

UNIVERSITE D'ALGER

11/75

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

2ex

PROJET DE FIN D'ETUDES

MACHINE D'ESSAIS DE TRACTION

$F_{\max} = 250 \text{ KN}$

4 PLANS

Proposé et dirigé par
Mr Alexandru CORNUT
Docteur-Ingénieur

Etudié par
Mr Mahmoud GOUASMI

PROMOTION 1970 - 1975

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

MACHINE D'ESSAIS DE TRACTION

$F_{\max} = 250 \text{ KN}$

Proposé et dirigé par
Mr Alexandru CORNUT
Docteur-Ingénieur

Etudié par
Mr Mahmoud GOUASMI

PROMOTION 1970 - 1975

اعوذ بالله من الشيطان الرجيم
بسم الله الرحمن الرحيم
اللهم صلِّ وبارك على سيِّدنا ومولانا ونبينا
محمد النبي المصطفى الكريم .
أما بعد :

الحمد لله الذي هدانا لهذا وما كنا
لنهدى لولا أن هدانا الله .
أطروحتي هذه ، موضوعها : دراسة
آلة لاختبار الشد ذات القوة
القصوى : 25 طن ، تفضل السيد
ف. كرنوت بالإشراف على حسن
إدائها ، فشكراً جزيلاً له .
والله نسأل أن يوفقنا لما فيه خيرنا .

الجزائر في 3 جوان 1975

محمد قواسمي

REMERCIEMENTS

A Monsieur Le Docteur - Ingénieur Alexandru CORNUT, qui a eu l'aimable sollicitude de nous diriger dans nos travaux .

A Monsieur OUABDESSELEM , Directeur de l'école .

A tous les enseignants qui ont contribué à notre formation et qui nous ont aidé dans notre travail et surtout à Monsieur D'ALBON et à Monsieur MOUKHINE .

DEDICACES

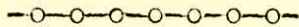
Je dédie solennellement cette thèse de fin d'études à mon très cher regretté grand-père EL HADJ BELGACEM , à mon cher regretté oncle EL HADJ BENAHMED (Ammi Chikh) ainsi qu'à mon père EL HADJ MOHAMMED et à ma mère (MAMMA), sans oublier aucuns de mes amis et surtout à M.Karahaçane Mohammed, M.Dani Ahmed, M.Drif El hadj, M.Gouasmi Abdelkader .

Qu'ils veuillent trouver ici le témoignage de ma reconnaissance et de ma haute considération .

Fait à ALGER le 3 Juin 1975

Mahmoud GOUASMI .

BIBLIOGRAPHIE



LIVRES CONSULTES

- 1°) L'essai des métaux par P.RIEBENSAHM et P.W.SCHMIDT. Dunod .
- 2°) Construction des machines par P.POIGNON .
- 3°) Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur Tome I par F.BERNARD et A.BRU. Dunod .
- 4°) Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur Tome IV par F.BERNARD et A.BRU. Dunod.
- 5°) Construction mécanique. Eléments des projets Tome I par L.GEMINARD et F.GROS LA FAIGE . Dunod.
- 6°) Traité théorique et pratique des engrenages Tome I par G;HENRIOT . Dunod .
- 7°) Résistance des matériaux Tome II par A.GIET et L.GEMINARD. Dunod.

CATALOGUES CONSULTES

Normes A.F.N.O.R.

Catalogues S.K.F.

Documentation dimensionnelle .

TABLES DES MATIERES

I INTRODUCTION - GENERALITES

Avant - propos	1
Contraintes appliquées à une pièce mécanique	2
Importance de l'utilisation des machines	2
d'essai de traction	2
Principe de l'essai de traction	3
Définitions importantes pour l'essai de traction	4
Vitesses d'essai	6
Comparaison entre différents types de machines	7
d'essai de traction	10
Choix de la machine	10
Longueur des éprouvettes de traction	11
Têtes d'amarrage des éprouvettes de traction	11

II DETERMINATION DU SYSTEME VIS - ECROU

Calcul de la vis	15
Couple nécessaire pour produire le mouvement	14
Calcul de l'écrou	16
Rendement du système vis - écrou	17
Couple sur l'écrou	17
Vitesses de l'écrou	18

III SYSTEMES DE REDUCTION

Rapports de réduction	19
Modes et systèmes de réalisation des rapports	21
de réduction	21
Rapports de la boîte à vitesse	21
Rapports de la double réduction à roue et vis	23
sans fin	23
Etude du réducteur à roue et vis sans fin .	24
Dispositions constructives	24
Etude du premier réducteur à roue et vis sans fin	25
Etude du deuxième réducteur à roue et vis sans fin	31
Calcul de résistance et vérification du premier	40
réducteur à roue et vis sans fin	40

Calcul de résistance et vérification du deuxième réducteur à roue et vis sans fin	44
Calcul des engrenages de la boîte à vitesses	47
Calcul de résistance et vérification des engrenages	48
Puissance du moteur électrique	49
<u>IV ETUDE DYNAMIQUE</u>	
Calcul des arbres	59
Détermination des roulements	67
<u>V ETUDE DES ARMATURES DE LA MACHINE</u>	
Etude des poteaux	71
Etude de la plaque supérieure	73
<u>VI SYSTEME DE MESURE</u>	
Détermination des efforts et des contre-poids	76
Calcul des axes	79
<u>VII AUTRES ELEMENTS DE LA MACHINE</u>	
Clavettes transversales	81
Barres de support des axes du système de mesure	82
Éléments du système de mesure: Cadran gradué	84
Graduations	85
Tambour d'enregistrement du diagramme effort - déformation	87
Bâti de la machine	88
Coût	89
<u>VIII CONCLUSION</u>	
	89

AVANT PROPOS

Si la connaissance des matériaux d'après leur nature leurs caractéristiques et leur comportement en service , constitue la base de toute technique en construction mécanique, par contre l'essai des métaux est le moyen indispensable pour pouvoir déterminer quantitativement leurs caractéristiques et celles des pièces mécaniques . Ce moyen est même devenu par suite des développements techniques une science spéciale.

La détermination des caractéristiques mécaniques se place donc au premier plan dans le domaine du contrôle des métaux .

Le but de cet ouvrage est de concevoir une machine d'essai de traction, de la dimensionner en vue de son utilisation pour l'essai de traction sur différentes éprouvettes .

L'essai de traction appartient à la grande famille des essais destructifs par comparaison aux essais non destructifs qui sont appelés à avoir un développement important.

CONTRAINTES APPLIQUEES A UNE PIECE MECANIQUE

Les contraintes appliquées à une pièce mécanique peuvent être réparties en contraintes statiques et contraintes dynamiques . Lorsqu'il y a contrainte statique le métal est sollicité par une charge constante : traction, compression , flexion, torsion ou cisaillement . La contrainte peut être appliquée de façon effective pendant des durées courtes ou longues (minutes ou jours). Dans le cas d'une contrainte dynamique, la charge est appliquée très vite en un temps très court.

Afin d'obtenir des résultats reproductibles et 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 conçues et utilisées ne soient sollicitées qu'à une contrainte mécanique simple , la traction simple par exemple

IMPORTANCE DE L'UTILISATION DES MACHINES D'ESSAI DE TRACTION

L'essai de traction qui permet de déterminer la résistance à la traction du matériau, est considéré comme le plus important et est reconnu internationalement essentiellement pour les raisons suivantes :

1-Il donne des valeurs exactes qui sont utilisables comme base de calcul , ce sont les caractéristiques du matériau.

2-La loi de similitude est valable pour l'essai de

c'est-à-dire qu'on peut transposer les caractéristiques déterminées avec une éprouvette de section quelconque à toute partie de section déterminée d'un ensemble mécanique à calculer .

Cela est valable pour la grande majorité des matériaux, mais est incorrect pour certains matériaux .

3 - A partir des caractéristiques déterminées par l'essai de traction , il est apparu , après l'expérience de nombreuses années , de nombreuses relations qui permettent de donner des conclusions sur l'aptitude à la mise en œuvre des matériaux et sur d'autres caractéristiques .

PRINCIPE DE L'ESSAI DE TRACTION

Au cours de l'essai de traction , une éprouvette normalisée du métal à étudier est soumise à une contrainte statique simple de traction par exemple . Il se produit d'abord , sous l'effet de l'augmentation des forces de traction, un allongement de l'éprouvette , jusqu'à ce que cette dernière soit rompue; la charge atteint une valeur déterminée , fonction du métal et de son état .

La charge rapportée à l'unité de surface de la section de l'éprouvette est appelée charge unitaire ou effort

σ , elle est exprimée en général en daN / mm² et est telle que : $\sigma = \frac{P}{S}$. Avec : P : charge .

S : section de l'éprouvette .

L'allongement longitudinal A est rapporté à la longueur initiale entre repères de l'éprouvette .

$$A = \frac{\Delta L}{L_0} \times 100 \%$$

L_0 : longueur initiale entre repères

DEFINITIONS IMPORTANTES POUR L'ESSAI DE TRACTION

On représente les relations entre les valeurs de l'allongement et de la charge unitaire, pour un métal , par le diagramme effort - déformation ou diagramme de rupture (fig 1)

Les valeurs remarquables pour les charges unitaires , et les allongements A sont appelées les caractéristiques du diagramme .

Le diagramme de rupture est très différent suivant la nature du métal .

La figure 1 représente le diagramme effort-déformation pour un acier doux .

Au début lorsque la charge augmente le métal subit une déformation très faible . L'augmentation de l'allongement est d'abord proportionnelle à l'augmentation de la charge unitaire , cela est représenté par un segment de droite appelé " droite de HOOKE " . Au point L_p de la charge on atteint la limite de proportionnalité E_p de la charge et de l'allongement . Cependant au point L_E on atteint la limite d'élasticité E_E . Si la charge croît au delà de la limite de proportionnalité, l'allongement augmente plus vite ; la droite est remplacée par une courbe . On atteint aux points L la limite élastique

-5-

Contrainte σ ; Charge P.

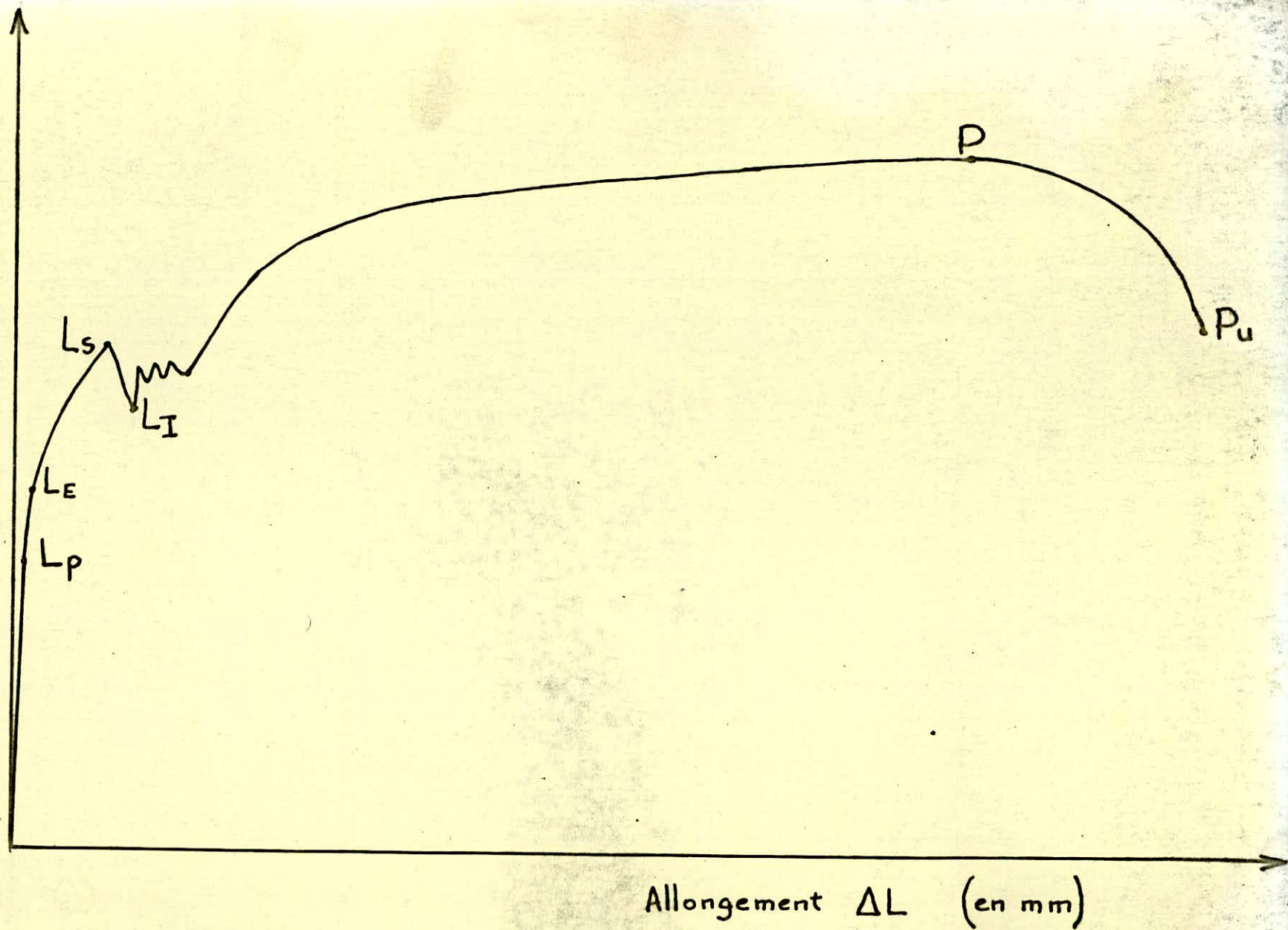


fig 1 : Diagramme effort - déformation.

apparente "supérieure" E_S et la limite élastique apparente "inférieure" E_I . A partir du point L_S , l'éprouvette commence à subir un écoulement, c'est-à-dire que pour l'effort correspondant l'éprouvette s'allonge sans que la charge augmente (elle peut diminuer). A ce niveau et lorsque l'allongement d'écoulement a atteint une certaine valeur maximum la charge doit augmenter de nouveau.

Au point P on atteint la charge maximum que peut supporter l'éprouvette.

La contrainte correspondante à la charge maximum est la résistance à la traction R.

L'allongement résiduel de l'éprouvette après rupture est l'allongement pour-cent après rupture:

$$A = \frac{L - L_0}{L_0} \times 100 \%$$

La résistance à la traction R est l'allongement après rupture A sont les deux principales caractéristiques.

Outre ces deux caractéristiques et celles correspondant à des points remarquables du diagramme effort-déformation, l'allure du diagramme effort-déformation constitue une image représentative du comportement du métal non seulement au cours de son utilisation mais aussi au cours de sa transformation.

Nous nous pencherons très particulièrement sur les systèmes de mesure des efforts et des allongements et sur le système mécanique pour la représentation des diagrammes effort-déformation des éprouvettes sollicitées.

VITESSES D'ESSAI

Pour tous les métaux, leur comportement au cours d'un essai de traction dépend de la vitesse d'application de la charge.

C'est pourquoi nous avons pris une gamme de quatre vitesses de traction différentes sur la tête d'amarrage qui sont:

- une vitesse rapide susceptible d'être modifiée :
40 mm / min
- deux vitesses de travail imposées : 20 mm/min
10 mm/min
- une vitesse lente susceptible d'être modifiée:
5 mm / min

COMPARAISON ENTRE DIFFERENTS TYPES DE MACHINES D'ESSAI DE TRACTION

Une machine d'essai est généralement composée d'un bâti, d'un dispositif de mise en marche et d'un dispositif de mesure des efforts . (fig 2)

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 charge 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 .

1- Mesure des effort.

Dans les anciennes machines, on utilise pour la mesure des efforts des balances à curseurs, des boîtes manométriques, des manomètres. Les machines modernes travaillent avec des dynamomètres pendulaires à transmission mécanique ou hydraulique.

Avec les balances à curseurs, la charge est déterminée à tout moment par la longueur du bras de levier qui est nécessaire pour l'équilibrage de cette charge, lorsqu'on fait coulisser un poids constant.

- 7 bis -

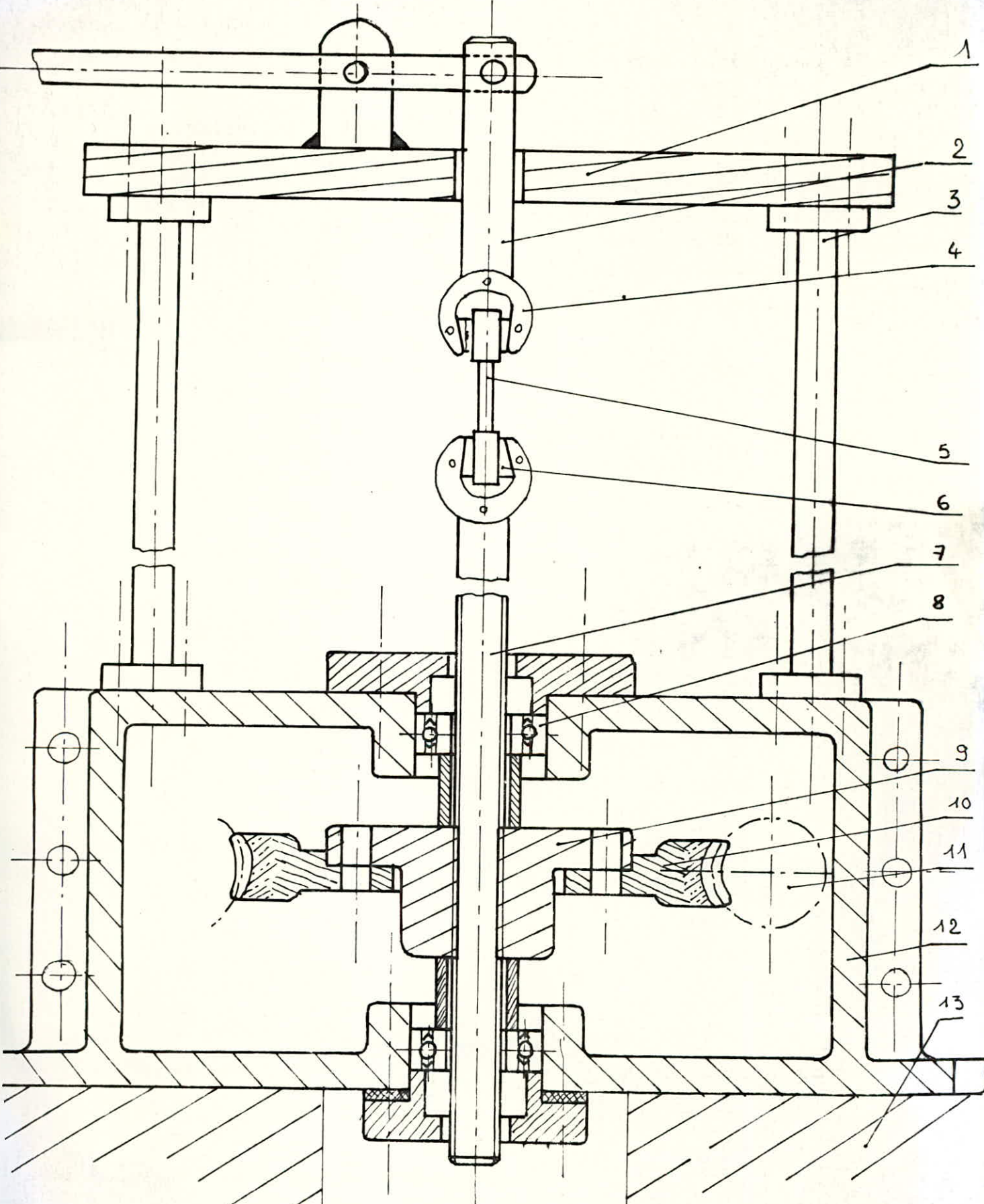


fig 2 : Schéma d'une machine d'essai de traction

Suite de la page 7 bis

Légende et Nomenclature de la fig 2

le dispositif complet de mise en marche ainsi que le dispositif de mesure des efforts n'ont pas été représentés sur la fig 2.

