En suivant la même procédure, que pour le calcul de P_2 , on trouve :

$P_3 = 2,221$ daN

avec $P_3 = A.$

3.1.1 Calcul des axes d'articulation.

L'axe doit être un élément assez résistant (palier aux déformations dues aux efforts répétés), et ne doit pas avoir un diamètre trop grand (réduire l'encombrement). On choisira les axes dans un acier au silicium : 56 S6 T.H.850 Rev. 500°

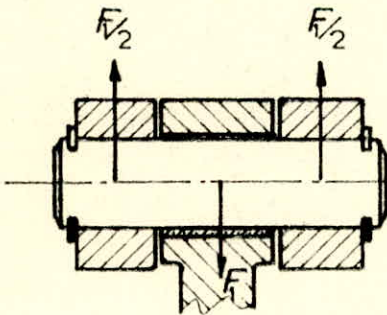
qui donne : $R_f = 130 \text{ à } 150 \text{ daN/mm}^2$

$$R_e = 120 \text{ daN/mm}^2.$$

En prenant $R_f = 140 \text{ daN/mm}^2$ et un coefficient de sécurité $C = 8$

$$\text{on aura : } R_{p_e} \cdot \frac{R_f}{C} = \frac{140}{8} = 17,5 \text{ daN/mm}^2$$

a) Axe I



Parmi : les diverses solutions constructives possibles, nous adoptons celle indiquée par le schéma ci-contre.

Le levier (mors supérieur) est placé entre les 2 joues d'une chape, la liaison articulation se faisant à l'aide d'un axe de diamètre constant d .

On voit que l'axe travaille au double cisaillement. Chaque section supporte un effort de $F/2 = 5 \cdot 10^3 \text{ daN}$.

L'inéquation d'équarrissage s'écrit :

$$\frac{F}{S} \leq R_{p_g} ; R_{p_g} = \frac{4}{5} R_{p_e} = 14 \text{ daN/mm}^2$$

$$+ d \geq \sqrt{\frac{4F_1}{2\pi \cdot R_{p_g}}}$$

$$\underline{d_1 \geq 21,4 \text{ mm}}$$

Le choix définitif du diamètre ne pourra se faire que lorsque nous aurons déterminé les dimensions de la chape, l'épaisseur du levier et que l'on pourra vérifier la condition de non-maillage.

b) Axe II

nous adoptons la même solution constructive que pour l'axe I, donc

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4f_2}{2\pi \cdot R_{p_g}}} \quad \text{avec } f_2 = \underline{9615 \text{ daN.}}$$

f_2 étant peu différent de F , on prendra le diamètre de l'axe II : $d_2 = d_1$

$$\underline{+ d_2 \geq 21,4 \text{ mm.}}$$

c) Axe III et IV.

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4f_3}{2\pi \cdot R_{p_g}}}$$

$$f_3 = 385 \text{ daN} \rightarrow \underline{d_3 \geq 4,2 \text{ mm.}}$$

l'axe IV étant sollicité par le même effort que l'axe III,
donc $d_3 = d_4$ $d_4 \geq 4,2 \text{ mm}$

d) Axe V de **II**. que pour le calcul des axes précédents nous
avons :

$$d_5 \geq \sqrt{\frac{4P_1}{2\pi \cdot R_p \cdot g}}$$

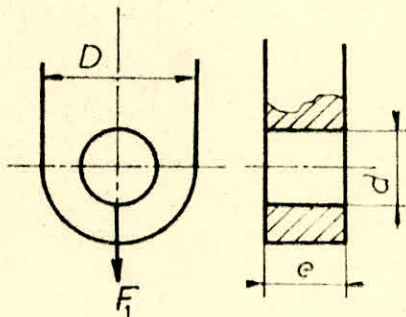
$$P_1 = 23 \text{ daN}$$

$$\rightarrow \underline{d_5 \geq 1,5 \text{ mm}}$$

3.1.3 Calcul des chapes

a) Chapes des axes I et II

on prend : $D = 2d$.



et $e = 18 \text{ mm.}$

la condition de non-matage est donnée par :

$$\frac{F/2 \cdot k}{(D-d) \cdot e} \leq R_{pe}$$

. Pour l'acier : $k = 1,2$

. en prenant $d = 22 \text{ mm}$, on aura :

$$\frac{5.10^3 \cdot 1,2}{(44-22) \cdot 18} = \underline{15,5} \text{ daN/mm}^2 \leq R_{p_e} = 17,5 \text{ daN/mm}^2$$

la condition de non-matage étant vérifiée, on prendra les dimensions définitives des axes et des chapes I et II.

$$d_1 = d_2 = 22 \text{ mm}$$

$$D_1 = D_2 = 44 \text{ mm}$$

$$e_1 = e_2 = 18 \text{ mm}$$

b) Chapes des axes III et IV.

la condition de non-matage :

$$\frac{f_{3/2} \cdot k}{(D_3 - d_3) \cdot e_3}$$

En prenant : $d_{III} = d_{IV} = 5 \text{ mm}$

$$D_{III} = D_{IV} = 2 d.$$

$$e_{III} = e_{IV} = 4 \text{ mm.}$$

on a :

$$\frac{\frac{385}{2} \cdot 1,2}{(10 - 5) \cdot 4} = \underline{11,5} \text{ daN/mm}^2 \leq R_{p_e} = 17,5 \text{ daN/mm}^2$$

c) Chape V

on prend : $d_5 = 3 \text{ mm}$

$$D_5 = 2 d$$

$$e_5 = 4 \text{ mm.}$$

$$\frac{P/2 \cdot k}{(D-d) \cdot e} = \frac{12 \cdot 1,2}{(6-3) \cdot 4} = \underline{1,2} \text{ daN/mm}^2 \leq R_{p_e}$$

3.2. GRADUATION ET CALCUL RELATIF AUX CADRANS

3.2.1. Graduation des cadrans

Pour la lecture des efforts, nous utiliserons, 3 cadrans concentriques.

-Le premier cadran relatif à la force $F_1 = 10^4$ daN, de diamètre 300 mm, et comportera 400 graduations, c'est à dire une graduation tous les 25 daN.