Nomenclature :

N°	Nb	Désignation
1	1	Plaque supérieure
2	1	Axe du levier de mesure
3	4	Poteaux
4	2	Têtes d'amarrage
5	1	éprouvette
6	4	Plaques
7	1	vis de commande
8	2	butées à billes
9	1	écrou
10	1	roue dentée
11	1	vis sans fin
12	1	Carter
13	1	Bâti

Pour la mesure avec une boîte manométrique, l'effort est transmis à l'aide d'un fluide par l'intermédiaire d'un piston ou d'une membrane et la pression est mesurée avec un manomètre. On détermine l'effort total en lisant l'indication de pression en Kg /cm² donnée par le manomètre et en tenant compte de la surface du piston. Avec les réalisations modernes la précision obtenue est alors à peine inférieure à celle donnée par une bonne balance à curseur.

Dans le dynamomètre pendulaire, l'effort est directement transmis par un système de leviers ; la transmission peut être aussi hydraulique. La balance à curseur nécessite un réglage continu et fastidieux du poids pour l'équilibrage. Avec le dynamomètre pendulaire à transmission par leviers, les risques d'erreurs sont fréquents lorsqu'on utilise une vitesse d'essai élevée, par suite des mouvements oscillants du pendule en cours d'essai. Le dynamomètre pendulaire à transmission hydraulique peut être utilisé. On doit faire vérifier à intervalles réguliers le dispositif de mesure des efforts.

Pour ces vérifications on utilise des dynamomètres spéciaux avec des courbes de correction.

(Normes AFNOR A 03-001)

Donnons quelques valeurs des efforts pour la détermination approximative des charges à utiliser :

La rupture d'une éprouvette proportionnelle type AFNOR avec $d_0 = 13,8$ mm (soit $S_0 = 150$ mm²) nécessite pour un acier avec

R = 40Kg /mm ²	une force de 6000 daN
R = 90 Kg/mm ²	" 13500 daN
R = 150 Kg/mm ²	" 22500 daN

2-Mesure des allongements

----- Avant le début de l'essai, l'éprouvette est soumise à une précharge, la plus faible possible, de façon à être bien montée sur la machine. On met alors en place un appareil de précision qui sera conçu et déterminé plus loin et on met progressivement

l'éprouvette sous charge . On doit progresser de façon suffisamment lente pour pouvoir tracer correctement la première partie de la courbe effort-déformation qui se rapproche beaucoup d'un segment de droite (droite de HOOKE) .

Le module d'élasticité est alors le rapport :

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad , \quad \text{dans le domaine élastique .}$$

Pour la détermination de la limite technique d'élasticité E_B , on soumet l'éprouvette à des charges croissantes et des décharges successives.

Après un nombre suffisant de mises en charge, on peut par l'intermédiaire d'une interpolation déterminer la charge unitaire ou limite technique d'élasticité correspondant à l'allongement résiduel conventionnel.

L'allongement après rupture est déterminé de la façon suivante; on reconstitue l'éprouvette rompue en rapprochant les deux fragments et en prenant soin que les axes soient bien dans le prolongement l'un de l'autre; on mesure ensuite avec un réglet la distance L entre les repères correspondant à la longueur initiale L_0 .

L'allongement après rupture est alors égal à :

$$A = \frac{L - L_0}{L_0} \times 100 \%$$

On ne peut utiliser ce procédé que lorsque la rupture de l'éprouvette a lieu dans le tiers médian de la distance entre repères . Si la rupture n'a pas lieu dans ce tiers , on doit alors procéder d'une autre façon .

CHOIX DE LA MACHINE

La comparaison précédente des différents types de machines nous permet de porter notre choix sur une machine du type suivant:

- 1°) La commande des efforts se fait mécaniquement par un moteur asynchrone à deux vitesses (500 et 1000 tr/mm) dont on déterminera la puissance électrique nécessaire. La gamme des efforts à transmettre à l'éprouvette s'échelonnnera comme suit :
25000 daN, 10000 daN, 2000 daN .
- 2°) La mesure des efforts se fait un dynamomètre pendulaire, à transmission mécanique dont le pendule aura une longueur définie constante et auquel on mettra des poids marqués. On prévoira donc une gamme de poids qu'on fixera sur le pendule.
Un cadran gradué nous donnera l'effort maximum correspondant à la résistance à la traction R .
- 3°) La mesure des allongements se fera directement sur le diagramme effort-allongement qui sera tracé automatiquement . Nous aurons à nous pencher davantage sur ce problème dans la partie (systèmes de mesure).

EN ce qui concerne les vitesses d'essai, elles ont déjà été déterminées et choisies plus loin.

LONGUEURS DES EPROUVETTES

1- Longueur des éprouvettes plates:

L'essai de traction s'effectue sur éprouvettes normalisées de section circulaire (diamètre $13,85\text{mm} \pm 0,01$ longueur entre repères : 100mm) ou sur éprouvettes plates d'épaisseur égale à celle du plat ou de la tôle à essayer, de largeur variant

de 30 à 20 mm suivant l'épaisseur et de longueur entre repères :

$$L_0 = \sqrt{66,67 \times S} \quad S; \text{ section en mm}^2$$

2. Eprouvettes de traction à section circulaire :

Ces éprouvettes sont proportionnelles, c'est-à-dire que l'on a une relation entre la section initiale S_0 et la longueur initiale entre repères L_0 qui est de la forme suivante :

$$L_0 = K \sqrt{S_0}$$

avec $K = 8,16$ ou $5,65$ Norme AFNOR A 03-101

où $L_0 = 7,25 d$ pour $K = 8,16$

$L_0 = 5 d$ pour $K = 5,65$

(Voir tableau 1 et fig 3)

TÊTES D'AMARRAGE DES EPROUVETTES

Les mors ne sont pas interchangeables; c'est les plaques qui se montent sur les mors par queues d'aronde qui le sont.

On a prévu à cet effet 3 plaques pour éprouvettes cylindriques et 3 plaques pour éprouvettes plates .

a) Plaques pour éprouvettes cylindriques :

-une paire de plaques :	pour des diamètres \varnothing de	40 à 30 mm
" " "	" "	\varnothing de 30 à 20mm
" " "	" "	\varnothing de 20 à 10mm

b) Plaques pour éprouvettes plates :

-une paire de plaques pour des épaisseurs e de	20 à 15 mm
" " " " "	e de 15 à 10 mm
" " " " "	e de 10 à 5 mm

(Voir fig 4)

CALCUL DE LA VIS

L'effort normal maximum est $F_{max} = 25000 \text{ daN}$
prenons un coefficient de sécurité générale $C_s = 2$.

La vis sera en XC 48f recuit à 850° dont les caractéristiques sont :

- charge à la rupture :
 $R_r = 70 \text{ à } 77 \text{ daN/mm}^2$
- limite élastique à la traction :
 $R_e = 40 \text{ daN/mm}^2$
- allongement en % minimum:
 $A \% = 12$

Le noyau de la vis ne travaille qu'à la traction simple. Il doit supporter la force maximum de travail qui est de
 $F = F_{max} \times C_s = 25000 \times 2 = 50000 \text{ daN}$

On néglige le poids de la vis.

Si le filet résiste ; le noyau de la vis résistera si :

$$\sigma_a \leq R_p \quad \text{avec } R_p : \text{résistance pratique à la traction}$$
$$\sigma_a = \frac{F}{S} \quad \text{avec } S : \text{section du noyau au fond de filet.}$$

$[\sigma_a]$: contrainte admissible

Déterminons R_p :

$$R_p = \frac{R_r}{C}$$

On adoptera $C = 5 \text{ à } 8$; parcequ'on a une construction où les efforts réels ne sont pas susceptibles d'une évaluation précise en ce qui concerne le noyau du filetage ; prenons $C = 5$

On aura $R_p = \frac{R_r}{C} = \frac{70}{5} = 14 \text{ daN/mm}^2$

La condition suivante doit être respectée :

$$\frac{F}{S} \leq 14 \quad \text{avec } S = \frac{d_1 \times \pi}{4}, d_1 : \text{Ø de fond de filet.}$$

d'où $d_1 \geq \sqrt{\frac{50000 \times 4}{14 \times \pi}} = (4549,56)^{\frac{1}{2}}$

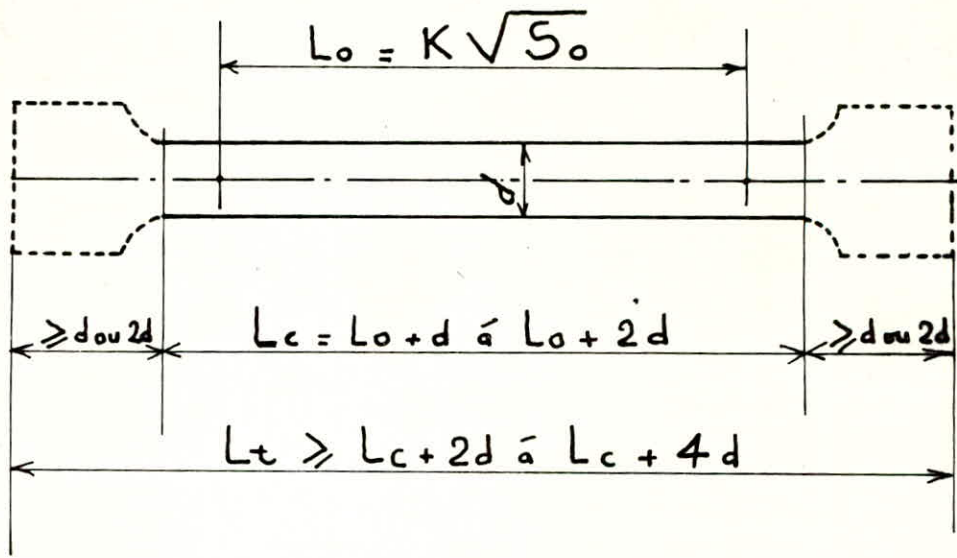


fig 3 Eprouvette proportionnelle de traction, à section Circulaire (Norme AFNOR A 03 - 101)

K	Longueur entre repères $L_0 = K\sqrt{S_0}$ (mm)	Diamètre d (mm)	Section S_0 (mm ²)	Longueur calibrée $L_c = L_0 + d$ à $L_0 + 2d$ (mm)	Longueur totale $L_t = L_c + 2d$ à $L_c + 4d$ (mm)
K = 8,16	100	13,8	150	114 - 128	169 - 183
	70	9,8	75	80 - 90	119 - 129
	44,8	6,18	30	51 - 57	63 - 69
	30	4	12,5	34 - 38	50 - 54
K = 5,65	100	20	314	120 - 140	200 - 220
	50	10	78,5	60 - 70	100 - 110

Tableau 1

- 12 bis -

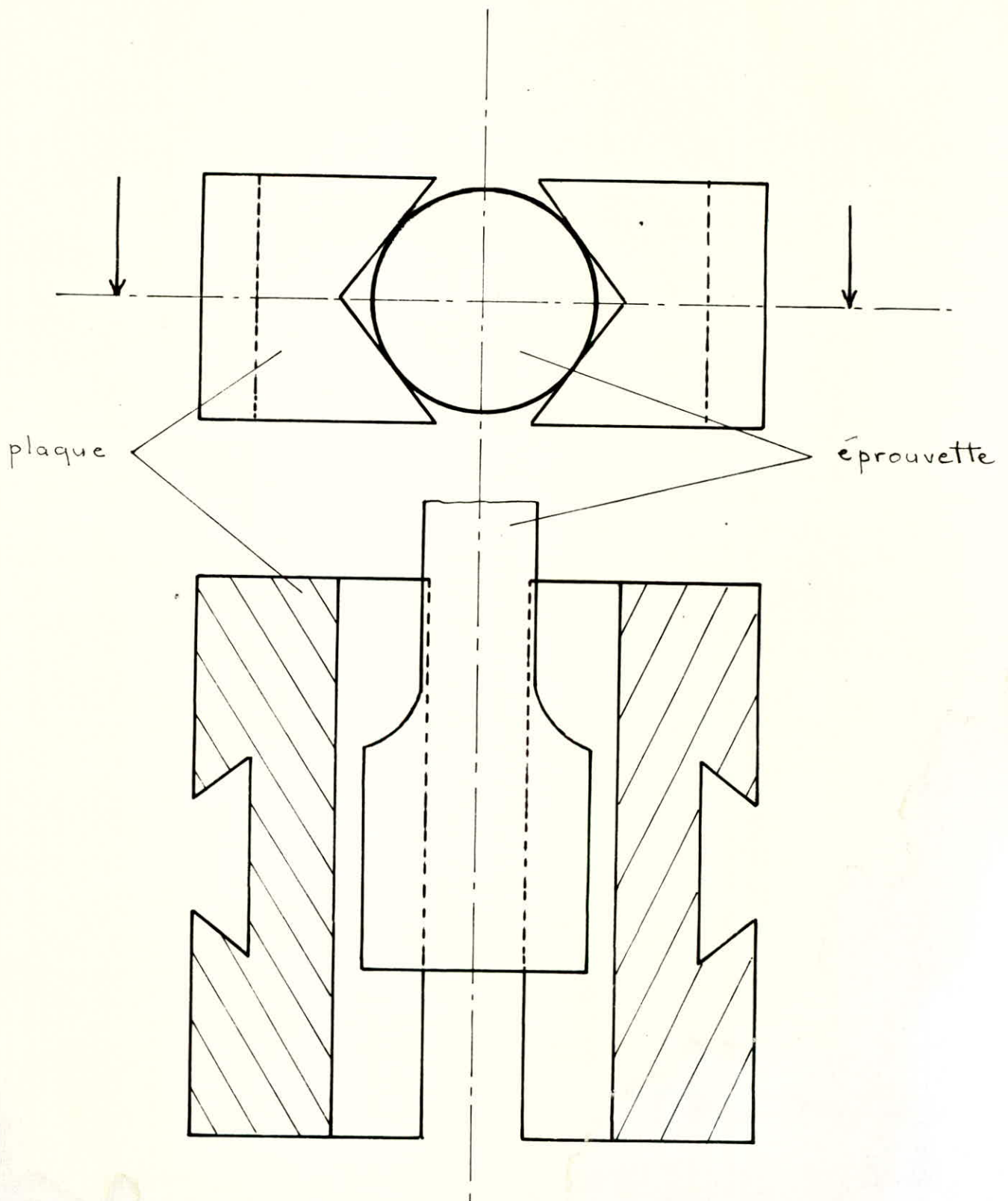


fig 4 a : plaques pour éprouvette cylindrique.

prenons $d_1 = 66 \text{ mm}$.

Caractéristiques de la vis:

Je prends un pas de 16mm, pas recommandable dans de telles constructions et un filet trapézoïdal d'exécution facile.

La normalisation NF E 03 002 du filet trapézoïdal donne:

pour un pas de 16mm on a (voir fig 5)

jeu $a = 0,5 \text{ mm}$

jeu $b = 1,5 \text{ mm}$

hauteur du filet $h = 8,50 \text{ mm}$

diamètre nominal $d = d_1 + 17 = 83 \text{ mm}$

diamètre moyen $\Delta = d - \frac{P}{2} = 75 \text{ mm}$

diamètre du fond de filet de l'écrou $d_2 = d + 2a = 84 \text{ mm}$

diamètre d'alésage $d_3 = d - 14 = 69 \text{ mm}$

diamètre du sommet de filet de l'écrou $d_4 = d + 2b = 86 \text{ mm}$

COUPLE NECESSAIRE POUR PRODUIRE LE MOUVEMENT

Dans notre cas la vis progresse contre sa charge axiale.

Le couple est (éléments de construction à l'usage de l'ingénieur

$$C = F \max \times \frac{\Delta}{2} \times \frac{\text{tome : I)} \quad \text{tg} \alpha + f \cos \alpha (1 + \text{tg}^2 \alpha + \text{tg}^2 \beta)^{\frac{1}{2}}}{1 - f \sin \alpha (1 + \text{tg}^2 \alpha + \text{tg}^2 \beta)^{\frac{1}{2}}}$$

avec α : angle de l'hélice moyenne

$$\text{tg} \alpha = \frac{\text{pas}}{\Delta \pi}$$

β : angle au sommet du filet

f : coefficient de frottement vis sur écrou

Dans notre cas, il faut que le mécanisme soit absolument irréversible pour que la charge, à l'arrêt, n'entraîne pas la rotation de la vis.

La condition suivante doit être respectée: $\alpha < \varphi$

$$\beta = \frac{30^\circ}{2} = 15^\circ \quad \text{tg} \beta = 0,26795$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{16}{3,14 \times 37,5 \cdot 2} = 0,068 \quad \text{ce qui donne } \alpha = 3,88^\circ$$

$$\text{d'où } \sin \alpha = 0,068$$

$$\cos \alpha = 0,998$$

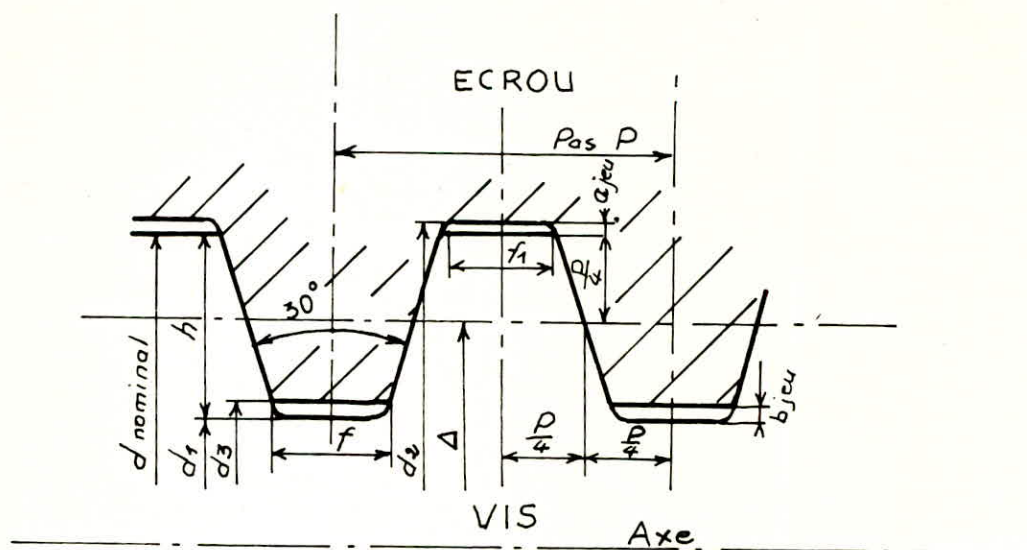


fig 5 : Filet trapézoïdal normalisé (NF.E.03.002)

$$Pas P = 16 \text{ mm.}$$

$$d_1 = 66 \text{ mm.}$$

$$d = d_1 + 17 = 83 \text{ mm.}$$

$$\Delta = d - 8 = 75 \text{ mm.}$$

$$d_2 = d + 2a, \quad a = 0,5 \text{ mm}, \quad d_2 = 84 \text{ mm.}$$

$$d_3 = d - 14 = 69 \text{ mm.}$$

$$d_4 = d + 2b, \quad b = 1,5 \text{ mm}, \quad d_4 = 86 \text{ mm.}$$

$$h = 8,50 \text{ mm.}$$

$$f = 5,86 \text{ mm.}$$

$$f_1 = 5,59 \text{ mm.}$$

Prenons un coefficient de frottement $f=0,12$

φ est tel que : $f = \text{tg } \varphi$ d'où $\varphi = 6,85^\circ$

On voit que la condition $\alpha < \varphi$ est largement respectée

$$C = 25000 \cdot 37,5 \cdot \frac{0,068 + 0,12 \cdot 0,998 \cdot (1 + (0,068)^2 + (0,26795)^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - 0,12 \cdot 0,068 \cdot (1 + (0,068)^2 + (0,26795)^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$C = 181,771 \text{ m} \cdot \text{daN}$$

La vis ne travaille pas ou peu à la traction; une vérification du noyau de la vis à l'effort composé: traction-torsion s'avère inutile vu les coefficients de sécurité choisis.

CALCUL DE L'ECROU

Nombre de filets de l'écrou : n

Le module du filet est en mm : $m = \frac{\text{pas}}{\pi} = 5,09554 \text{ mm}$

n doit répondre à la condition de bon fonctionnement suivante

$$n \leq 10 \text{ à } 12 \text{ filets;}$$

La section cisailée pour une spire $s = \pi \cdot d_1 \cdot \frac{\text{pas}}{2}$

Condition de résistance; $S = \frac{F_{\text{max}}}{R_g}$

comme $n \geq \frac{S}{s}$

donc $n \geq \frac{F_{\text{max}}}{R_g \cdot \pi \cdot d_1 \cdot 8}$ généralement $R_g = \frac{2}{3} R_p = 9,33 \text{ daN/mm}^2$

Car la résistance à la traction du noyau doit impliquer le non cisaillement (arrachement) des filets.

$$n \geq \frac{50000}{9,33 \cdot 3,14 \cdot 66 \cdot 8} = 3,23$$

Calcul de n à la pression de contact:

La pression de contact Acier sur Acier varie entre:

$$1 - 2 \text{ daN/mm}^2$$

Pour une spire la surface approximative de contact est:

$$s_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} (d - d_1)(d + d_1) = 1988,405 \text{ mm}^2$$

La surface de contact totale nécessaire est S_1 telle que :

$$S_1 \geq \frac{F_{\max}}{P_c}$$

Adoptons une pression de contact : $P_c = 1,5 \text{ daN/mm}^2$

donc : $S_1 \geq 16666,66 \text{ mm}^2$

Il faut que : $n \geq \frac{S_1}{s_1} = 8,38$

Adoptons la valeur $n = 10$ filets

Hauteur de l'écrou :

$H = n \times \text{pas}$

$H = 160 \text{ mm}$

Le rapport $\psi_H = \frac{H}{\Delta} = 2,33$

Cela est logique car ce rapport varie entre 1,2 et 2,5 .

Rendement du système vis-écrou :

Ce rendement est proche de celui du système vis-écrou dont la vis est à filet carré :

$$\eta_v = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\text{tg } 3,88^\circ}{\text{tg}(10,73)}$$

d' où $\eta_v = 0,395$

COUPLE SUR L'ECROU :

Le couple sur l'écrou est beaucoup plus grand que celui sur la vis vu le rendement existant de transmission $\eta_v = 0,395$.

$$C_{\text{écrou}} = \frac{C_{\text{vis}}}{\eta_v} = 454,427 \text{ m.daN}$$

VITESSES DE L'ECROU

Les vitesses de la vis ont été déjà choisies précédemment , mais il est utile d'en rappeler la gamme à ce niveau:

- 1 vitesse rapide susceptible d'être modifiée si cela s'avère nécessaire $v_1 = 40 \text{ mm / min}$
- 2 vitesses de travail imposées par les normes
$$v_2 = 20 \text{ mm / min}$$
$$v_3 = 10 \text{ mm / min}$$
- 1 vitesse lente susceptible aussi d'être modifiée $v_4 = 5 \text{ mm / min}$

La traction des éprouvettes se fera par l'intermédiaire du déplacement longitudinal de la vis . La vis aura un mouvement de translation sur son axe . Ce mouvement de translation est assuré par le système vis-écrou déjà étudié tant que c'est l'écrou qui tourne en étant mobilisé en translation .

Les vitesses de rotations n_i (en tr /min) de l'écrou dont le pas est le même que celui de la vis à savoir $p = 6 \text{ mm}$ correspondantes aux vitesses de la vis seront telles que:

$n_i = \frac{v_i}{p}$, ce qui entraîne des vitesses angulaires w_i telles

que:
 $w_i = \frac{\pi n_i}{30}$. à savoir :

$n_1 = \frac{v_1}{p}$	=	$\frac{40}{16}$	=	2,50 tr/min	$w_1 = 15,70 \text{ rd/min}$
$n_2 = \frac{v_2}{p}$	=	$\frac{20}{16}$	=	1,25 tr/min	$w_2 = 7,85 \text{ rd/min}$
$n_3 = \frac{v_3}{p}$	=	$\frac{10}{16}$	=	0,625 tr/min	$w_3 = 3,925 \text{ rd/min}$
$n_4 = \frac{v_4}{p}$	=	$\frac{5}{16}$	=	0,3125 tr/min	$w_4 = 1,9625 \text{ rd/min}$

RAPPORTS DE REDUCTION

Nous avons choisi comme moteur électrique , un
moteur asynchrone à 2 vitesses $N_1 = 1000 \text{ tr/min}$
et $N_2 = 500 \text{ tr/min}$.

L'écrou lui doit tourner aux vitesses définies suivantes :

$$\begin{aligned}n_1 &= 2,5 \text{ tr/min} \\n_2 &= 1,25 \text{ tr/min} \\n_3 &= 0,625 \text{ tr/min} \\n_4 &= 0,3125 \text{ tr/min}\end{aligned}$$

Vitesses très petites par rapport aux vitesses du moteur . Nous devons donc réduire de beaucoup les vitesses du moteur pour assurer à l'écrou ses vitesses de travail .

La réduction étant donc très grande intercalons entre l'arbre du moteur et l'écrou :

- 1°) Une boîte de vitesse BV de rapports de réductions r_1 et r_2
- 2°) double réduction à pignon et vis sans fin RV de rapport $r = r' \times r''$

Ces deux éléments de réduction seront étudiés plus en détail sur les planches de dessin en fin d'ouvrage .

L'étude dynamique se fera aussi plus loin . Donnons pour l'instant le schéma d'ensemble sur la figure 6 , page 20 .

voir (fig N° 6)

fig 6

Vis de commande

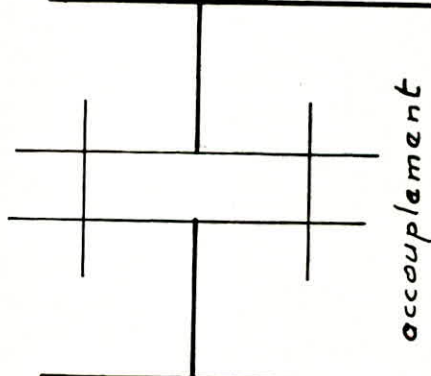
Premier réducteur
à roue et vis sans fin

$$r' = \frac{1}{40}$$

Deuxième réducteur
à roue et vis sans fin

$$r'' = \frac{1}{10}$$

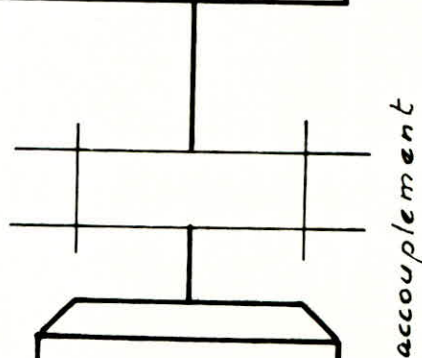
Double réduction: $\frac{1}{400}$



accouplement

Boite à vitesses

$$r_1 = 1, \quad r_2 = \frac{1}{4}$$



accouplement

Moteur
P.

Modes et systèmes de réalisation des rapports de réductions r :

Le système de réalisation d'un rapport de réduction r donné dépend de la grandeur de ce rapport ; plus le rapport est grand plus il nous faut un nombre plus grand d'engrenages :

$\frac{1}{6} \leq r \leq 1$ un seul train d'engrenages

$\frac{1}{6^2} \leq r \leq \frac{1}{6}$ deux trains d'engrenages .

$\frac{1}{6^3} \leq r \leq \frac{1}{6^2}$ trois trains d'engrenages .

Si le rapport r est inférieur à $\frac{1}{6^3}$ on adopte un autre type d'engrenages celui dont les axes sont orthogonaux ou autrement dit le système roue et vis sans fin . Ce système peut assurer une réduction qui varie en général entre :

$$\frac{1}{8} \quad \text{et} \quad \frac{1}{60}$$

RAPPORTS DE LA BOITE A VITESSE .

Notre boite à vitesse assurera deux rapports de vitesses différents selon l'une ou l'autre des positions d'enclenchement du levier de commande de la vitesse.

Ces deux rapports de réduction sont ; $r_1 = 1$,
et $r_2 = \frac{1}{4}$; rapports qui sont tout deux inférieurs à 1
(ou égal) et supérieurs à $\frac{1}{6}$.

(voir fig 7) (page 22)

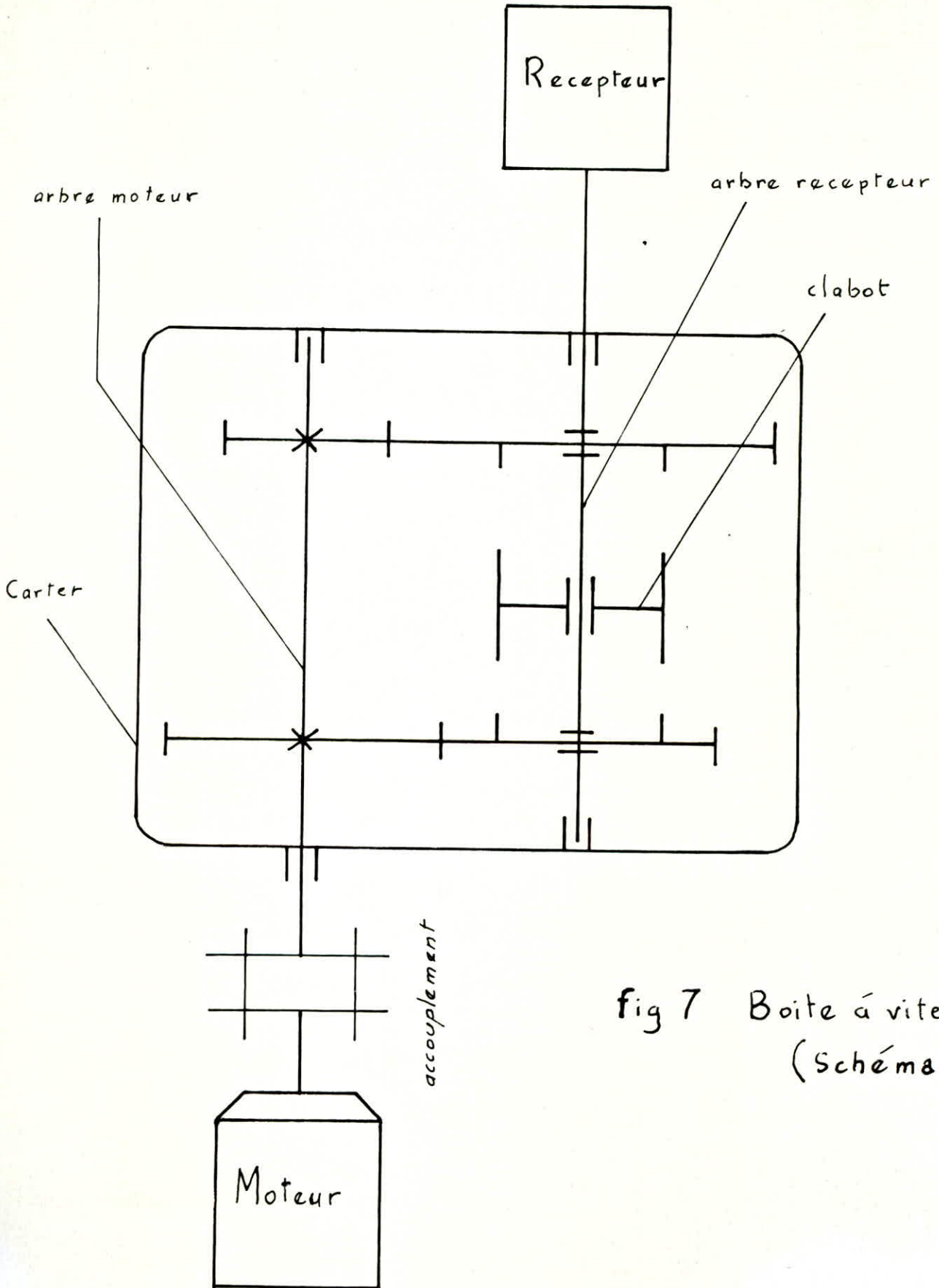


fig 7 Boite à vitesses
(Schéma)

Si le clabot est engrainé à gauche on aura le rapport $r_1 = 1$ qui veut dire que les vitesses $N_1 = 1000 \text{tr/min}$ et $N_2 = 500 \text{tr/min}$ sont transmises au récepteur sans changement à savoir :

$$N_1 = r_1 \cdot N_1 = \frac{1000}{1} = 1000 \text{tr/min}$$

$$N_2 = r_1 \cdot N_2 = \frac{500}{1} = 500 \text{tr/min}$$

Si le clabot est cette-fois-ci engrainé à droite on aura le rapport $r_2 = \frac{1}{4}$, les vitesses de rotation de l'arbre récepteur seront :

$$N_3 = r_2 \cdot N_1 = \frac{1000}{4} = 250 \text{tr/min}$$

$$N_4 = r_2 \cdot N_2 = \frac{500}{4} = 125 \text{tr/min}$$

L'étude de la boîte à vitesse sera approfondie plus loin .

RAPPORTS DE LA DOUBLE REDUCTION à ROUE ET VIS SANS FIN .

Le rapport de réduction r entre les vitesses de rotation de l'arbre récepteur N_i à la sortie de la boîte et les vitesses de rotation de l'écrou n_i est tel que :

$$n_i = r \cdot N_i \quad ; \quad \text{quelque soit le nombre } i \text{ variant}$$

1 à 4 on a :

$$r = \frac{1}{400}$$

Ce qui impose une double réduction à roue et vis sans fin , car une simple réduction ne peut nous amener au résultat espéré parce que à ce moment là le rapport r est forcément supérieur à $\frac{1}{60}$, nous avons donc choisi une double réduction

$$\text{telle que } r = r' \cdot r'' \quad \text{où } r' = \frac{1}{40} \text{ et } r'' = \frac{1}{10}$$

ETUDE DU REDUCTEUR A ROUE ET VIS SANS FIN
DISPOSITIONS CONSTRUCTIVES

Etude de la vis :

C'est elle qui reçoit le mouvement de l'arbre moteur : elle tourne à vitesse élevée par rapport à la vitesse de l'écrou . Elle est soumise à des efforts axiaux et radiaux ; le guidage se fera par roulements :

- Si la charge axiale est peu importante on emploie des roulements à billes à gorge , profonde .

- Si la charge axiale est importante on emploie des roulements à billes à contact oblique ou des roulements à rouleaux coniques .

- On peut employer des butées à billes .

La vis est en acier spécial afin d'augmenter la dureté superficielle donc de diminuer l'usure et afin de diminuer les pertes d'énergie par frottement .

ETUDE DE L'ECROU :

Elle tourne lentement , soumise à des efforts axiaux et radiaux ; elle sera donc guidée par des paliers butés lisses .

La roue est à contact linéaire donc l'engrènement doit être correct . Pour ce faire l'entraxe Δ doit être rigoureusement respecté et la roue doit avoir une position axiale précise .

Le frottement au contact de la denture de la roue avec les filets de la vis est important . Pour diminuer les pertes d'énergie dûes au frottement la denture de la roue sera par exemple en bronze alumineux au manganèse , ce qui lui donnera une dureté suffisante et une bonne rigidité . Pour les roues de diamètre important le corps est en matière moulée avec une couronne dentée rapportée .

ETUDE DU PREMIER REDUCTEUR A ROUE ET VIS SANS FIN

$$(r' = \frac{1}{40})$$

$$r' = \frac{N_{\text{roue } 1}}{N_{\text{vis } 1}} = \frac{n_1}{Zr_1} = \frac{1}{40}$$

n_1 : nombre de filets de la vis₁

Zr_1 : nombre de dents de la roue

Le choix qui s'impose est le suivant $n_1 = 1$ filet.

$Zr_1 = 40$ dents.

Le constructeur français Paul Durand propose des couples roue et vis sans fin, fabriqués en série, avec entraxes Δ échelonnés dans la série Renard.

La vis en acier trempé attaque une couronne dentée en acier dont la denture est en bronze spécial (brevet Durand), couronne dentée qui sera boulonnée sur l'organe mené, à savoir l'écrou .

Calcul du module réel:

Le module réel nous est donné par l'expression:

$$m_1 \geq \left(\frac{10,8 \cdot Cr_1}{k_1 \cdot Rp \cdot Zr_1} \right)^{\frac{1}{3}}$$

avec :

Zr_1 : nombre de dents de la roue : 40.

Cr_1 : couple sur la roue: 4544,27daN/mm² .

k_1 : coefficient de largeur de denture: 12,5

Rp : résistance pratique à la traction de la denture de la roue à contact linéaire: 10 daN/mm²

On peut admettre d'autre part, un coefficient de frottement vis sur roue: $f = 0,1$.

$$m_1 \geq \left(\frac{10,8 \cdot 4544,27}{12,5 \cdot 10 \cdot 40} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$m_1 \geq (981,555)^{\frac{1}{3}} = 9,94 \text{ mm}$$

Le module m_1 doit donc répondre à cette première condition qui est:

$$m_1 \geq 9,94 \text{ mm}$$

La fabrication d'un engrenage roue et vis fin est tellement précise qu'il faut se procurer l'engrenage chez un fabricant spécialisé. Il faut choisir un engrenage de catalogue, ce qui nous impose certaines cotes ; en particulier l'entraxe Δ_1

Le catalogue des renseignements dimensionnels de la société Engrenages Durand, donne pour le rapport standard $r' = \frac{1}{40}$

une série d'entraxes Δ_1 allant de pair avec des angles d'inclinaison en irréversibilité γ_1 bien définies.