-Le deuxième cadran relatif à la force $F_2 = 5 \cdot 10^3$ daN, son diamètre = 250 mm, et comportera lui aussi 400 graduations soit une graduation tous les 12,5 daN.

-Le troisième cadran, pour la Force $F_3 = 10^3$ daN a un diamètre de 200 mm, et doit comporter 200 graduations, donc une graduation tous les 5 daN.

Nota :

-Avec la force d'essai $F_1 = 10^4$ daN on utilisera, le contre poids $P_1 = A + B + C = 22,210$ daN.

-Avec $F_2 = 5 \cdot 10^3$ daN, on utilisera, $P_2 = A + B = 11,105$ daN

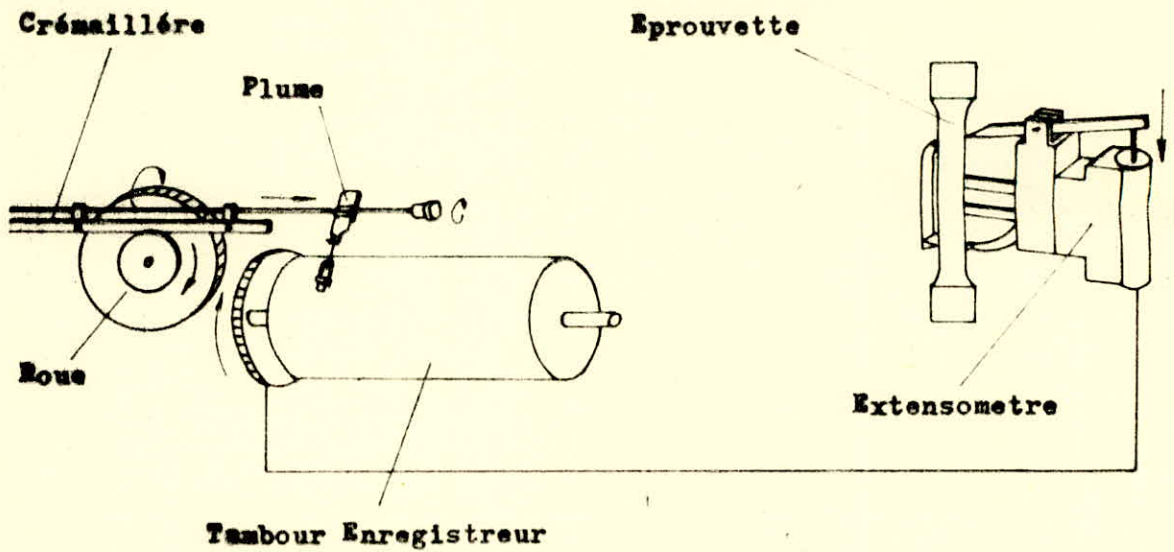
-et avec $F_3 = 10^3$ daN, c'est $P_3 = A = 2,221$ daN

donc : A = 2,221 daN

 B = 8,884 daN

 C = 11,105 daN.

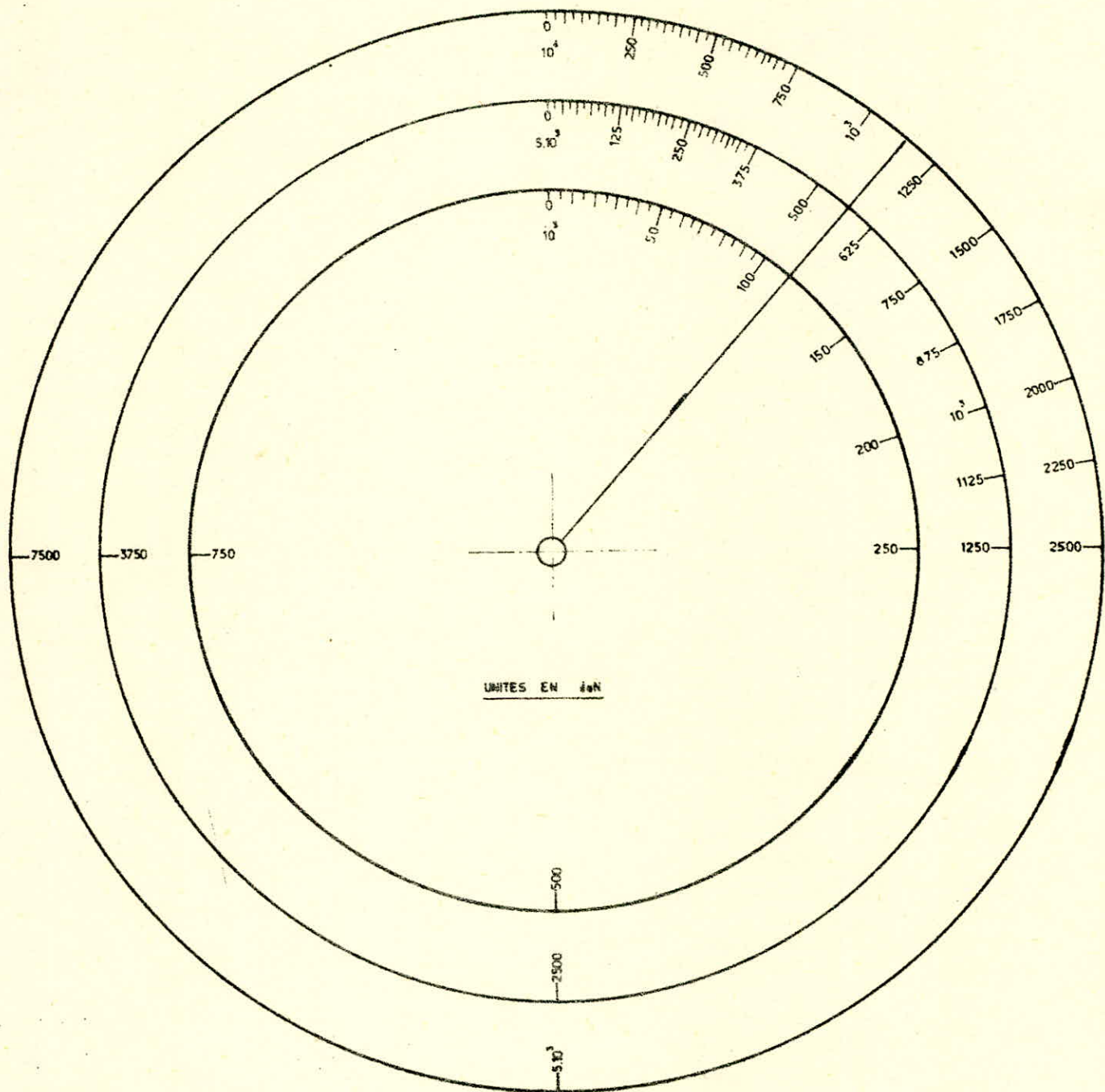
SYSTEME D'ENREGISTREMENT



La machine peut être équipée d'un système d'enregistrement simple ou avec extensomètre .

Le système d'enregistrement , depend en large partie des enregistreurs.

GRADUATION DES CADRANS



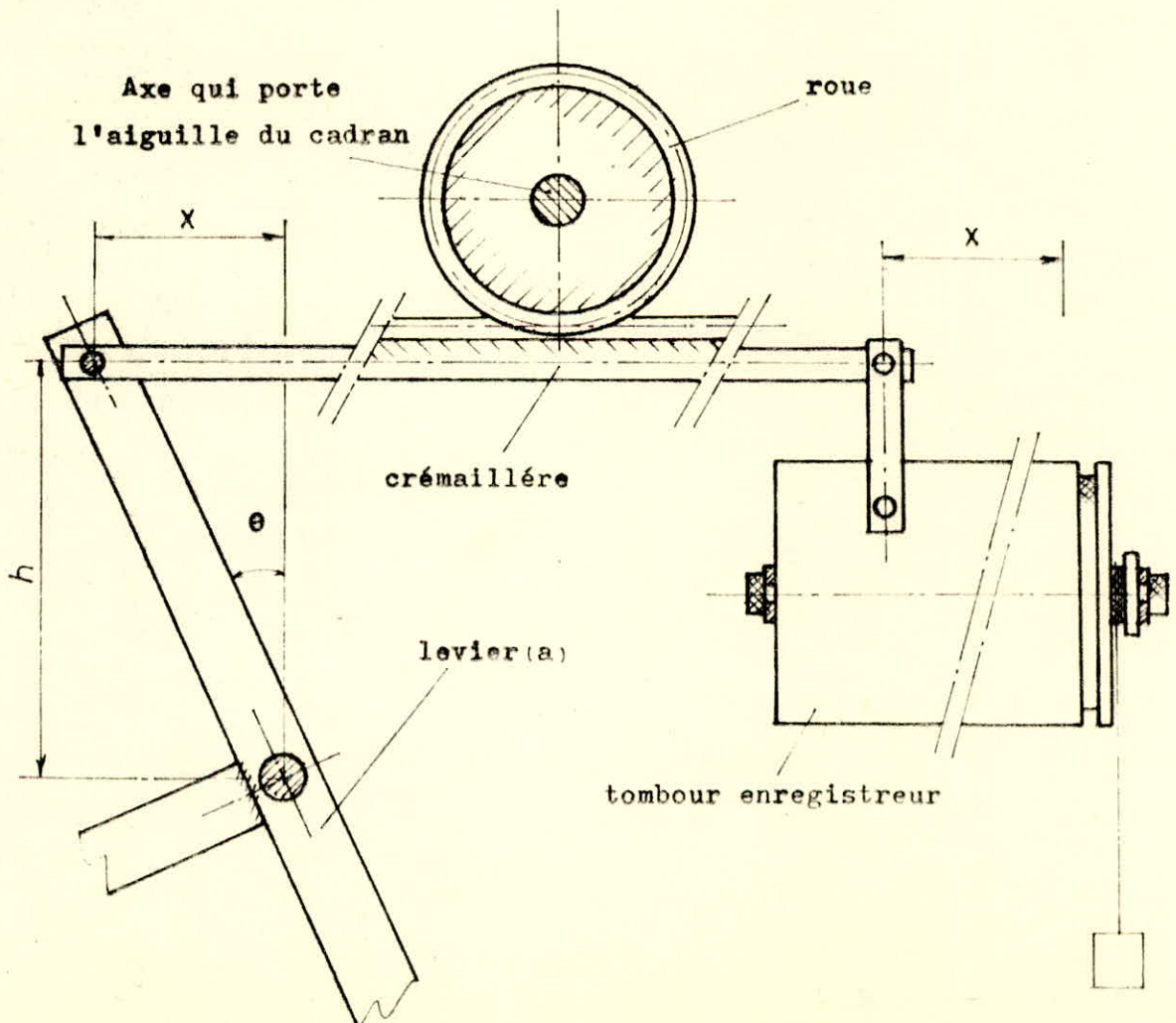
Les graduations seront gravées, sur les cadrans avec des couleurs différentes, pour faciliter la lecture.

3.2.2. Dimensionnement des engrenages.

L'ensemble roue-crémaillère (relatif au cadran et tambour enregistreur) ne subit pas d'effort, donc, on se limitera aux dimensionnements de ces éléments.

1 - Roue

Lorsque θ varie de 0 à 30° , la roue doit tourner d'un tour complet, pour que l'aiguille (qui est fixée sur cette roue) balaye tout le cadran.



nous avons : $D_p = MZ$ (1)

d'autre part : $x_{\max} = \pi D_p$ (2)

x_{\max} : représente la charge maximum sur le diagramme charge-allongement. (La charge en ordonnée du diagramme).

x_{\max} , doit être choisi en fonction de l'échelle du diagramme que l'on veut obtenir.