La relation existante entre l'entraxe Δ_1 et le module m_1 où apparaît explicitement l'angle d'irréversibilité γ_1 est la suivante:

$$\Delta_1 = \frac{m_1}{2} \left(\frac{n_1}{\sin \gamma_1} + \frac{Zr_1}{\cos \gamma_1} \right)$$

Calculons les modules correspondants et choisissons le couple (entraxe Δ_1 , angle γ_1) répondant à la condition sus-nommée.

(voir calculs sur tableau : 2) (page 27)

Le couple $\Delta_1 = 250$ mm, $\gamma_1 = 6^\circ 45'$, convient car le module correspondant répond à la condition préalable:

$$m_1 = 10,2485 \text{ mm} \geq 9,94 \text{ mm}$$

Le module axial est m_{a1} tel que $m_{a1} = \frac{m_1}{\cos \gamma_1} = \frac{10,2485}{0,99307} = 10,32 \text{ mm}$

Rendement du mécanisme:

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma_1}{\tan(\gamma_1 + \varphi)}$$

$f = 0,1 \text{ daN/mm}^2 = \tan \varphi$; ce qui nous donne $\varphi = 5,71^\circ$.

L'irréversibilité à ce niveau n'est pas nécessaire; car le système vis-écrou à l'amont est irréversible .

$$\eta_1 = \frac{\tan 6^\circ 45'}{\tan 12,46^\circ} = \frac{0,11835}{0,21750} = 0,54413$$

Le tome IV (quatre) des " Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur " donne pour le couple $\Delta_1 = 250$, $\gamma_1 = 6^\circ 45'$ un rendement en multiplicateur η_{m1} variant entre 0,40 et 0,55 avec l'indication: mauvaise réversibilité, dévirage sous vibrations.

Δ_1 (mm)	δ_1	$\cos \delta_1$	$\sin \delta_1$	$\frac{1}{\sin \delta_1}$	$\frac{40}{\cos \delta_1}$	$S = \frac{1}{\sin \delta_1} + \frac{40}{\cos \delta_1}$	$m_1 = \frac{2 \Delta_1}{S}$ (mm)
160	5° 43'	0,995	0,0998	10,02	40,201	50,221	6,37183
200	6° 20'	0,99388	0,11047	9,05223	40,2463	49,2985	8,11383
250	6° 45'	0,99307	0,117535	8,50846	40,2791	48,7875	<u><u>10,2485</u></u>

Tableau : 2

CHOIX DU COUPLE : $(\Delta_1, \delta_1) \cdot r' = \frac{1}{40}$

$$\Delta_1 = \frac{m_1}{2} \left(\frac{1}{\sin \delta_1} + \frac{40}{\cos \delta_1} \right)$$

Les diamètres primitifs sont:

$$- \text{roue}_1 = D_p \text{roue}_1 = m_1 \cdot Z_{r1} = 409,94 \text{ mm}$$

$$- \text{vis}_1 = D_p \text{vis}_1 = 2\Delta_1 - D_p \text{roue}_1 = 90 \text{ mm}$$

Cotes de la vis:

$$\text{Le pas réel } p_{r1} = m_1 \cdot \pi = 32,1802 \text{ mm}$$

$$\text{Le pas apparent } p_{a1} = m_{a1} \cdot \pi = 32,4048 \text{ mm}$$

$$\text{Le pas de l'hélice } p_{Z1} = Z_{r1} \cdot p_{a1} = 32,4048 \text{ mm}$$

$$\text{La hauteur du filet } h_1 = 2,25 \cdot m_1 = 23,06 \text{ mm}$$

$$\text{Le diamètre du noyau de la vis } d_{f1} = D_p \text{vis}_1 - 2,5m_1 = 64,3788 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = D_{f1} + 2h_1 = 110 \text{ mm}$$

(voir le dessin de la vis sur fig 8) (page 29)

Cotes de la roue:

La roue a la forme d'une couronne, qui est boulonnée directement sur l'organe à commander (l'écrou), par n boulons de diamètre \emptyset

Dans ce cas $n = 12$ et $\emptyset = 16 \text{ mm}$

$$\text{La largeur de denture sera } b_1 = k_1 \cdot m_1 = 128,106 \text{ mm}$$

L'angle d'ouverture sera de 60° .

(voir le dessin de la roue sur fig 9) (page 30)

Cotes de l'écrou:

Il faut prévoir sur l'écrou n trous ($n=12$) de diamètre $\emptyset+2 \text{ mm}$ (18mm) pour la fixation de l'écrou sur la couronne dentée.

(voir le dessin de l'écrou sur fig 10)

(page 30)

L'étude dynamique d'un tel système sera faite plus loin ainsi que le calcul des réactions au niveau des appuis, la détermination des roulements au niveau des paliers et le calcul des arbres supportant les éléments du réducteur.

fig 8

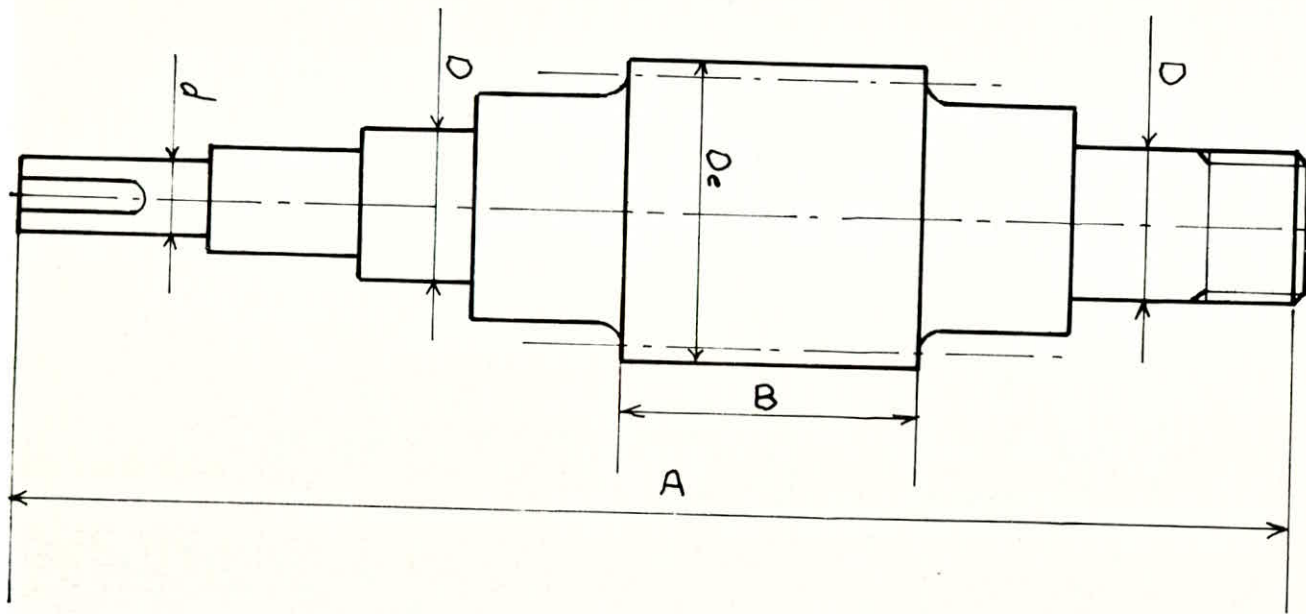
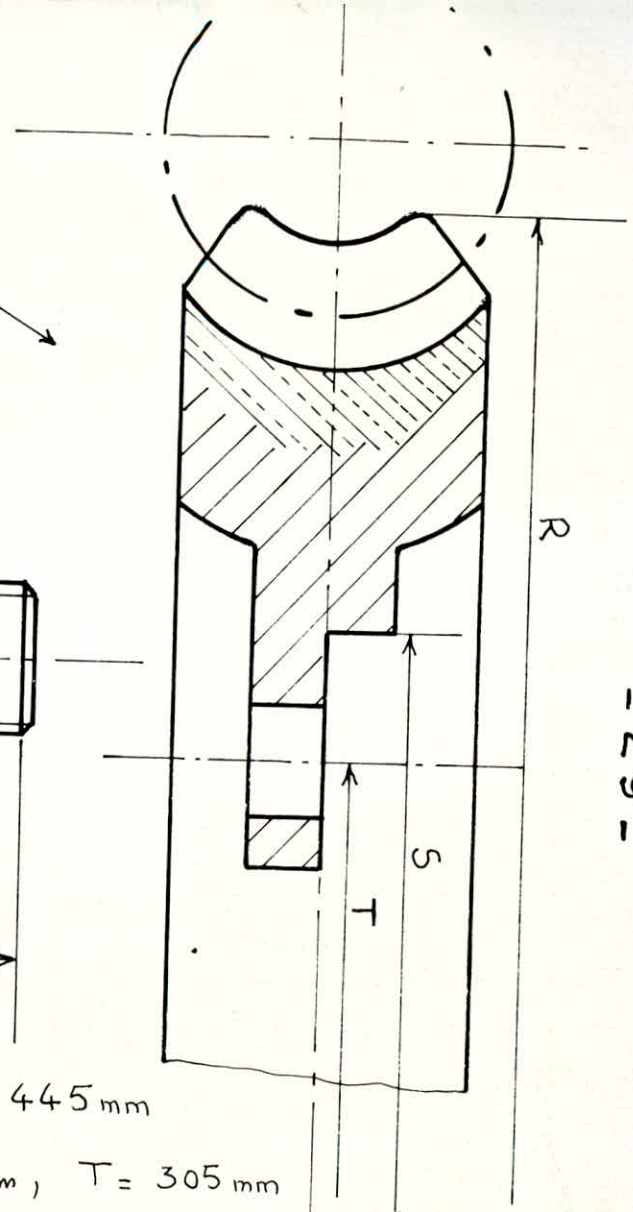


fig 9



$$A = 695 \text{ mm} , B = 190 \text{ mm} , D = 65 \text{ mm}$$

$$d = 45 \text{ mm} , D_e = 110 \text{ mm}$$

$$R = 445 \text{ mm}$$

$$S = 340 \text{ mm} , T = 305 \text{ mm}$$

Cotes de la vis (fig 8) sans fin et de la roue (fig 9).

ETUDE DU DEUXIEME REDUCTEUR A ROUE ET VIS SANS FIN

$$(r'' = \frac{1}{10})$$

La roue du deuxième réducteur est clavetée sur la vis du premier réducteur (voir disposition des réducteurs et de leurs éléments sur la figure 11). (page 22)

La roue₂ et la vis₁ sont solidaires; elles tournent autour du même axe à la même vitesses de rotation.

$$r'' = \frac{N_{roue2}}{N_{vis\ 2}} = \frac{n_2}{Zr_2} = \frac{1}{10}$$

avec : n₂: nombre de filets de la vis₂

Zr₂: nombre de dents de la roue₂

Couple sur la roue₂:

Le couple sur la roue₂ est le même que celui sur la vis₁, encore faut-il calculer le couple sur la vis₁:

$$Cr_2 = Cv_1 = \frac{Cr_1}{\eta_1 \cdot Zr_1} = \frac{4544427}{0,545 \cdot 40} = 20,845 \text{ daN.m}$$

Calcul du module réel m₂:

Le module réel nous est donné par l'expression:

$$m_2 \geq \left(\frac{10,8 \cdot Cr_2}{k_2 \cdot Rp \cdot Zr_2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Avec:

Zr₂: nombre de dents de la roue₂

Cr₂: couple sur la roue₂: 20845 daN.mm

k₂: coefficient de largeur de denture : 10

Rp : résistance pratique à la traction de la denture en bronze spécial de la roue₂ à contact linéaire: 10 daN/mm²

Admettons un coefficient de frottement f = 0,1 = tg φ

ce qui nous donne: φ = 5,71°

Trois cas peuvent se présenter, selon que l'on prend le nombre de filets n₂ de la vis₂ égal à 1, 2 ou 3.

Premier essai :

n₂ = 1 filet.

Zr₂ = 10 dents.

m₂ doit répondre à la condition suivante :

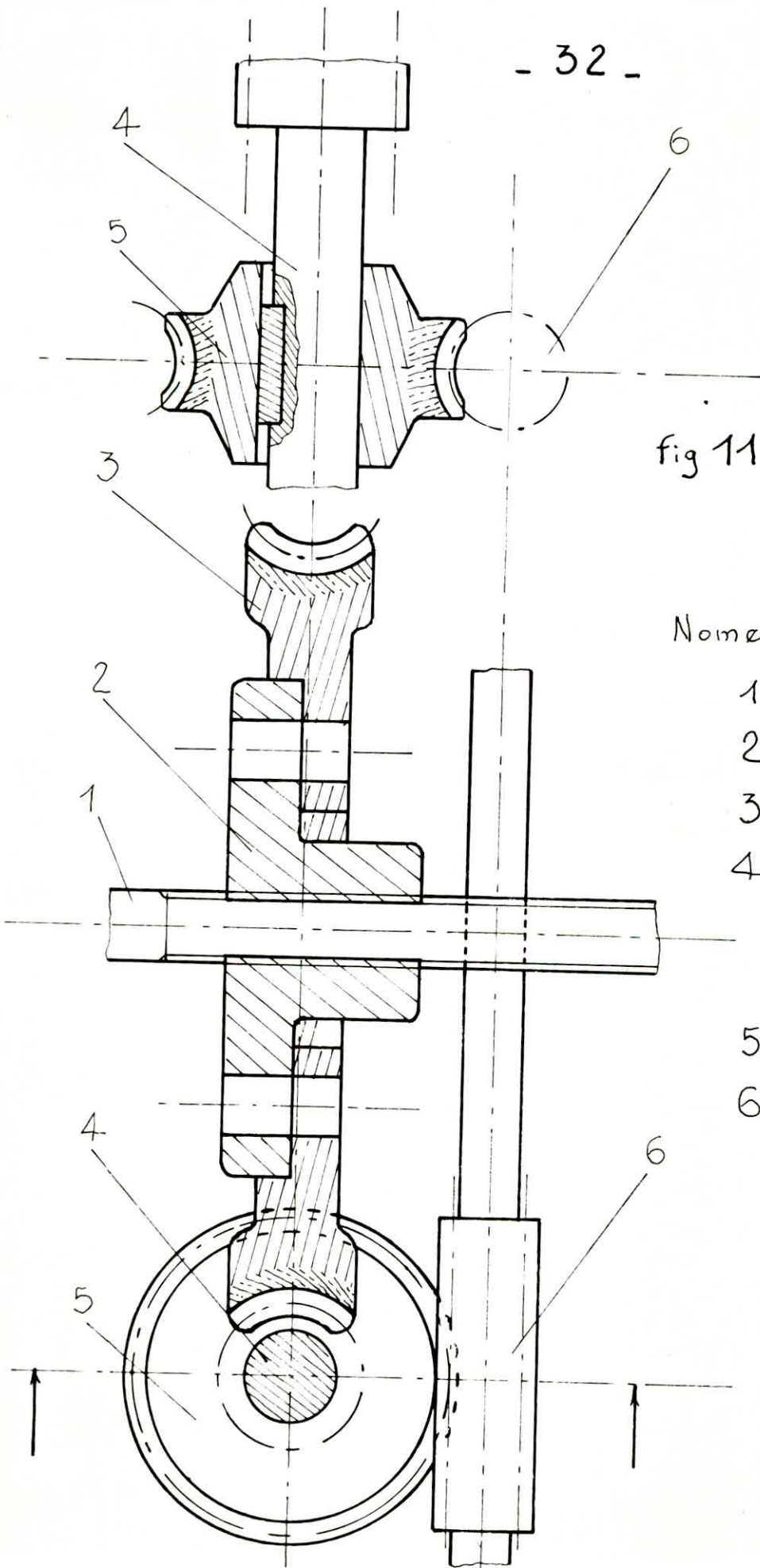


fig 11 : Dispositif de
reduction

Nomenclature :

1 : Vis de commande

2 : Ecou

3 : Roue N° 1

4 : Vis sans fin N° 1

5 : Roue N° 2

6 : Vis sans fin N° 2

$$m_2 \geq \left(\frac{10,8 \cdot 20845}{10 \cdot 10 \cdot 10} \right)^{\frac{1}{3}} = (225,126)^{\frac{1}{3}} = 6,085 \text{ mm}$$

Le constructeur français durand propose une série d'entraxes assurant le rapport de réduction $r'' = \frac{1}{10}$.

Faisons la même chose que précédemment c'est-à-dire calculons les modules correspondants aux couples et réunissons les résultats dans des tableaux, pour pouvoir choisir le couple répondant à la condition de résistance sus-nommée.

La condition d'entraxe existant entre l'entraxe Δ_2 et l'angle d'irréversibilité et d'autre part le module m_2 est la suivante: $\Delta_2 = \frac{m_2}{2} \left(\frac{n_1}{\sin} + \frac{Zr_2}{\cos} \right)$

(voir tableau 3) (page 34)

Il ressort du tableau 3; que le couple de valeurs $\Delta_2 = 50 \text{ mm}$ et $\delta_2 = 14^\circ 33'$ suffit car $m_2 = 6,98724 \text{ mm} \geq 6,085 \text{ mm}$

Le rendement dans ce cas est:

$$\eta_2 = \frac{\text{tg } 2\delta}{\text{tg}(\delta_2 + \varphi)} = \frac{\text{tg } 14,55^\circ}{\text{tg } 20,26^\circ} = \frac{0,25954}{0,369} = 0,70336$$

Deuxième essai :

$$n_2 = 2 \text{ filets}$$

$$Zr_2 = 20 \text{ dents}$$

Le module m_2 doit répondre à la condition:

$$m_2 \geq \left(\frac{10,8 \cdot 20845}{10 \cdot 10 \cdot 10} \right)^{\frac{1}{3}} = (112,563)^{\frac{1}{3}} = 4,83 \text{ mm}$$

Faisons la même chose que précédemment (voir tableau 4)

Le couple de valeurs $\Delta_2 = 80$, $\delta_2 = 17^\circ 31'$ convient car le module m_2 correspondant est $m_2 = 5,79296 \geq 4,83 \text{ mm}$

Le rendement dans ce cas est:

$$\eta_2 = \frac{\text{tg } 17^\circ 31'}{\text{tg } 23,2266^\circ} = \frac{0,31554}{0,4291} = 0,73535$$

Δ_2 (mm)	γ_2	$\cos \gamma_2$	$\sin \gamma_2$	$\frac{1}{\sin \gamma_2}$	$\frac{10}{\cos \gamma_2}$	$S = \frac{1}{\sin \gamma_2} + \frac{10}{\cos \gamma_2}$	$m_2 = \frac{2\Delta_2}{S}$ (mm)
50	14° 33'	0,96793	0,251225	3,98050	10,3313	14,3118	6,98724
63	15° 15'	0,96479	0,26303	3,80184	10,3649	14,1669	8,89409
80	17° 31'	0,9536	0,3009	3,32336	10,4865	13,8098	11,5859
100	20° 3'	0,93939	0,34284	2,91681	10,6452	13,562	14,747
125	21° 8'	0,9327	0,365	2,73972	10,7215	13,4612	18,5718

Tableau : 3

1^{er} essai

CHOIX DU COUPLE (Δ_2, γ_2) . $r'' = \frac{1}{10}$

$$\Delta_2 = \frac{m_2}{2} \left(\frac{1}{\sin \gamma_2} + \frac{10}{\cos \gamma_2} \right)$$

Troisième essai:

$$n_2 = 3 \text{ filets}$$

$$Zr_2 = 30 \text{ dents}$$

Le module m_2 doit répondre à la condition suivante:

$$m_2 \geq \left(\frac{10,8 \cdot 20845}{10 \cdot 10 \cdot 10} \right)^{\frac{1}{3}} = (75,042)^{\frac{1}{3}} = 4,218 \text{ mm}$$

Faisons toujours la même chose et réunissons les résultats dans un tableau 5.