On choisira $x \geq 210$ mm, ce qui nous permet de calculer le diamètre de la roue.

$$(2) \rightarrow D_p = \frac{x_{\max}}{\pi} = \frac{210}{\pi} = 66,88 \text{ mm}$$

Si on prend $M = 1$ mm, on aura $Z = 66,88$, on prendra un nombre de dents normalisé : $Z = 67$ dents, le diamètre primitif corrigé sera de :

$$\underline{D_p = M.Z = 67 \text{ mm}}$$

$$\underline{\text{et } x = \pi D_p = 210,38 \text{ mm}}$$

2. Crémaillère

Longueur de la crémaillère : $L = 250$ mm.

Largeur : $\ell = \lambda.M = 10$ mm.

3. Tombour enregistreur. Longueur du tombour : $l = 220$ mm.

Le diamètre du tombour doit être choisi tel que : $MD = 300$ mm.

$$\text{donc : } D = \frac{300}{\pi} = 95,5 \text{ mm.}$$

CHAPITRE IV

=====

ARMATURE DE LA MACHINE

4.1. Plaque supérieure.

De forme rectangulaire $\approx 120 \times 600$; la plaque est un élément essentiel de la machine, elle sert comme point d'appui au système de mesure, maintient les potaux et guide le mors mobile.

4.1.1. Calcul de l'épaisseur minimum de la plaque.

.La plaque, repose sur deux appuis distants de 500 mm, percée d'un trou de $\varnothing \approx 40$ mm au centre.

.Un effort f_2 , lui est appliquée à une distance: $l = 40$ mm de son axe de symétrie.

.Matière : XC 48 f Recuit 850°

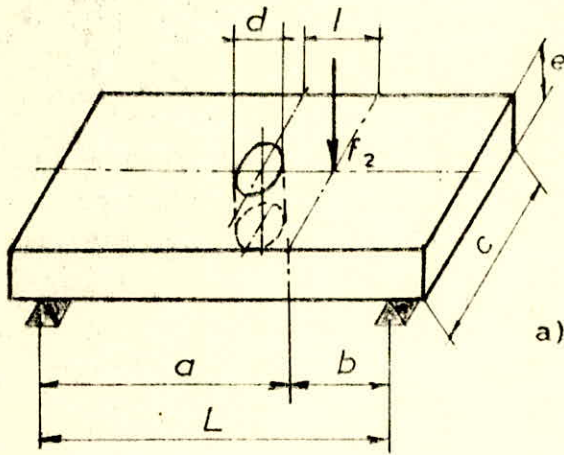
donc : $R_f = 70 \text{ à } 77 \text{ daN/mm}^2$

$R_e = 40 \text{ daN/mm}^2$

$A_8 = 12$

avec un coefficient $c = 10 \rightarrow R_p = \frac{R_f}{c} = \frac{75}{10} = 7,5 \text{ daN/mm}^2$.

Le calcul de l'épaisseur e , diffère suivant que l'on a à faire à une plaque rectangulaire ou circulaire, ou à une poutre à parois minces.



Nous allons calculer l'épaisseur e , en considérant une poutre, puis vérifier ce calcul en supposant cette fois une plaque rectangulaire.

a) Calcul :

$$L = 640 \text{ mm}$$

$$c = 200 \text{ mm}$$

$$l = 40 \text{ mm}$$

$$a = 360 \text{ mm}$$

$$b = 280 \text{ mm}$$

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

L'inéquation d'équarrissage nous donne :

$$\sigma_{\max} = \frac{mf_{\max}}{I/v} \leq R_p.$$

$$mf_{\max} = \frac{f_2 \cdot a \cdot b}{L}.$$

$$I/v = \frac{e^2 \cdot c}{6}.$$

$$\text{donc : } R_p \leq \frac{f_2 \cdot a \cdot b}{L} \cdot \frac{6}{e^2 \cdot c}.$$

$$e^2 \geq \frac{f_2 \cdot a \cdot b}{L} \cdot \frac{6}{R_p \cdot c} = \frac{10^4 \cdot 360 \cdot 280}{640} \cdot \frac{6}{7,5 \cdot 200} = 6400$$

$$e \geq 80 \text{ mm}$$

Pour tenir compte du trou de diamètre d , on augmentera de 20% l'épaisseur calculée e' .

$$\text{donc : } e = e' + e' \cdot \frac{20}{100}$$

$$\rightarrow e \geq 96 \text{ mm}$$

. calcul de la flèche.

Nous avons
$$f = \frac{f_2 \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot L}$$

$$I : \text{moment d'inertie} = \frac{l \cdot e^3}{12} = \frac{200 \cdot (96)^3}{12} = 147 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

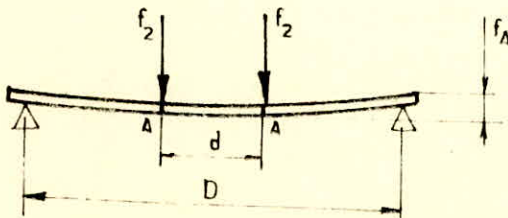
E. : calcul d'élasticité longitudinal, pour les aciers = $2 \cdot 10^4$ daN/mm²

$$\rightarrow f = \frac{10^4 \cdot 360^2 \cdot 280^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 147 \cdot 10^5 \cdot 650} = 0,17 \text{ mm}$$

b) Vérification :

-contrainte au point A.

$$\sigma_A = C_7 \cdot \frac{2f_2}{e^2} \leq R_p \quad (1)$$



-flèche au point A :

$$f_A = F_7 \cdot \frac{2f \cdot D^2}{E \cdot e^3} \quad (2)$$

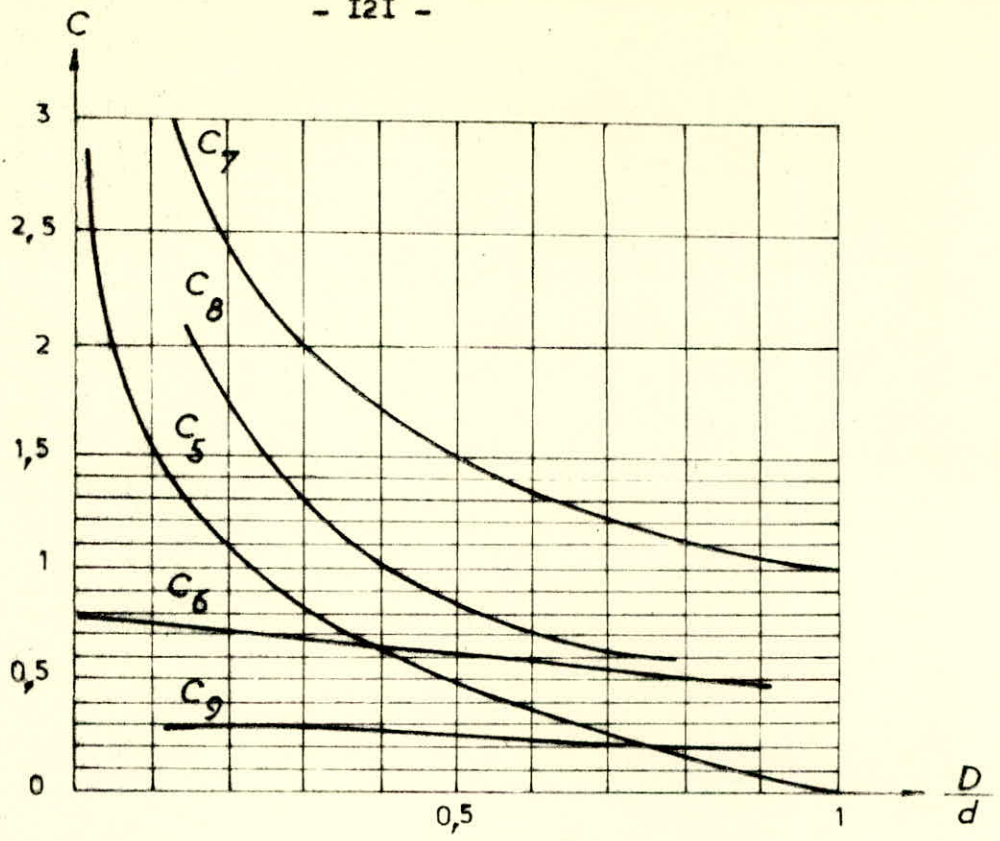


Fig. 1 Coefficient C . Calcul des épaisseurs.

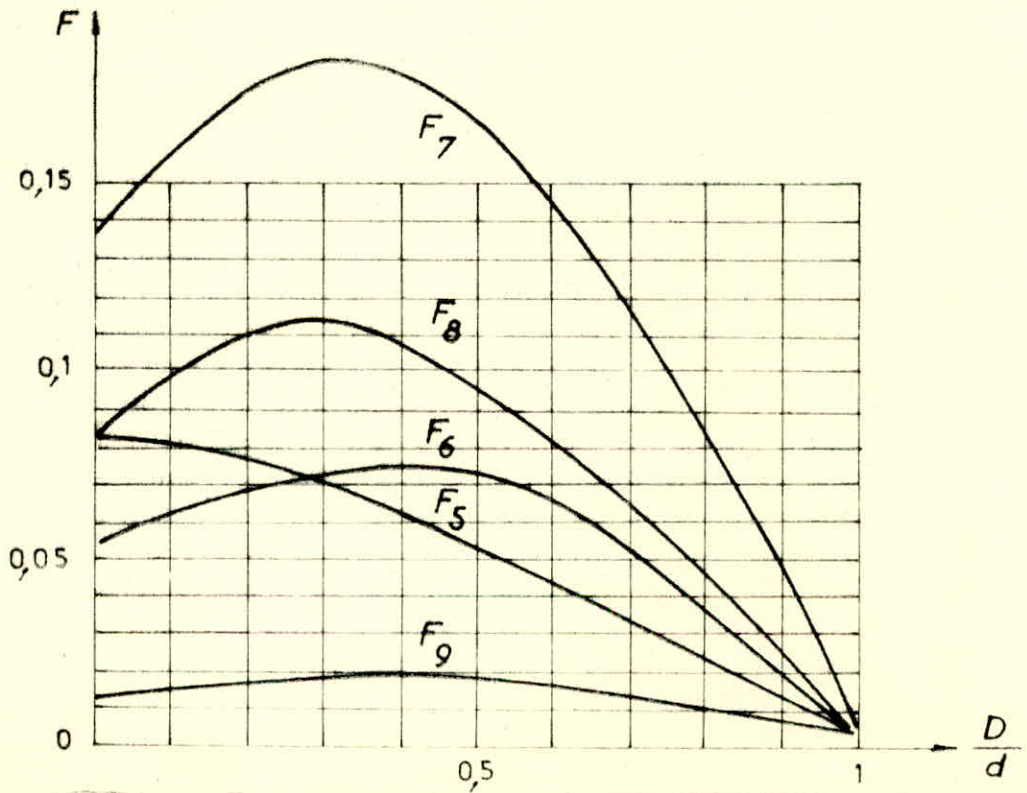


Fig. 2 Coefficient F . Calcul des flèches.

e : épaisseur de la plaque

D : diamètre de la plaque (supposée circulaire)

$$S = L \cdot t = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = 408 \text{ mm}$$

d : diamètre du trou = 40 mm

f₂ : charge totale ; = 10⁴ daN

supposée appliquée sur le bord du trou A.