Il s'avère que le couple de valeurs dont le module répond à la condition sus nommée est le suivant:

$$\Delta_2 = 100 \text{ mm} ; \gamma_2 = 20^\circ 3'$$

Le module est: $m_2 = 4,91569 \text{ mm} \geq 4,218 \text{ mm}$.

Le rendement dans ce cas est:

$$\eta_2 = \frac{\text{tg } 20^\circ 3'}{\text{tg } 25,76^\circ} = \frac{0,36496}{0,48236} = 0,75661$$

RENDEMENTS:

Premier essai: $\eta_2 = 0,70336$

Deuxième essai: $\eta_2 = 0,73535$

Troisième essai: $\eta_2 = 0,75661$

Le troisième essai est celui avec lequel le meilleur rendement est atteint.

La vis à trois filets est donc adoptée, la roue 2 aura 30 dents. Ce résultat était d'ailleurs prévisible, parce que plus le nombre de filets de la vis augmente plus le module diminue; les pertes diminuant d'autant, ce qui donne le meilleur rendement de transmission.

Ce résultat est général; c'est-à-dire que; à chaque fois que l'on peut prendre pour la vis 3, 4 filets et même plus on n'hésite pas à le faire, sauf pour les grands rapports.

On peut lire en consultant les normes dimensionnelles pour $\Delta_2 = 100 \text{ mm}$, $\gamma_2 = 20^\circ 3'$; un rendement multiplicateur tel que:

$$0,77 \leq \eta_m \leq 0,92 \text{ et l'indication suivante:}$$

réversibilité totale, dévissage rapide.

Δ_2 (mm)	γ_2	$\cos \gamma_2$	$\sin \gamma_2$	$\frac{3}{\sin \gamma_2}$	$\frac{30}{\cos \gamma_2}$	$S = \frac{3}{\sin \gamma_2} + \frac{30}{\cos \gamma_2}$	$m_2 = \frac{2\Delta_2}{S}$ (mm)
50	14°33'	0,96793	0,251225	11,9417	30,9939	42,9356	2,32906
63	15°15'	0,96479	0,26303	11,4055	31,0948	42,5003	2,96468
80	17°31'	0,9536	0,3009	9,97008	31,4597	41,4296	3,86197
100	20°3'	0,93939	0,34284	8,75043	31,9356	40,68603	4,91569
125	21°8'	0,9327	0,365	8,21917	32,1646	40,3836	6,19063

Tableau : 5

CHOIX DU COUPLE : (Δ_2, γ_2) . $r'' = \frac{1}{10}$

3^{eme} essai :

$$\Delta_2 = \frac{m_2}{2} \left(\frac{3}{\sin \gamma_2} + \frac{30}{\cos \gamma_2} \right)$$

Couple sur la vis :

$$C_{v_2} = \frac{C_{r2} \cdot n_2}{\eta_2 \cdot Z_{r2}} = \frac{20845 \cdot 3}{0,75661 \cdot 30} = 2755,05 \text{ daN}\cdot\text{mm}$$

Diamètres primitifs:

$$D_p \text{ roue}_2 = m_2 \cdot Z_{r2} = 152 \text{ mm}$$

$$D_p \text{ vis}_2 = 2\Delta_2 - D_p \text{ roue}_2 = 48 \text{ mm}$$

La normalisation ou les standards Durand donnent toutes les cotes nécessaires aussi bien pour la roue que pour la vis sans fin.

Le diamètre extérieur de la vis sans fin :

$$D_e = D_p \text{ vis}_2 + 2m_2 = 58 \text{ mm}$$

Le diamètre du noyau de la vis sans fin :

$$D_f = D_p \text{ vis}_2 - 2,5m_2 = 36 \text{ mm}$$

Voir représentation et cotes de la roue et de la vis sans fin sur la figure 12; page 39 .

Vitesses de rotation de la vis² /

$$N_1 = 1000 \text{ tr/min} .$$

$$N_2 = 500 \text{ tr/min} .$$

$$N_3 = 250 \text{ tr/min} .$$

$$N_4 = 125 \text{ tr/min} .$$

Les deux premières vitesses : N_1 et N_2 sont transmises sans réduction (ou avec une réduction : $r_1 = 1$), car le moteur tourne avec ces deux même vitesses .

Les deux autres vitesses de rotation de la vis sans fin N_3 ; N_4 sont les deux vitesses du moteur (1000 tr/min et 500 tr/min) transmises avec une réduction : $r_2 = \frac{1}{4}$.

Vitesses de rotation de la roue 2 : nr_i

Les vitesses de rotation de la roue² (nr_i) ; i de 1 à 4 , sont telles que ; étant donné le rapport de réduction $r'' = \frac{1}{10}$; rapport de réduction du deuxième réducteur à roue et vis sans fin :

$$nr_i = N_i \cdot r''$$

A savoir :

$$nr_1 = 100 \text{ tr/min}$$

$$nr_2 = 50 \text{ tr/min}$$

$$nr_3 = 25 \text{ tr/min}$$

$$\text{et } nr_4 = 12,5 \text{ tr/min} .$$

Roue N° 2

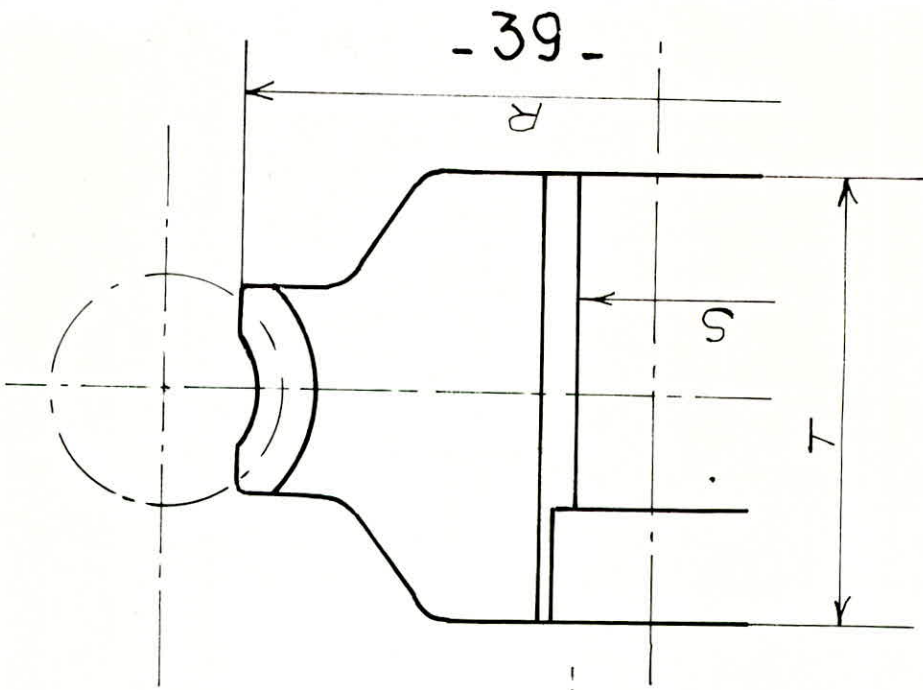
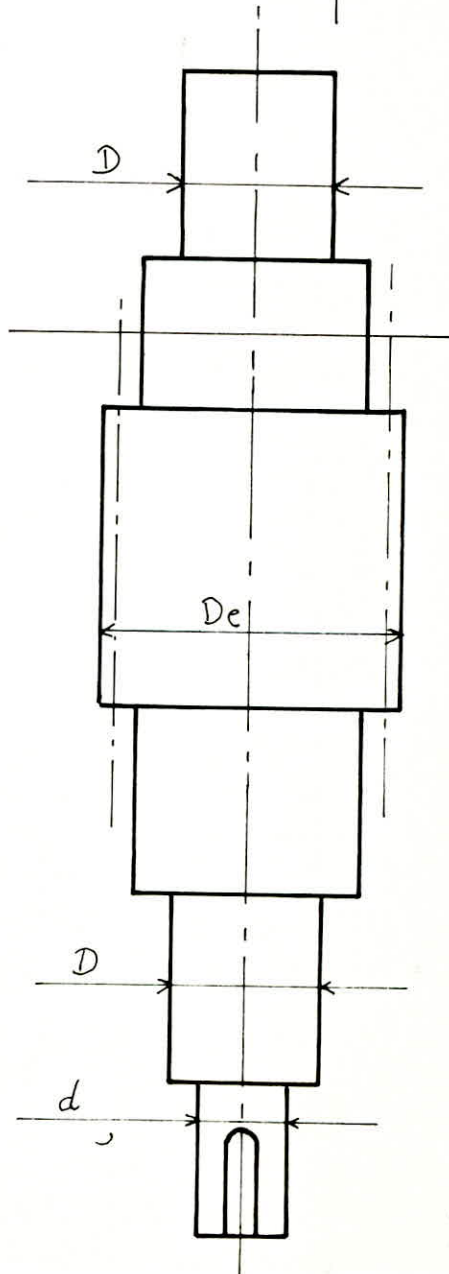


fig 12

Vis sans fin N° 2



- $S = 46 \text{ mm}$
- $R = 175 \text{ mm}$
- $T = 105,5 \text{ mm}$
- $d = 25 \text{ mm}$
- $D = 35 \text{ mm}$
- $D_e = 58 \text{ mm}$

Vitesses de rotation de la roue 1 ou de l'écrou : n_i

Les vitesses de rotation de la vis N°1 sont les mêmes que celles de la roue N°2 parcequ'elles sont co-axiales et solidaires en rotation.

$r' = \frac{1}{40}$ étant le rapport de réduction du premier réducteur à roue et vis sans fin; les vitesses de rotation de l'écrou: n_i sont telles que : $n_i = nr_i \cdot r''$ $i = 1; 2; 3; 4.$

À savoir : $n_1 = 2,5$ tr/min
 $n_2 = 1,25$ tr/min
 $n_3 = 0,625$ tr/min
 $n_4 = 0,3125$ tr/min

CALCUL DE RESISTANCE ET VERIFICATION DU PREMIER REDUCTEUR

Du point de vue contraintes :

D'après Henriot l'effort T_0 que peut supporter un réducteur à roue et vis sans fin dépend de beaucoup de facteurs et surtout de la matière choisie c'est-à-dire de la contrainte admissible du matériau choisi pour faire la roue σ_0 , il dépend aussi de la largeur de la denture de la roue, du module axial de la roue m_{a1} , du sinus de l'angle d'irreversibilité δ_1 , et de trois coefficients qui sont: Y_v coefficient de vitesse
 Y_t coefficient de durée de vie
 Y_s coefficient de service

La condition de résistance du réducteur est que l'effort que peut supporter le réducteur soit supérieur à l'effort que transmet le réducteur.

G. Henriot propose comme effort T_0 pouvant être supporté par le réducteur l'expression suivante :

$$T_0 = \sigma_0 \cdot b_1 \cdot m_{a1} \cdot \sin \delta_1 \cdot Y_v \cdot Y_t \cdot Y_s \cdot 1,25$$

avec : $\sigma_0 = 10$ daN/mm² matériau choisi précédemment

$$b_1 = 2 \cdot m_{a1} \cdot (Z_1 + 1)^{\frac{1}{2}}$$
 largeur de denture de la roue

le module axial $m_{a1} = 10,32$ mm et le nombre de filets de la vis sans fin $Z_1 = 1$

d'où $b_1 = 29,1849$ mm

$\sin \gamma_1 = 0,117535$

Coefficient de vitesses : Y_v

$Y_v = \frac{a}{a + (v)^{\frac{1}{2}}}$ a étant un nombre qui dépend de la précision

et de la qualité du réducteur. Prenons $a = 6$; nombre qui correspond à une vis de bonne précision et de bonne qualité commerciale ou qualité III .

et v étant la vitesse linéaire au primitif

calcul de v :

$v = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{1}$ avec $d_1 = m_t \cdot Z_1$

$m_t = \frac{m_1}{\sin \gamma_1}$

$m_1 = 10,2485$ mm d'où $m_t = \frac{10,2485}{0,117535} = 87,199$ mm

comme $Z_1 = 1$ $d_1 = 87,199$ mm

$\omega_1 = 10,46666$ rd/s est la vitesse angulaire correspondante à la plus grande vitesse de rotation de la vis sans fin N°1 à savoir 100 tr/min.

Il vient $v = 912,676$ mm/s = 0,912676 m/s

d'où $Y_v = 0,86$

Coefficient de durée: Y_t

Il faut à ce niveau se fixer une durée de vie de 20000 heures.

Déterminons le facteur $n_c = 60 \cdot n \cdot Th \cdot q$

avec : n :vitesse de rotation de la roue vérifiée en tr/min

Th :le nombre d'heures de fonctionnement

q :le nombre de zones d'engrènement

$n = 2,5$ tr/min , $Th = 20000$ heures , prenons $q = 3$ zones

donc : $n_c = 9 \cdot 10^6$

D'après Henriot si $n_c > 10^7$ alors $Y_t = \frac{1}{(\frac{n_c}{10^7})^{0,1}}$

sinon $Y_t = 1$

En ce qui nous concerne $n_c = 9 \cdot 10^6 < 10^7$; ce qui nous donne un facteur de durée : $Y_t = 1$

Coefficient de service : Y_s

Le fonctionnement de la machine se fait sans choc et pendant une durée de fonctionnement par jour réduite : $Y_s = 1$

Nous pouvons maintenant calculer T_o

$$T_o = 1,25 \cdot 10 \cdot 29,1849 \cdot 10,32 \cdot 0,117535 \cdot 0,86 \cdot 1 \cdot 1 = 380 \text{ daN}$$

On peut donc transmettre un couple $C_o = T_o \cdot \frac{d_1}{2}$

$C_o = \frac{380 \cdot 87,199}{2} = 16567,8 \text{ daN}\cdot\text{mm}$. Ce couple est nettement inférieur au couple qui doit être transmis à savoir $C_{v1} = 20845 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

Du point de vue contraintes le mécanisme est insuffisant ; il faut augmenter T_o en jouant sur un ou plusieurs de ses termes ; il est clair qu'augmenter la largeur de denture b_1 est la meilleure façon et la plus simple d'augmenter la contrainte T_o , mais faisons d'abord la deuxième vérification du point de vue pression
Calcul de résistance du point de vue pression:

On se propose de faire la même que précédemment c'est-à-dire de calculer l'effort T_o transmissible .

Henriot propose : $T_o = K_o \cdot b_1 \cdot Y_r \beta \cdot Y_t \cdot Y_s \cdot Y_v \cdot d_1$

Avec : $Y_r = 0,43$ lu sur l'abaque pour $r' = \frac{1}{40}$ et $\gamma_1 = 6^\circ 45'$
 $Y_t = 1$ pour 20000 heures de fonctionnement , $Y_s = 1$

Coefficient de vitesse : Y_v

Pour engrenage à roue et vis sans fin de bonne qualité commerciale (qualité II), et pour une vitesse de rotation de la vis de : 100 tr/min .

pour la vis : $Y_{v1} = 0,23$, pour la roue : $Y_{v2} = 0,49$

Il nous faut au moins un effort T_o tel que : $T_o = \frac{20845}{87,199} = 478 \text{ daN}$

Ce qui implique un minimum pour le produit $K_o \cdot Y_v$ tel que :

$$K_o \cdot Y_v = \frac{T_o}{b_1 \cdot d_1 \cdot Y_r \cdot Y_t \cdot Y_s} = \frac{478}{29,1849 \cdot 87,199 \cdot 0,45} = 0,41746$$

Voir sur tableau 6a les valeurs K_o , Y_v , le produit $K_o \cdot Y_v$.
(page 43)

Ko	vis	roue
Vis en acier Ni-Cr	0,46	0,216
Vis en acier cémenté	1,3	0,275
γ_v	0,23	0,49

Ko . γ_v	
vis	roue
0,1058	0,10584
0,299	0,13475

Tableau 6 a . (pour une roue en bronze)

Ko	vis	roue
Vis en acier Ni-Cr	0,46	0,216
Vis en acier cémenté	1,3	0,275
γ_v	0,06	0,22

Ko . γ_v	
vis	roue
0,0276	0,04752
0,078	0,0605

Tableau 6 b . (pour une roue en bronze)

On voit d'après le tableau 6a que la roue ainsi que la vis sont insuffisants car le produit $K_o \cdot Y_v$ est inférieur à 0,41746 et ceci quelque soit la matière qui constitue la vis sans fin (acier Ni - Cr ou acier cémenté).

Si on prend une vis en acier Ni - Cr ; il faut porter la largeur de denture b_1 à :

$$b_1 = \frac{0,41746 \cdot 29,1849}{0,1058} = 125,155 \text{ mm}$$

prenons $b_1 = 116 \text{ mm}$

Du point de vue contrainte on avait trouvé un réducteur insuffisant; faisons une deuxième vérification avec la nouvelle largeur de denture :

$$T_o = 1,25 \cdot 10 \cdot 115,155 \cdot 10,32 \cdot 0,117535 \cdot 0,9 = 1571,3 \text{ daN.}$$

d'où le couple C_o transmissible :

$$C_o = 1571,3 \cdot \frac{87,199}{2} = 68507,5 \text{ daN.mm}$$

Cela est suffisant car le couple C_o est supérieur au couple à transmettre qui est de 20845 daN.mm

CALCUL DE RESISTANCE ET VERIFICATION DU DEUXIEME REDUCTEUR

Du point de vue contrainte:

$$T_o = 1,25 \cdot \sigma_o \cdot m_{a2} \cdot \sin \gamma_2 \cdot Y_{v2} \cdot Y_{t2} \cdot Y_{s2}$$

$$\text{avec : } \sigma_o = 10 \text{ daN/mm}^2$$

$$b_2 = 2m_{a2} (Z_1 + 1)^{\frac{1}{2}}$$

Z_1 nombre de filets de la vis sans fin 2, $Z_1 = 3$

m_{a2} module axial du réducteur tel que :

$$m_{a2} = \frac{m_2}{\cos \gamma_2} = \frac{4,91569}{0,93939} = 5,23285 \text{ mm}$$

la largeur de denture b_2 est alors:

$$b_2 = 4 \cdot m_{a2} = 4 \cdot 5,23285 = 20,94 \text{ mm}$$

$$\sin \gamma_2 = 0,34284$$

Coefficient de vitesse: Y_{v2}

$$m_{t2} = \frac{m_2}{\sin \lambda_2} = \frac{4,91569}{0,34234} = 14,3381 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_t \cdot Z_1 = 43 \text{ mm}$$

La vitesse linéaire au primitif est donc :

$$v_2 = \frac{d_2 \cdot \omega_2}{3} = \frac{d_2 \cdot N \cdot \pi}{300} = 1500,666 \text{ mm/s} = 1,6 \text{ m/s}$$

avec $N = 1000 \text{ tr/min}$ et $\omega_2 = 104,666 \text{ rd/s}$

$$Y_{v_2} = \frac{a}{a + (v)^{\frac{1}{2}}} \text{ ; expression proposée par Henriot}$$

Prenons $a = 6$; coefficient qui correspond à une vis de bonne précision (qualité III)

On trouve alors $Y_{v_2} = 0,83$

Coefficient de durée Y_{t_2}

$$Y_{t_2} = \frac{1}{\left(\frac{nc_2}{10^7}\right)^{0,1}} \text{ avec } nc_2 = 60 \cdot n_2 \cdot T_h \cdot q$$

comme $n_2 = 100 \text{ tr/min}$, $T_h = 20000 \text{ heures}$ et $q = 3$ on a :

$$Y_{t_2} = 0,69881$$

Le facteur de service est $Y_{s_2} = 1$

L'effort qui peut être transmis est donc :

$$T_o = 1,25 \cdot 10 \cdot 20,94 \cdot 5,23285 \cdot 0,34284 \cdot 0,83 \cdot 0,69881 = 272,363 \text{ daN}$$

Le couple qui pourra être transmis sera de :

$$C_o = T_o \cdot \frac{d_2^2}{2} = \frac{43^2}{2} \cdot 272,363 = 5855,8 \text{ daN.mm}$$

Le couple à transmettre $C_{v_2} = 2755,05 \text{ daN.mm}$ est largement inférieur au couple C_o qui peut être transmis .

Du point de vue pression:

$$T_o = K_o \cdot b_2 \cdot d_2 \cdot Y_r \beta \cdot Y_t \cdot Y_s \cdot Y_v$$

avec : $Y_r = 1$ (valeur lue sur abaque pour $r'' = \frac{1}{10}$ et pour l'angle d'irreversibilité $\gamma_2 = 20^\circ 3'$)

$Y_t = 1$ (pour 20000 heures de fonctionnement)

enfin $Y_s = 1$.

En ce qui concerne le coefficient Y_v ; pour une vitesse $N = 1000 \text{ tr/min}$ et pour un engrenage à vis sans fin de bonne qualité commerciale (qualité II); Y_v prend les valeurs suivantes :

Pour la vis sans fin : $Y_{v1} = 0,06$

Pour la roue : $Y_{v2} = 0,22$

Ces valeurs sont données par des abaques.

L'effort T_0 à transmettre est :

$$T_0 = \frac{2 \cdot C_v^2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2755,05}{43} = 128,141 \text{ daN}$$

C'est le moins qu'on puisse atteindre; car l'effort transmissible par ce réducteur doit être supérieur à l'effort à transmettre .

Donc le produit $K_o \cdot Y_v$ doit au moins être égal à :

$$K_o \cdot Y_v = \frac{T_0}{b_2 \cdot d_2 \cdot Y_r \beta \cdot Y_t \cdot Y_s} = \frac{128,141}{20,94 \cdot 43} = 0,14231 \text{ au moins .}$$

Voir sur le tableau 6b page 43 les valeurs que prend le produit $K_o \cdot Y_v$.

On voit d'après ce tableau 6b que la roue et la vis sont insuffisantes du point de vue pression. Si on choisit une vis en acier cémenté; il faudra porter la largeur de denture b_2 à

$$b_2 = \frac{20,94 \cdot 0,14231}{0,0605} = 49,2557 \text{ mm}$$

Prenons la valeur $b_2 = 50 \text{ mm}$

CALCUL DES ENGRENAGES DE LA BOITE A VITESSE

Les rapports de réduction de la boîte sont : $r_1 = 1$ et $r_2 = \frac{1}{4}$

Voir schéma de la boîte sur la fig 7 page 22 .

Le rapport $r_1 = 1$ implique que les deux engrenages assurant ce rapport ont mêmes caractéristiques .

Engrenages assurant le rapport de réduction $r_2 = \frac{1}{4}$

$$r_2 = \frac{Z_2}{Z_2'} = \frac{1}{4}$$

Prenons de façon à ce qu'il n'y ait pas d'interférence les valeurs : $Z_2 = 20$; $Z_2' = 80$.

Le couple sur l'arbre récepteur est $C_{v_2} = 2755 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

Le couple sur l'arbre moteur sera de :

$$C_{m_2} = \frac{2755}{0,95 \cdot 4} = 725 \text{ daN}\cdot\text{mm}$$

Si on emploie le deuxième rapport $r_1 = 1$ on aura un couple

moteur: $C_{m_1} = \frac{2755}{0,95} = 2900 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

et ceci en considérant un rendement de la boîte à vitesse voisin de 0,95

Calcul du module :

Le module doit répondre à la condition suivante:

$$m^3 \geq \frac{10 \cdot C_{m_2}}{k \cdot \sigma_o \cdot Z_2} \quad \text{avec : } C_{m_2} = 725 \text{ daN}\cdot\text{mm}$$
$$k = 10 \text{ ; largeur de denture}$$
$$\sigma_o = 5 \text{ daN/mm}^2$$
$$Z_2 = 20.$$

$$m^3 \geq \frac{10 \cdot 725}{10 \cdot 5 \cdot 20} = 7,25 \text{ mm}^3$$

Ce qui implique pour le module m :

$$m \geq 1,935 \text{ mm} \quad \text{Prenons } m = 2,5 \text{ mm}$$

Les diamètres primitifs sont tels que : $d_p = m \cdot Z$

$$d_{p_2} = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ mm}$$

$$d_{p_2'} = m \cdot Z_2' = 2,5 \cdot 80 = 200 \text{ mm}$$

L'entraxe x sera : $x = \frac{50 + 200}{2} = 125 \text{ mm}.$

La largeur de denture sera : $B = k \cdot m = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ mm}$

Engrenages assurant le rapport de réduction $r_1 = 1$

$$r_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} = 1$$

Prenons $Z_1 = Z_1' = 50$ dents .

Calcul du module

Le module doit répondre à la condition suivante :

$$m^3 \geq \frac{10 \cdot C_{m1}}{k \cdot \sigma_0 \cdot Z_1} \quad \text{avec : } C_{m1} = 2900 \text{ daN}\cdot\text{mm}$$
$$k = 10$$
$$\sigma_0 = 5 \text{ daN/mm}^2$$
$$Z_1 = 50$$

$$\text{Donc } m^3 \geq \frac{10 \cdot 2900}{10 \cdot 5 \cdot 50} = 11,6 \text{ mm}^3$$

Ce qui implique pour le module m :

$$m \geq 2,26 \text{ mm} . \text{ Prenons } m = 2,5 \text{ mm}$$

Les diamètres primitifs des deux engrenages sont égaux à

$$d_p = m \cdot Z_1 = m \cdot Z_1' = 2,5 \cdot 50 = 125 \text{ mm}$$

$$\text{L'entraxe sera toujours } x = 125 \text{ mm} = \frac{125 + 125}{2}$$

La largeur de denture est : $B = k \cdot m = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ mm}$

CALCUL DE RESISTANCE DES ENGRENAGES

Rapport $r_1 = 1$

L'effort tangenciel T à transmettre est tel que :

$$T = \frac{2 \cdot C_{m1}}{d_p} = \frac{2 \cdot 2900}{125} = 46,4 \text{ daN} .$$

Il doit être inférieur à l'effort T_0 transmissible par le système qui est défini par l'expression suivante proposée par Henriot :

$$T_0 = k \cdot B \cdot \frac{d_{p1} \cdot d_{p2}}{d_{p1} + d_{p2}} = K_0 \cdot B \cdot \frac{d_p}{2} \text{ pour ce qui est de notre}$$

cas: K_0 doit satisfaire à la condition :

$$K_0 = \frac{2 \cdot T_0}{B \cdot d_p} \geq \frac{2 \cdot T}{B \cdot d_p} = \frac{2 \cdot 46,4}{25 \cdot 125} = 0,02969$$

Rapport $r_2 = \frac{1}{4}$

L'effort T à transmettre est tel que :

$$T = \frac{2 \cdot C_{m2}}{d_{p2}} = \frac{2 \cdot 725}{50} = 29 \text{ daN}$$

L'effort T doit être inférieur à l'effort T_0 que l'on peut transmettre qui est donné par l'expression :

$$T_0 = K_0 \cdot B \frac{d_{p2'} \cdot d_{p2}}{d_{p2'} + d_{p2}}$$

K_0 doit donc satisfaire à la condition :

$$K_0 = \frac{T_0(d_{p2} + d_{p2'})}{B \cdot d_{p2} \cdot d_{p2'}} \geq \frac{T(d_{p2} + d_{p2'})}{B \cdot d_{p2} \cdot d_{p2'}}$$

$$K_0 \geq \frac{29 \cdot 250}{25 \cdot 50 \cdot 200} = 0,029$$

D'après l'étude faite par Henriot et pour $K_0 \geq 0,1325$; le métal constituant les deux couples d'engrenages aura comme dureté Brinell HB = 100 . Ce sera une fonte grise ; Ft 22 par exemple . On pourra compter alors sur une limite d'endurance de 9 à 11 daN/mm² .

PUISSANCE DU MOTEUR ELECTRIQUE

$$P = C_{m1} \cdot w \quad \text{avec : } C_{m1} = 2900 \text{ daN} \cdot \text{mm} = 29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

w vitesse angulaire de l'arbre moteur .

La vitesse angulaire w est celle qui correspond à la plus petite des vitesses du moteur à savoir $N_2 = 500 \text{ tr/min}$.

$$\text{On a donc : } P = 2900 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 500}{6000} = 1517,66 \text{ Watt} .$$

$$\text{Où } w = 52,3333 \text{ rd/s}$$

Vu les pertes au démarrage qui peuvent atteindre jusqu'à 50% de la puissance nous prendrons un moteur de puissance effective $P = 3 \text{ KW}$.

ETUDE DYNAMIQUE

ACTIONS DE CONTACT ROUE₁ - VIS₁

Voir la représentation des efforts de contact de la vis₁ sur la roue₁ ainsi que ceux de la roue₁ sur la vis₁, sur la figure 13 page 51 .

On peut calculer la composante T₁, tangentielle à la vis₁ et axiale pour la roue₁; qui correspond au couple C_{v1} .

$$T_1 = \frac{2.C_{v1}}{D_p(vis_1)} = \frac{2.20845}{87,199} = 478 \text{ daN} .$$

La composante A₁, tangentielle à la roue et axiale à la vis vaut :

$$A_1 = \frac{2.C_1}{D_p(roue_1)} = \frac{2.C_1}{D_p(roue_1)}$$

Avec : C₁ : couple réellement obtenu sur l'arbre de la roue₁ :

$$C_1 = C_{r1} \cdot \eta_1 = 454427.0,545 = 247662,715 \text{ daN.mm}$$

$$D_p(roue_1) = 2\Delta_1 - D_p(vis_1) = 500 - 87,199 = 412,8 \text{ daN}$$

d'où
$$A_1 = \frac{2.247662,715}{412,8} = 1200 \text{ daN} .$$

La composante R₁; radiale à la vis₁ peut être calculée de la façon suivante :

$$R_1 = (T_1^2 + A_1^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos \varphi \cdot \text{tg} \varphi_0 .$$

Avec : $\varphi_0 = 20^\circ$; angle de pression : $\text{tg} \varphi_0 = 0,36397$.

$\varphi = 5,71^\circ$; angle défini par $\text{tg} \varphi = 0,1$.

$$\cos \varphi = 0,995 .$$

$$R_1 = (478^2 + 1200^2)^{\frac{1}{2}} \cdot 0,995 \cdot 0,36397$$

$$R_1 = 1292 \cdot 0,995 \cdot 0,36397$$

$$R_1 = 467,897 \text{ daN}$$

Actions en B1 et C1 ; paliers de la vis₁

La composante A₁ occasionne un moment $A_1 \cdot \frac{D_p(vis_1)}{2}$ qui est équilibré par deux forces égales en B1 et C1.

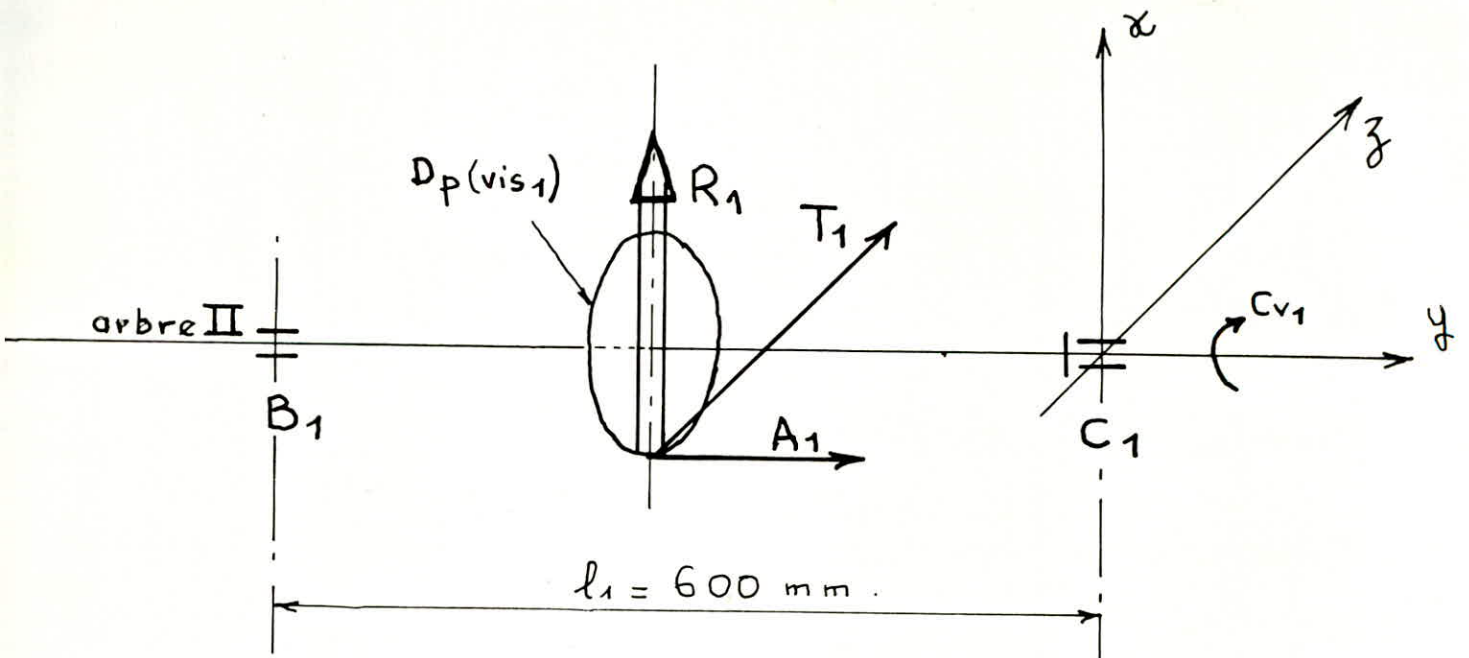


figure 13 a. (vis₁ isolée)

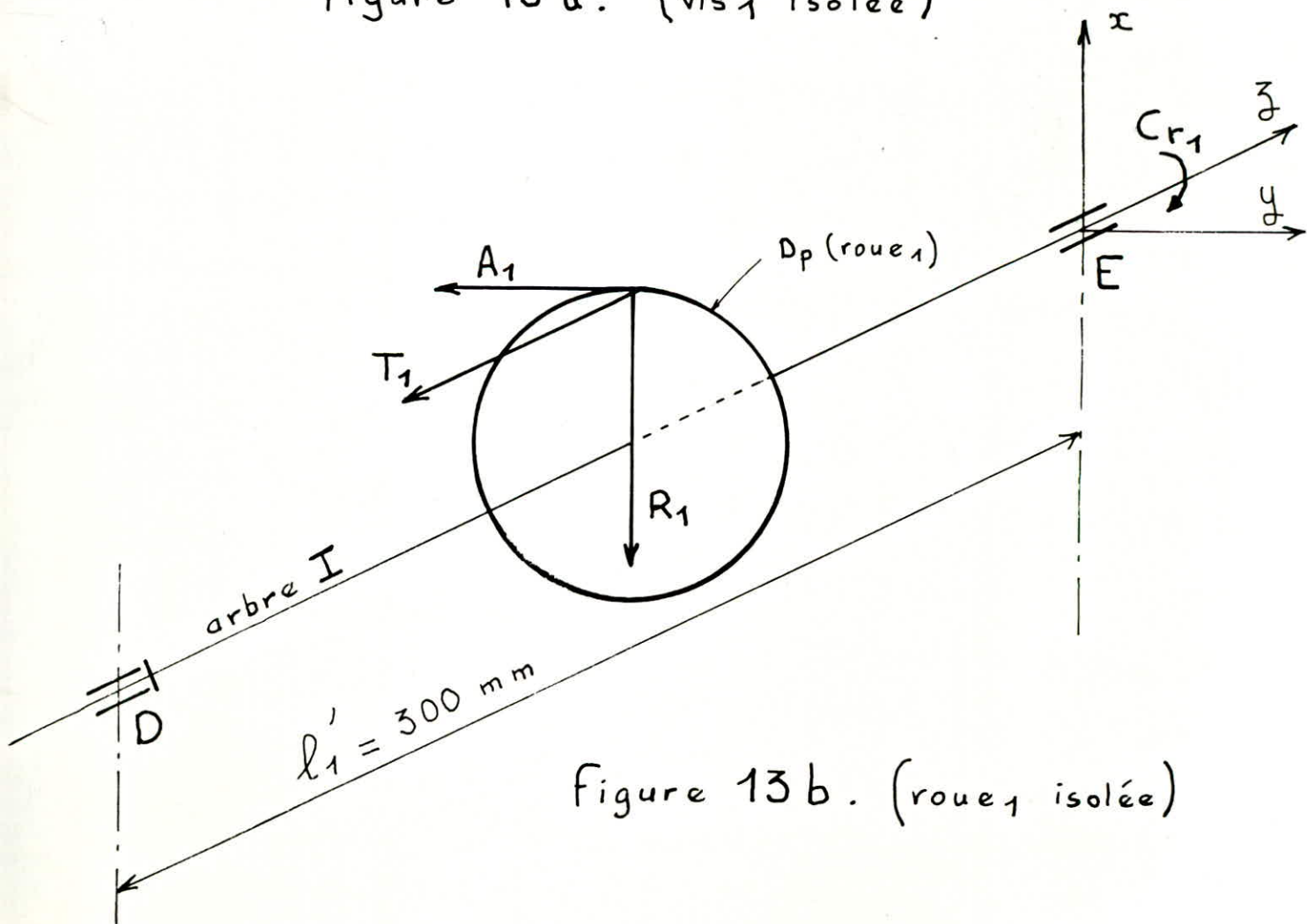


figure 13 b. (roue₁ isolée)

La valeur de chacune des deux forces équilibrant le moment occasionné par la composante A_1 , est :

$$\frac{A_1 \cdot D_p(\text{vis}_1)}{2 \cdot l_1} = \frac{1200 \cdot 87,199}{2 \cdot 600} = 87 \text{ daN.}$$

avec $l_1 = 600$ mm qui est la longueur entre paliers de la vis l_1 est une longueur suffisante.