$$(1) \rightarrow e^2 \geq \frac{C_7 \cdot 2f_2}{R_p}$$

C₇ : coefficient donné par le graphique (n°1)

$$\text{pour } \frac{d}{D} = \frac{40}{408} = 0,1 \rightarrow C_7 = 3,5$$

$$\rightarrow e \geq \frac{3,5 \cdot 2 \cdot 10^4}{7,5} = 93,5$$

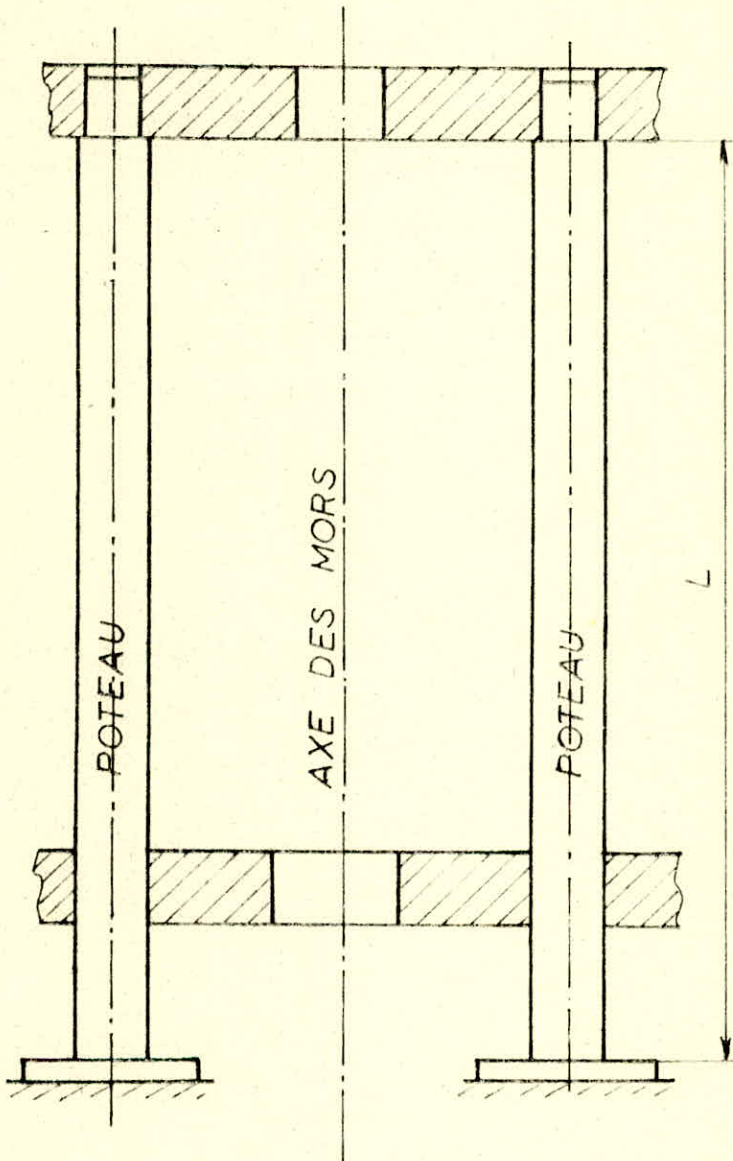
$$\text{donc : } \underline{e = 96 \text{ mm}}$$

flèche.

$$f_A = \frac{F \cdot 7,2f \cdot D^2}{E \cdot e^3}$$

$$f_A = \frac{0,15 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot (408)^2}{20\,000 \cdot (96)^3} = 0,04 \text{ mm}$$

4.2. Poteaux.



Nos deux poteaux, donnent une grande rigidité à la machine. Ils supportent le système de mesure porté par la plaque supérieure, (Cette dernière étant fixée sur les deux poteaux) et servent de guidage au mors inférieur.

La longueur des poteaux

$$L = 1400 \text{ mm}$$

4.2.1. Calcul de la section des poteaux.

Les poteaux sont soumis au flambage (pièces très élancées). Prenons un coefficient $C = 5$ et supposons que l'effort maximum est encaissé par un seul des poteaux.

La relation d'Euler nous donne :

$$F_C = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}$$

où F_C : charge critique dangereuse = $C \cdot F = 5 \cdot 10^4$ daN.

E : coefficient d'élasticité longitudinal = 20 000 daN.

I: moment d'Inertie minimal de la section

pour une section circulaire $I = \frac{\pi d^4}{64}$

ℓ: Longueur fictive de flambage, les poteaux étant encastres aux deux extrimités, donc $\ell = \frac{L}{2} = 700 \text{ mm}$

$$F_C = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi d^4 / 64}{\left(\frac{L}{2}\right)^2}$$

$$\rightarrow d^4 = \frac{F_C \cdot (L/2)^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}$$

$$d^4 = \frac{5 \cdot 10^4 \cdot (700)^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot 20\,000} = 253 \cdot 10^4$$

$$\rightarrow d = 39,8 \text{ mm} \text{ on prendra } \boxed{d = 50 \text{ mm}}$$

4.3. Levier: Le levier travail à la flexion

$$\sigma = \frac{M_f \text{ max}}{I/V} \leq R_p.$$

$$M_f \text{ max} = 385 \cdot 10^3 \text{ daN/mm} \quad R_p = 7,5 \text{ daN/mm}^2 \quad \rightarrow I/V = 53400 \text{ mm}^3$$

-Le catalogue des produits sidérurgiques nous donne :

.pour un profilé en UPN de 100 mm : $I/V = 41200 \text{ mm}^3$ et

.pour un profilé en UPN de 120 mm : $I/V = 60700 \text{ mm}^3$ donc

nous prendrons un UPN de 120 mm, de longueur : 1090 mm.

4.3 Bâti

Le bâti doit assurer aux organes de la machine les points d'appui nécessaires et la permanence de leurs positions relatives

- Permettre les montages, démontages, réglages de mécanismes, ainsi que leur graissage .

- Protéger le personnel contre les évolutions de certains organes mobiles, et les mécanismes contre les poussières et souillures diverses.

Tout en donnant à la machine son allure générale, dont l'aspect extérieur doit être harmonieux et équilibré, le bâti doit être aussi économique que possible.

Il est recommandé de placer la machine d'essais sur un massif.

4.4. Mors

Les mors seront équipés de :

- machoires pour éprouvettes rondes \varnothing 6 à 15 mm
- " " " " " \varnothing 15 à 25 mm
- machoires pour éprouvettes plates d'épaisseur 0 à 25mm
et de largeur jusqu'à 80 mm
- une paire de pièces de logement avec un jeu de bagues
pour barres filetées M 24 et un jeu de demi-bagues
pour barres à épaulements \varnothing 16.

Remarques

1. Encombrement :

Pour réduire l'encombrement général de la machine, nous avons tenu à rassembler en un seul bloc, le système d'essai (mors, éprouvettes...) et le système de mesure (cadran, tambour enregistreur...).