Voir sur le tableau 7a ,page 53 toutes les composantes et les réactions occasionnées au niveau de chacun des paliers ;B1 et C1.

Les actions de contact de la vis₁ sur la roue₁ sont représentées sur le schéma 13b,page 51 .

Le moment occasionné par la composante T_1 axiale à la roue₁ est équilibré par :

- deux forces égales en D et E valant :

$$\frac{T_1 \cdot D_p(\text{roue}_1)}{2 \cdot l_1'} = \frac{478.412,8}{2 \cdot 300} = 330 \text{ daN .}$$

Avec $l_1' = 300$ mm ;longueur entre les paliers D et E de la roue₁.

Voir sur le tableau 7b ,page 53 ,les composantes et les réactions occasionnées au niveau de chacun des paliers :D et E .

ACTIONS DE CONTACT ROUE₂ - VIS₂

Voir la représentation des efforts de contact de la vis₂ sur la roue₂ ainsi que ceux de la roue₂ sur la vis₂ , sur la figure 14a et la figure 14b, page 54 .

On peut calculer la composante T_2 ,tangencielle à la vis₂ et axiale pour la roue₂ et qui correspond au couple Cv_2 .

$$T_2 = \frac{2 \cdot Cv_2}{d_p(\text{vis}_2)} = \frac{2 \cdot 2755}{43} = 130 \text{ daN}$$

La composante A_2 ,tangencielle à la roue₂ et axiale à la vis₂ vaut: $A_2 = \frac{2 \cdot C_2}{D_p(\text{roue}_2)}$

Avec : C_2 : couple réellement obtenu sur l'arbre de la roue₂

$$C_2 = Cr_2 \cdot \eta_2 = 20845 \cdot 0,75661 = 15771,5 \text{ daN}$$

$$D_p(\text{roue}_2) = 2 A_2 - D_p(\text{vis}_2) = 200 - 43 = 157 \text{ mm .}$$

Tableau 7a.

Composantes daN	X_{B_1}	Z_{B_1}	X_{C_1}	Z_{C_1}	Y_{C_1}
$R_1 = 467,897$	- 234	0	- 234	0	0
$T_1 = 478,101$	0	- 239	0	- 239	0
$A_1 = 1200$	87	0	- 87	0	- 1200
Réactions aux appuis (daN)	- 147	- 239	- 321	- 239	- 1200

Tableau 7b.

Composantes daN	X_D	Y_D	Z_D	X_E	Y_E
$R_1 = 468$	234	0	0	234	0
$T_1 = 478$	330	0	478	- 330	0
$A_1 = 1200$	0	600	0	0	600
Réactions aux appuis (daN)	564	600	478	- 96	600

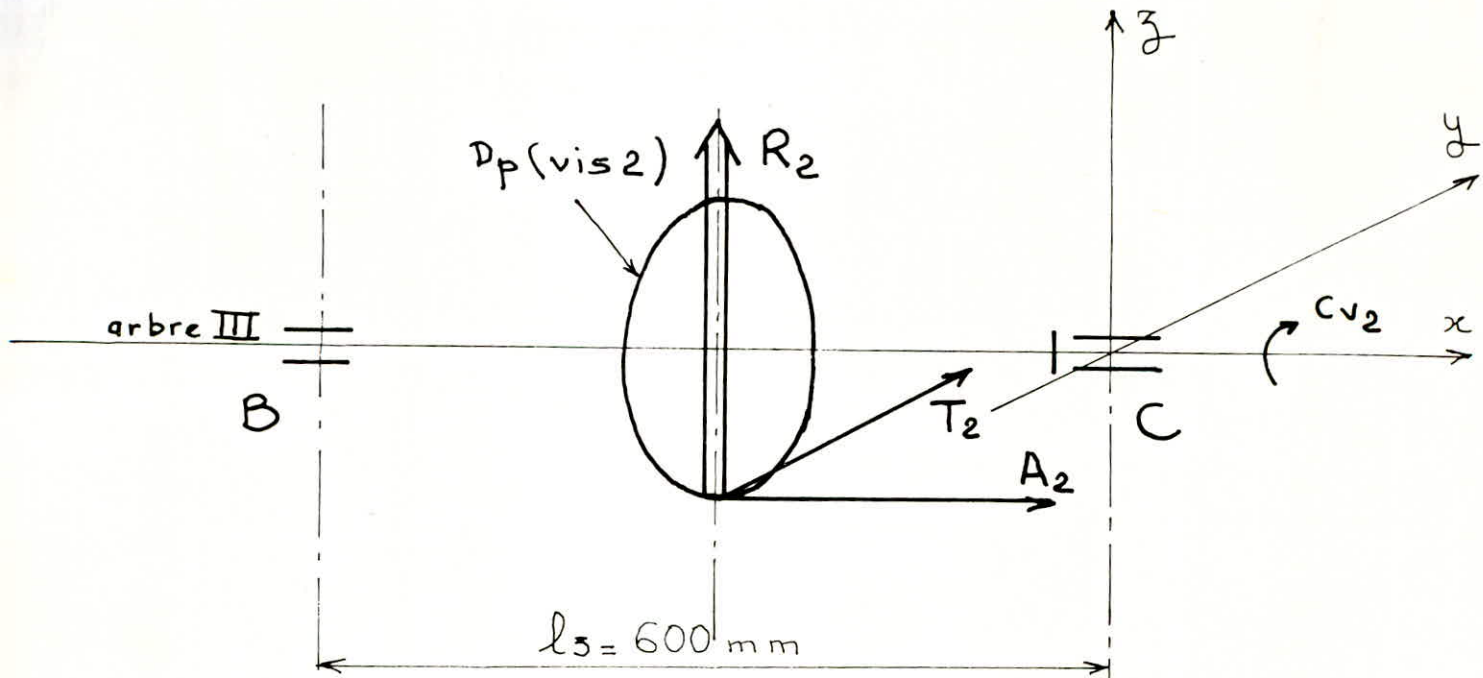


Figure 14 a. (vis 2 isolée)

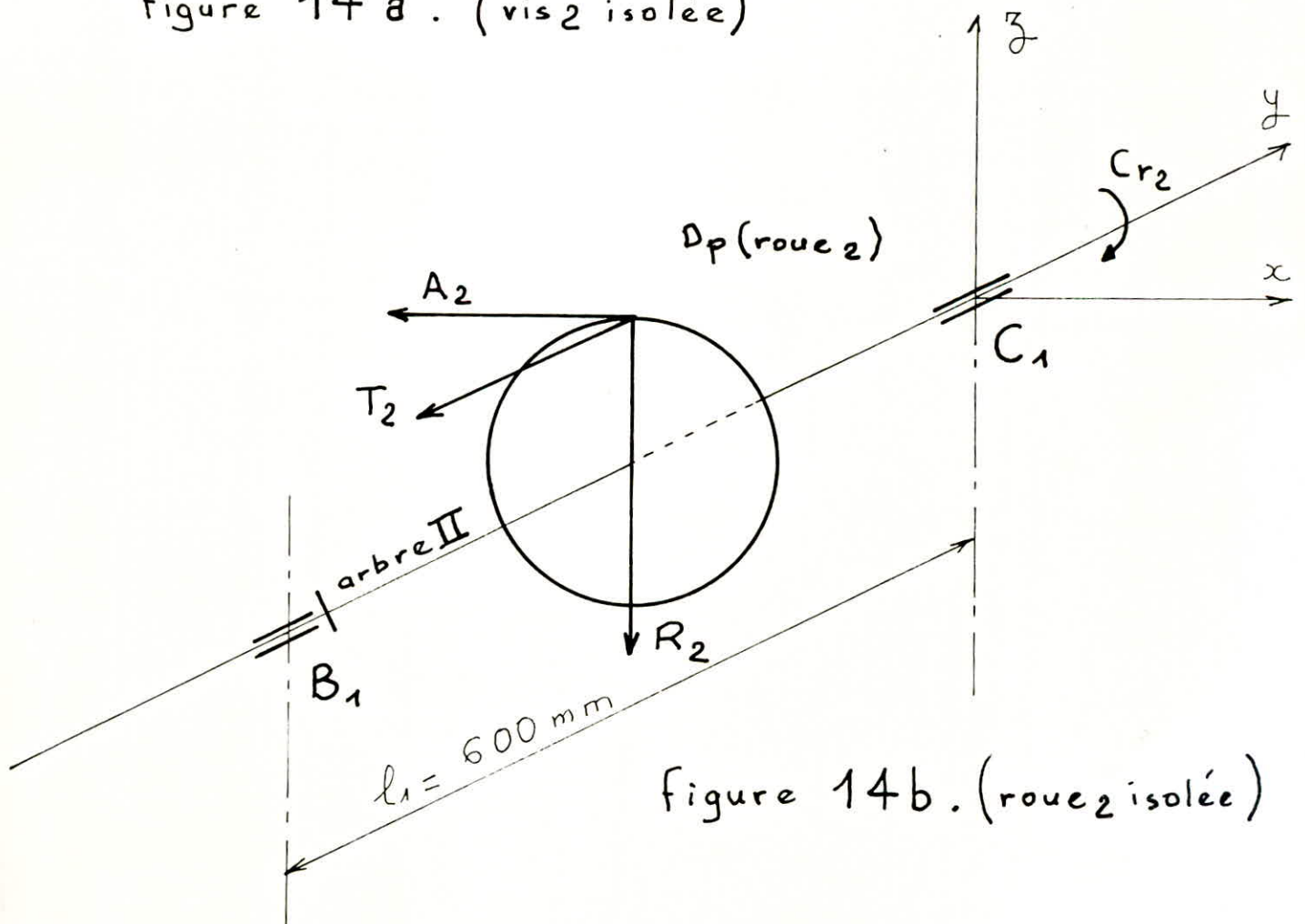


Figure 14 b. (roue 2 isolée)

$$\text{d'où } A_2 = \frac{2.15771,5}{157} = 200 \text{ daN} .$$

La composante R_2 radiale à la vis₂ est telle que :

$$R_2 = (T_2^2 + A_2^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos \varphi \cdot \text{tg} \varphi_0 .$$

Avec comme précédemment : $\cos \varphi = 0,995$
 $\text{tg} \varphi_0 = 0,36397$

$$R_2 = (130^2 + 200^2) \cdot 0,995 \cdot 0,36397$$
$$= 238,6 \cdot 0,995 \cdot 0,36397$$

$$R_2 = 86,4 \text{ daN} .$$

Actions en B2 et C2 ; paliers de la vis₂

La composante A_2 occasionne un moment $A_2 \cdot \frac{D_p(\text{vis}_2)}{2}$.

Ce moment est équilibré par deux forces égales en B₂ et C₂ valant :

$$\frac{A_2 \cdot D_p(\text{vis } 2)}{2 \cdot l_3} = \frac{200 \cdot 43}{2 \cdot 600} = 8 \text{ daN} .$$

avec $l_3 = 600 \text{ mm}$; longueur entre paliers de la vis₂ .

Voir sur le tableau 8a, page 56 les composantes et les réactions au niveau de chacun des paliers B₂ et C₂ .

Les actions de contact de la vis₂ sur la roue₂ sont représentées sur le schéma 14b , page 54 .

La composante T_2 axiale par rapport à la roue₂ occasionne un moment :

$$T_2 \cdot \frac{D_p(\text{roue}_2)}{2}$$

Ce moment est équilibré par deux forces égales en B₁ et C₁

valant:

$$\frac{T_2 \cdot D_p(\text{roue}_2)}{2 \cdot l_1} = \frac{130 \cdot 157}{2 \cdot 600} = 17 \text{ daN} .$$

Voir sur le tableau 8b, page 56 les composantes et les réactions au niveau de chacun des deux paliers de la roue₂ à savoir B₁, C₁ .

Tableau 8a.

- 56 -

Composantes (daN)	Z _B	Y _B	Z _C	Y _C	X _C
R ₂ = 86,4	-43,2	0	-43,2	0	0
T ₂ = 130	0	-65	0	-65	0
A ₂ = 200	8	0	-8	0	-200
Réactions aux appuis (daN)	-35,2	-65	-51,2	-65	-200

Tableau 8b.

Composantes (daN)	X _{B₁}	Z _{B₁}	Y _{B₁}	X _{C₁}	Z _{C₁}
R ₂ = 86,4	0	43,2	0	0	43,2
T ₂ = 130	0	17	130	-17	0
A ₂ = 200	100	0	0	100	0
Réactions aux appuis (daN)	100	60,2	130	83	43,2

ACTIONS DE CONTACT ENGRENAGES I - II

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

T : composante tangentielle

R : composante radiale

La composante tangentielle T_3 est donnée par :

$$T_3 = \frac{2 \cdot C_v^2}{D_{p_2'}} = \frac{2 \cdot 2755}{200} = 27,55 \text{ daN} .$$

La composante radiale R_3 est telle que :

$$R_3 = T_3 \cdot \text{tg } \varphi .$$

Avec l'angle de pression $\varphi = 20^\circ$; $\text{tg } \varphi = 0,363$

ce qui donne $R_3 = 27,55 \cdot 0,363 = 10 \text{ daN} .$

ACTIONS DE CONTACT ENGRENAGES III - IV

La composante tangentielle T_4 est donnée par :

$$T_4 = \frac{2 \cdot C_v^2}{D_p} = \frac{2 \cdot 2755}{125} = 44,08 \text{ daN} .$$

La composante radiale R_4 est telle que :

$$R_4 = T_4 \cdot \text{tg } \varphi . \quad \text{avec } \text{tg } \varphi = 0,363 .$$

$$R_4 = 44,08 \cdot 0,363 = 16 \text{ daN} .$$

Ces actions de contact sont représentées sur le schéma de la figure 15, page 58 .

Voir sur le tableau 9, page 58 les valeurs des réactions sur les paliers B et C de l'arbre supportant les engrenages II et IV .

Il est à remarquer que cet arbre supporte aussi la vis₂ .

Les réactions sur les paliers de l'arbre moteur supportant les engrenages I et III sont au signe près les mêmes que celles sur les paliers B et C .

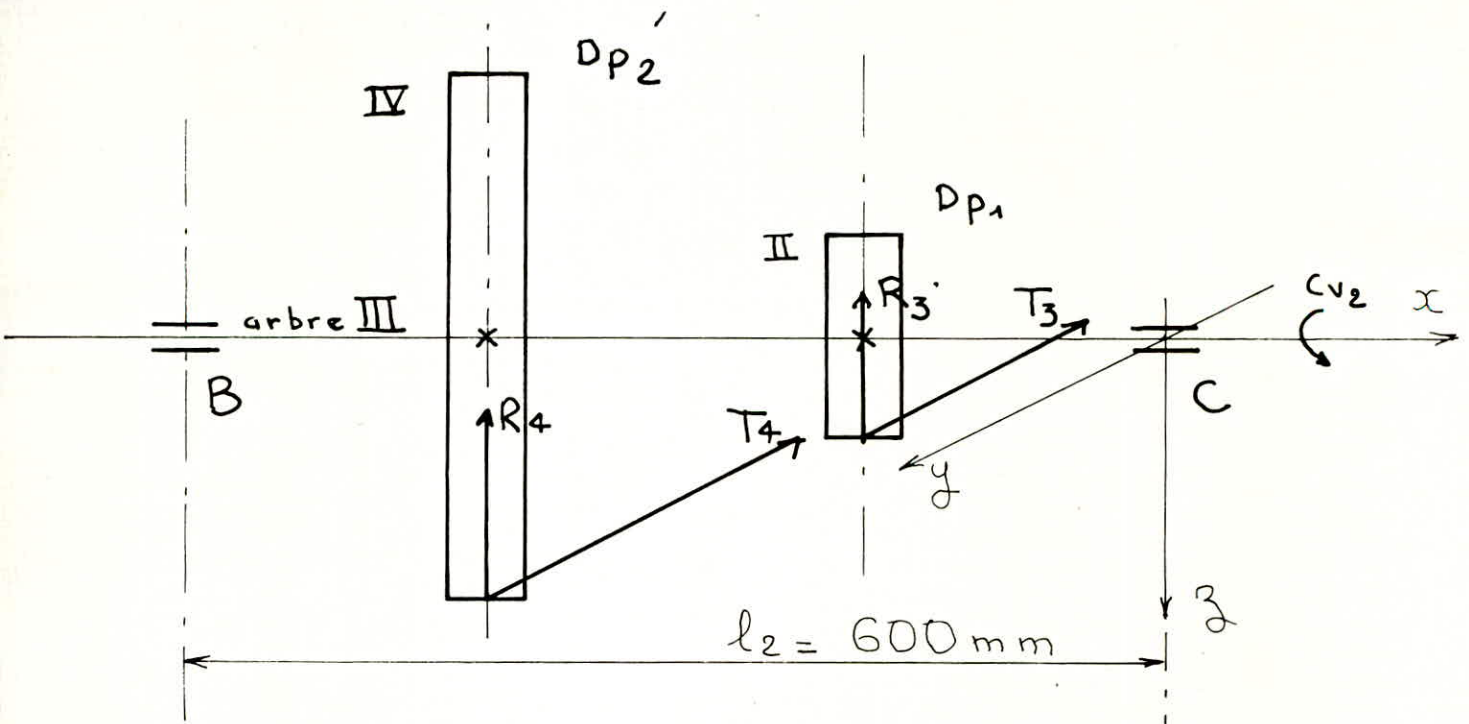


Figure 15. Engrenages de l'arbre récepteur III.

Composantes (daN)	Y_B	Z_B	Y_C	Z_C
$R_3 = 10$	0	5	0	5
$T_3 = 27,55$	13,775	0	13,775	0
$R_4 = 16$	0	8	0	8
$T_4 = 44,08$	22,04	0	22,04	0
Réactions aux appuis (daN)	35,815	13	35,815	13

Tableau 9

CALCUL DES ARBRES

I Arbre supportant la roue₁

Les actions de la vis₁ sur la roue₁ sont :

$$T_1 = 478 \text{ daN} .$$

$$A_1 = 1200 \text{ daN} .$$

$$R_1 = 468 \text{ daN} .$$

Les réactions aux appuis D et E sont :

Appui D:

$$X_D = 564 \text{ daN}$$
$$Y_D = 600 \text{ daN}$$
$$Z_D = 478 \text{ daN} .$$

Appui E :

$$X_E = - 96 \text{ daN}$$
$$Y_E = 600 \text{ daN} .$$

Charge radiale en D :

$$R_D = (X_D^2 + Y_D^2)^{\frac{1}{2}} = (678096)^{\frac{1}{2}} = 824 \text{ daN} .$$

L'arbre I sera monté sur roulements .