2. Caractéristiques Techniques.

Des tableaux indiquant les caractéristiques techniques de la machine, seront fixés sur le bâti.

-Etendues de mesure.

Mesure de la charge :

- 1^{ere} étendue 0 à 10^3 daN ; division : 5 daN
- 2^e étendue 0 à $5 \cdot 10^3$ daN ; division : 12,5 daN
- 3^e étendue 0 à 10^4 daN ; division : 25 daN.

Mesure de la déformation, par une règle ajustable
division de la règle : 0 à 250 mm de 1 mm en 1 mm.

-Un tableau indiquant l'emploi des vitesses d'essai .

-Un tableau indiquant l'emploi des masses : A , B et C en fonction de l'effet F de traction .

3. Equipements :

La machine doit être équipée de divers dispositifs :

-Dispositif de maintien en charge constante .

-Régulateur automatique de la vitesse de mise en charge ou en décharge .

Au moment de la rupture, la chute du levier et des poids correspondants est amortie par un ressort placé au dessus du mors supérieur.

-Un compteur horaire .

-Un dispositif de sécurité pour l'arrêt automatique de la machine:

On contrôle la course du mors inférieur de la machine par deux contacteurs fin de course, (a) et (b) .

.Le contacteur (a), doit arrêter le moteur lorsque le mors inférieur arrive à sa position basse minimale .

.Le contacteur (b), doit arrêter le moteur lorsque le mors inférieur arrive à sa position haute maximale .

-Boîte de commande :

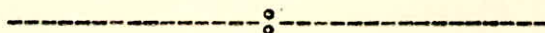
Un boîtier de commande renfermant le compteur horaire avec remise à zéro, les boutons de mise en marche avant, arrière et d'arrêt .

-La machine peut être équipée aussi d'un extensomètre.

4. Coût :

La machine d'essais, en général, ne rentre pas dans la catégorie des machines qui se fabriquent en grande série ce qui explique leur coût élevé.

Dans notre cas, la simplicité de la machine et l'emploi d'éléments normalisés diminue dans de bonnes proportions son prix de revient.



Nous signalons que certaines dimensions données par le calcul ont été modifiées sur le dessin et ceci pour faciliter soit le montage soit la conception de certaines pièces.

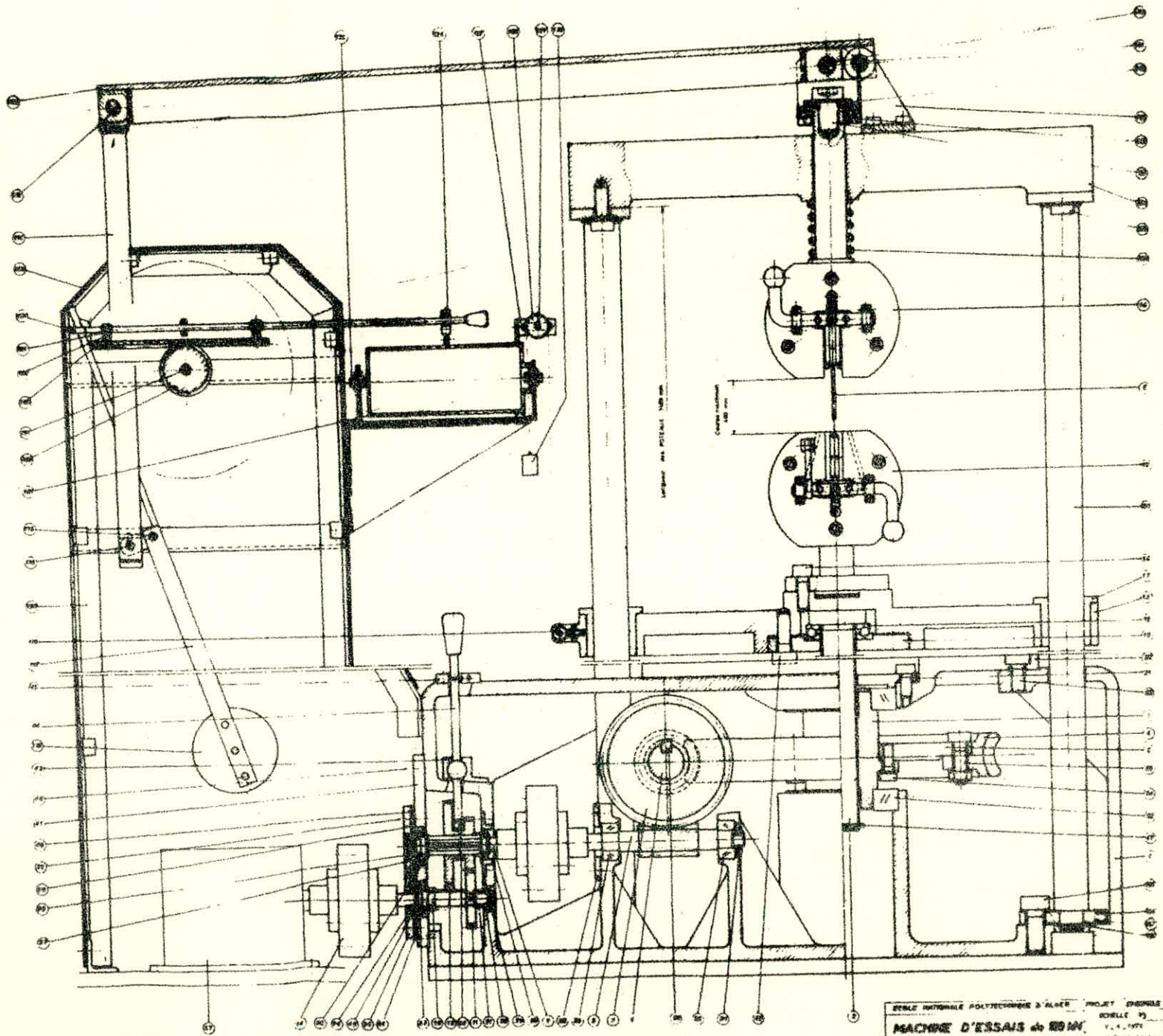
Conclusion.

Le lecteur remarquera, dans les calculs des organes, que nous avons essayer de faire ressortir la rigidité de la machine par rapport à celle des éprouvettes à essayer. Et cela par les coefficients de sécurité que nous avons employé et qui varient de 8 à 10.

Il est évident, que nous ne prétendons pas présenter ici une nouvelle technique, ou une modernisation de la machine d'essai. Des maisons spécialisées ayant plusieurs années d'expériences dans ce domaine, font sortir aujourd'hui des machines complètement automatisées, à système de mesure hydraulique ou celles des plus récentes à système de mesure électronique.

Nous avons surtout essayé de présenter une machine simplifiée à système de transmission et de mesure mécanique. Bien entendu, nous n'avons fait que dégrossir le problème, vu que nous sommes partis, sans aucune base. La documentation concernant la machine d'essai est innexistante.

Une reprise du problème, pour une étude plus approfondie de la machine est à souhaiter. A cet effet, nous signalons à titre indicatif, pour ceux qui seraient intéressé de reprendre ce projet de revoir, le mode de commande du mors mobile (commande avec deux vis, ou lieu d'une seule).



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER PROJET SPÉCIAL
 MACHINE D'ESSAIS de RBM
 V. 4. 1971
 M. Desbrières

31	I	Entretoise	A 35	
30	I	Roulement à billes n° 60 02		S.K.F
29	I	Entretoise	A 35	
28	I	Couvercle	A 35	
26	I	Clavette disque		Normalisée
25	2	Roulement à rouleaux coniques n°32305		S.K.F
24	I	Ecrrou à encoches		S.K.F
23	I	Bague porte roulement	A 35	
22	2	Roulement à rouleaux coniques n°320180		S.K.F
21	I	Chapeau	A 35	
20	I	Couvercle	A 42	
19	I	Couvercle support de la vis de VIS	A 42	
18	I	Bâtée à billes		
17	2	Bague	Bronze	
16	I	Ensemble mors supérieur		Normalisé
15	I	Ensemble mors inférieur		"
14	2	Accoupleur RADIAFLEX RI-6 n°611106		PAULSTRA
13	I	Support du mors inférieur	A 42	
12	I	Roues III et IV	XC 48 f	T.H.825;R550°
11	I	Pignon III	"	" "
10	I	Pignon IV	"	" "
9	I	Arbre cannelé (support des roues)	"	" "
8	I	Vis sans fin II	"	" "
7	I	Roue II	Bronze	
6	I	Vis sans fin I	XC 48 f	T.H.825;R550°
5	I	Couronne	A 42	
4	I	Roue I	Bronze	
3	I	Ecrrou	Cu 90,Al 10	E825;Rev600°
2	I	Vis de commande	XC 48 f	T.H.825;R550°
1	I	Corps	Acier coulé	
Rep	Nb	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

PROJET DE FIN D'ETUDES

Nomenclature F/ n° I

MACHINE D'ESSAIS DE 100 kN

12 - 6 - 1975

M. BOUKABACHE

57	I	Motor Puissance : 1500 W		A S E A
56	4	Vis d'assemblage CHc M 18.45		
55	6	Vis d'assemblage CHc M 10 .32		
54	8	Vis d'assemblage CHc M 14.38		
53	8	Boulon d'assemblage CHc M 18 . 56		
52	8	Vis d'assemblage CHc M 18 . 30		
50	I	Circlips pour ϕ 28		
49	2	Circlips d'arrêt pour ϕ 20		
48	6	Vis d'assemblage CHc M 18 . 50		
47	I	Circlips d'arrêt		
46	8	Vis d'assemblage CHc M 10 . 16		
45	I	Plaque de positionnement	A 35	
44	I	Levier de vitesse	A 35	
43	I	Corps porte rotule	Bronze	
41	I	Plaque support	A 42	
40	I	Cage à roulement		
39	I	Couvercle	A 35	
38	I	Ecrou à encoche		S.K.F
37	2	Roulement à billes n° 160 04		S.K.F
36	I	Joint d'étanchéité		PAULSTRA
35	I	Couvercle	A 35	
34	I	Cage à roulement	A 35	
33	I	Roulement à bille n° 160 04		S.K.F
32	I	Fourche	Bronze	
Rep	Nb	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

MACHINE D'ESSAIS DE 100 kN

PROJET DE FIN D'ETUDES

Nomenclature F / n° 2

12 - 6 - 1975

M. BOUKABACHE

I30	I	Masse (pour la tension du fil)		
I29	I	Axe de la poulie	A 35	
I28	I	Poulie	AU 4G	
I27	I	Support poulie	Tôle	
I26	I	Porte plume		
I25	2	Vis de pression M 8		
I24	4	Circlips		
I23	I	Tôle couvrant le système de mesure		
I22	2	Plaquette de liaison	A 35	
I21	I	Axe de l'aiguille fixe	AU 4G	
I20	I	Cadre en coniere de 30.30		
II9	I	Sous ensemble pour la tension du fil		
II8	I	Charge (contre poids : A,B,C)		
II7	I	Balancier	A 35	
II6	I	Axe mobile	56 S6	
II5	I	Axe fixe du balancier	56 S6	
II4	I	Tige de transmission	A 35	
II3	I	Axe mobile	56 S6	
II2	I	Axe	56 S6	
III	I	Axe fixe	56 S6	
II0	I	Plaquette	A 35	
I09	I	Support levier	A 42	
I08	I	Butée	A 42	
I07	I	Vis d'assemblage CHc M 28 . 40		
I06	I	Ressort		
I05	I	Levier	A 35	
I04	I	Tige d'enregistrement	AU 4G	
I03	I	Crémaillère	AU 4G	
I02	I	Roue	AU 4G	
I01	I	Tombour enregistreur	AU 4G	
Rep	Nb	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

PROJET DE FIN D'ETUDES

Nomenclature F / 3

12 . 6 . 1975

MACHINE D'ESSAIS DE 100 kN

M. BOUKABACHE