Nous déterminerons lesquels c'est à dire leur genres et leur dimensions plus loin .

Au niveau du palier D le roulement sera calculé pour une charge radiale $R_D = 824 \text{ daN}$ et pour une charge axiale $A_D = 478 \text{ daN}$.

Au niveau du palier E, le roulement sera calculé pour la même charge radiale R_D ; et ceci parce que le sens du mouvement et des réactions au niveau des appuis en conséquence peuvent être inversés .

Cependant au niveau du palier E la charge axiale est nulle .

Le diamètre de l'arbre de la roue₁ doit être tel que l'arbre puisse résister à un moment idéal résultant de la torsion et de la flexion .

Moment de torsion :

$$M_t = Cr_1 \cdot \gamma_1 = 454427 \cdot 0,545 = 247680 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Moment de flexion :

$$M_f = R_D \cdot \frac{l_1}{2} = 824 \cdot \frac{300}{2} = 123600 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

D'où le moment idéal de torsion - flexion :

$$M_i = (M_t^2 + M_f^2)^{\frac{1}{2}} = 276800 \text{ daN} \cdot \text{mm} .$$

Nous choisissons une fois pour toutes le matériau constituant les arbres en prenant un acier de construction qui est le AC 12f T.E. 875° dont les caractéristiques sont les suivantes:

- Résistance à la rupture : $R_r = 70 \text{ à } 120 \text{ daN/mm}^2$.

- Résistance à l'extension : $R_e = 50 \text{ daN/mm}^2$.

Résistance pratique :

$$R_p = \frac{R_e}{c}$$

Prenons un coefficient de sécurité $c = 5$

Ce qui nous donne une résistance pratique: $R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$.

La condition de résistance est la suivante :

$$\frac{M_i}{\left(\frac{I}{v} \right)} \leq R_p$$

Avec : $M_i = 276800 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,1 \cdot d^3 \text{ dans le cas d'une section ci-}$$

rculaire pleine de diamètre d .

Le diamètre d de l'arbre doit donc répondre à la condition :

$$d^3 \geq \frac{10 \cdot M_i}{R_p} = \frac{10 \cdot 276800}{10} = 276800 \text{ mm}^3 .$$

$d \geq 65,2 \text{ mm}$ Prenons $d = 66 \text{ mm}$.

Le noyau de la vis répond à cette condition .

II Arbre supportant la vis₁ et la roue₂ :

L'arbre II reposant sur les appuis B et C supporte la vis₁ et la roue₂ . Les réactions sur les appuis sont dues d'une part à la vis₁ et d'une autre part à la roue₂ .

Il faudra donc calculer ces réactions aux appuis en considérant les réactions dues à la vis₁ et celles dues à la roue₂ .

Voir disposition des composantes sur le schéma de la figure 16 , page 61 et valeurs des réactions aux appuis B et C sur le tableau 10 , page 61 .

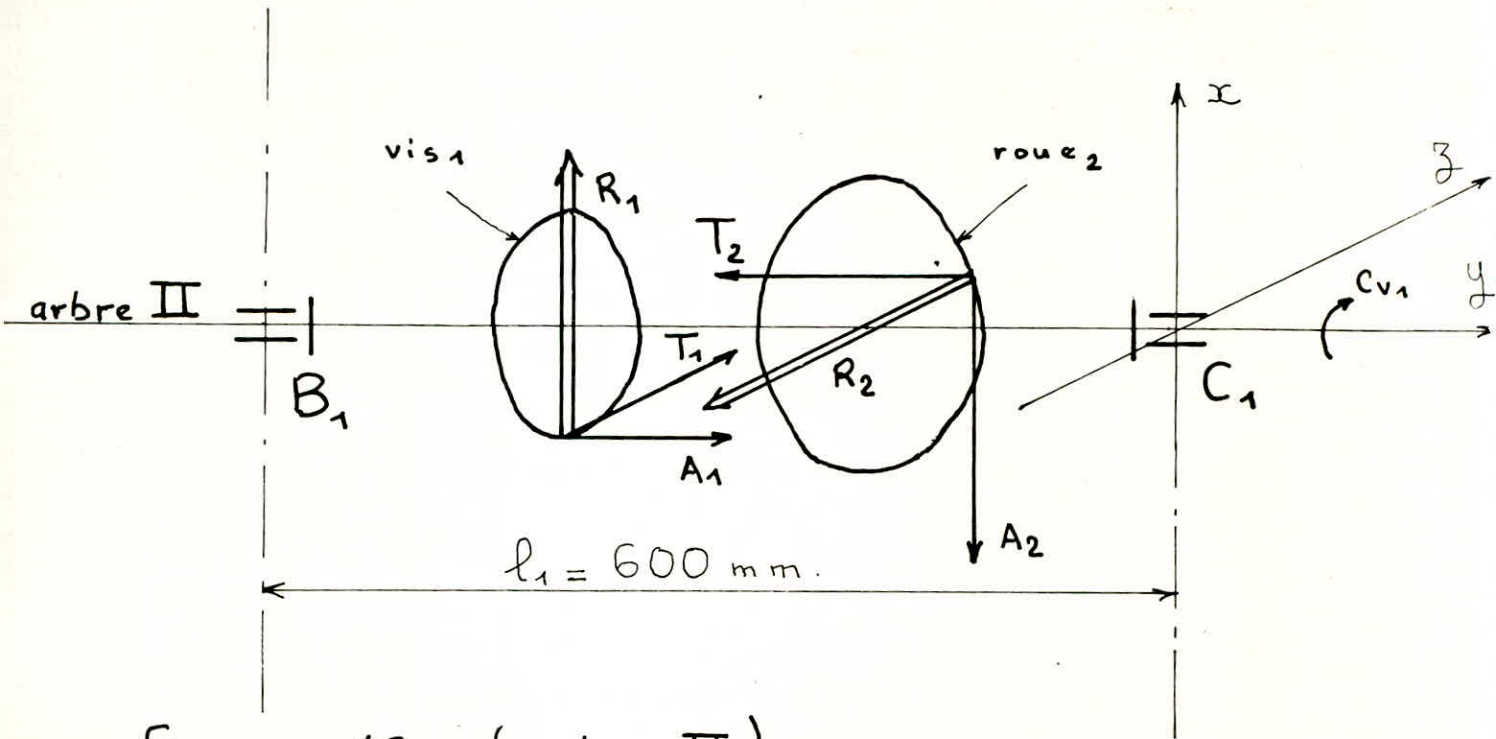


figure 16 . (arbre II)

Tableau 10

Composantes (daN)	X_{B_1}	Z_{B_1}	X_{C_1}	Z_{C_1}	Y_{C_1}	Y_{B_1}
Réactions aux appuis dues à la vis ₁	-147	-239	-321	-239	-1200	0
Réactions aux appuis dues à la roue ₂	100	60,2	83	43,2	0	130
Réactions aux appuis (daN)	-47	-178,8	-238	-195,8	-1200	130

Le tableau 10 nous donne les réactions aux appuis suivantes :

Appui B1 : $X_{B1} = -47 \text{ daN}$
 $Z_{B1} = -178,8 \text{ daN}$
 $Y_{B1} = +130 \text{ daN}$

Appui C1 : $X_{C1} = -238 \text{ daN}$
 $Z_{C1} = -195,8 \text{ daN}$
 $Y_{C1} = -1200 \text{ daN}$

Charge radiale en C1 :
 $RC1 = (X_{C1}^2 + Z_{C1}^2)^{\frac{1}{2}} = (94981,6)^{\frac{1}{2}} = 308 \text{ daN}$

Le roulement au niveau de l'appui C1 sera calculé pour une charge radiale de 308 daN .

Le roulement au niveau de l'appui B1 sera calculé pour la même charge radiale .

Cependant ces deux roulements sont calculés pour une charge axiale de - 1200 da N

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

Moment de torsion
 $M_t = T1 \cdot \frac{D_p(\text{vis1})}{2} + A2 \cdot \frac{D_p(\text{roue2})}{2}$

Et ceci parceque T1 et A2 occasionne la torsion de l'arbre .

donc : $M_t = \frac{478.87.199}{2} - \frac{200.157}{2} = 5140,5 \text{ daN}$

Moment de flexion

$$M_f = RC1 \cdot \frac{l_1}{2} = 308 \cdot \frac{600}{2} = 92400 \text{ daN.mm}$$

Moment idéal de flexion - torsion :

$$M_i = (M_t^2 + M_f^2)^{\frac{1}{2}} = 92500 \text{ daN.mm}$$

Diamètre minimum de l'arbre au niveau de la section dangeureuse :

$$d^3 \gg \frac{10 \cdot M_i}{R_p}$$

avec $M_i = 92500 \text{ daN.mm}$, $R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$

Le diamètre d de l'arbre II est tel que :

$$d^3 \geq \frac{10.92500}{10} = 92500 \text{ mm}^3$$

d'où $d \geq 45,2 \text{ mm}$. Adoptons $d = 46 \text{ mm}$.

Cela correspond à ce que nous avons déjà choisi sur les normes ou catalogue Durand lors du dimensionnement du système roue et vis sans fin.

III Arbre supportant vis₂ et les engrenages récepteurs II et IV

Réactions aux appuis:

Les réactions aux appuis B et C doivent être calculer en considérant les réactions dues à la vis₂ et celles dues aux deux engrenages récepteurs II et IV.

Les différentes composantes sont représentées sur le schéma de la figure 17, page 64.

Les réactions aux appuis B et C sont déterminées sur le tableau 11, page 64.

Du tableau 11 nous pouvons avoir les réactions aux appuis qui sont :

Appui B /

$$\begin{aligned} Z_B &= 0,615 \text{ daN} \\ Y_B &= - 52 \text{ daN} \end{aligned}$$

Appui C:

$$\begin{aligned} Z_C &= - 15,385 \text{ daN} \\ Y_C &= - 52 \text{ daN} \\ X_C &= - 200 \text{ daN} . \end{aligned}$$

Cet arbre III est monté sur roulements au niveau de ces appuis. Calculons au niveau de ces paliers les charges radiales et axiales pour pouvoir déterminer le genre des roulements à prévoir et leur dimensionnement ainsi que le diamètre minimum de l'arbre III.

Charge radiale en C :

$$R_c = (Z_C^2 + Y_C^2)^{\frac{1}{2}} = (2940,7)^{\frac{1}{2}}$$

d'où $R_C = 54,23 \text{ daN}$.

Le roulement au niveau de l'appui C sera donc calculé pour une charge radiale de 55 daN et pour une charge axiale de 200 daN.

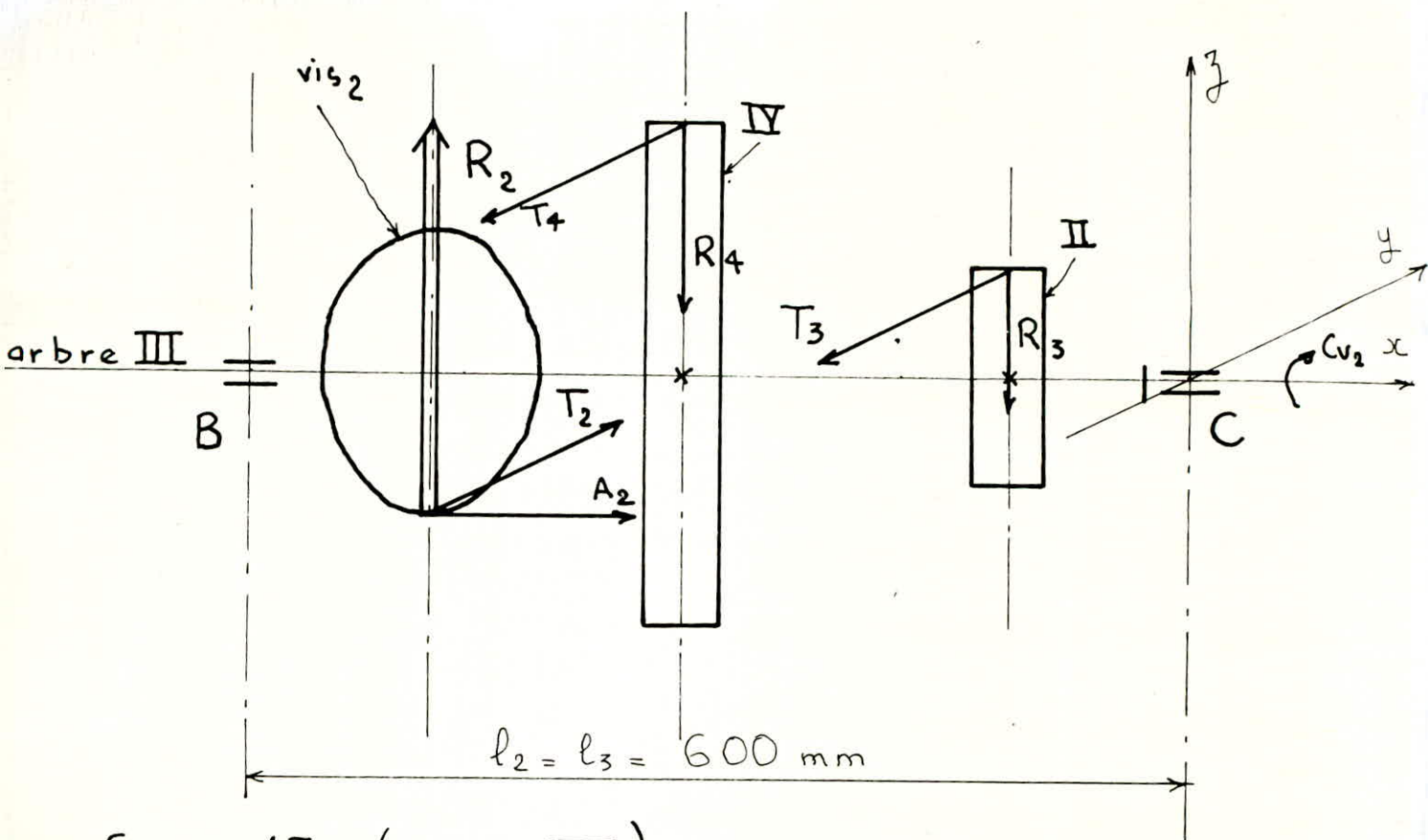


figure 17. (arbre III)

Tableau 11.

Composantes (daN)	Z_B	Y_B	Z_C	Y_C	X_C
Réactions aux appuis dues à la vis 2.	-35,2	-65	-51,2	-65	-200
Réactions aux appuis dues aux roues II et IV	35,815	13	35,815	13	0
Réactions aux appuis (daN)	0,615	-52	-15,385	-52	-200

Le roulement au niveau du palier B sera calculé pour les mêmes charges radiales et axiales car le mouvement pourrait être inversé .

Le diamètre d de l'arbre III est calculé lui aussi à une contrainte idéale de torsion flexion .

$$M_t = T_2 \cdot \frac{(d_{pvis})^2}{2} + \frac{T_3 \cdot (D_{p2'})}{2} + T_4 \cdot \frac{D_p}{2}$$
$$M_t = \frac{130.43}{2} + \left(\frac{27,55 \cdot 200}{2} + \frac{44,08 \cdot 125}{2} \right)$$

$$M_t = 2715 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Il est à signaler qu'un seul des deux engrenages travaille ; (boîte à vitesse) , c'est donc une sécurité en plus .

moment de flexion

$$M_f = RC \cdot \frac{12}{2} = 55 \cdot \frac{600}{2} = 16500 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

Moment idéal de flexion torsion :

$$M_i = (M_t^2 + M_f^2)^{\frac{1}{2}} = 16720 \text{ daN} \cdot \text{mm} .$$

Diamètre minimum de l'arbre III .

Le diamètre doit répondre à la même condition que précédemment c'est à dire :

$$d^3 \geq \frac{10 \cdot M_i}{R_p}$$

avec : $M_i = 16720 \text{ daN} \cdot \text{mm}$, $R_p = 10 \text{ daN/mm}^2$

$$\text{donc : } d^3 \geq \frac{10 \cdot 16720}{10} = 16720$$

d'où $d \geq 25,6 \text{ mm}$. Adoptons $d = 30 \text{ mm}$.

Cela correspond à ce qu'on avait pris comme diamètre de la vis₂ en consultant les catalogues Durand.

Arbre moteur IV -

Réactions aux appuis G et H :

Les réactions aux appuis sont définies sur le tableau 9 , page 58 comme suit :

$$\text{Appui G : } Y_G = Y_H = 35,815 \text{ daN}$$
$$Z_G = Z_H = 13 \text{ daN} .$$

Appui H : $Y_H = Y_C = 35,815 \text{ daN}$
 $Z_H = Z_C = 13 \text{ daN}$.

Cet arbre est monté sur roulements aux niveau des appuis G et H .
Ces roulements seront calculés à une charge radiale telle que :

$$R_G = R_H = (Y_H^2 + Z_H^2)^{\frac{1}{2}} = (Y_G^2 + Z_G^2)^{\frac{1}{2}}$$

D'où $R_G = R_H = 38,1 \text{ daN}$.

et à une charge axiale nulle .

L'arbre IV est soumis à la torsion d'une part et à la flexion d'autre part .

Moment de torsion :

$$M_t = T_3 \cdot \frac{D_p^2}{2} + \frac{T_4 \cdot D_p}{2}$$
$$= 27,55 \cdot \frac{50}{2} + 44,08 \cdot \frac{125}{2}$$

$M_t = 3445,75 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

Moment de flexion

$M_f = R_G \cdot \frac{L_4}{2}$; avec $L_4 = 162 \text{ mm}$ longueur entre paliers de l'arbre IV .

$M_f = 38,1 \cdot \frac{162}{2} = 3086,1 \text{ daN}\cdot\text{mm}$.

Moment idéal de flexion-torsion :

$M_i = (M_t^2 + M_f^2)^{\frac{1}{2}} = 4624 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

Diamètre minimum de l'arbre IV au niveau de la section dangeureuse
Le diamètre d doit répondre à la condition :

$$d^3 \geq \frac{10 \cdot M_i}{R_p}$$

Avec : $M_i = 4624 \text{ daN}\cdot\text{mm}$

et $R_p = 10 \text{ daN}/\text{mm}^2$

donc : $d^3 \geq \frac{10 \cdot 4624}{10} = 4624$

d'où $d \geq 16,66 \text{ mm}$

Adoptons un diamètre d'arbre de : $d = 18 \text{ mm}$.

DETERMINATION DES ROULEMENTS AU NIVEAU DES APPUIS

La durée de fonctionnement de tous les roulements qui seront employés est fixée à 20000 heures .

ARBRE I

Appui D :

La charge radiale et la charge axiale ont été déterminées comme suit :

$$RD = 824 \text{ daN} .$$

$$AD = 478 \text{ daN} .$$

La charge équivalente à ces deux charges radiale et axiale est par définition : $PD = x.v.RD + y.AD$

avec : v : facteur de vitesse
x : facteur radial
y : facteur axial

La bague intérieure tourne par rapport à la charge; ce qui nous donne un facteur de vitesse $v = 1$

Pour ce qui est des facteurs x et y; ils dépendent du rapport $\frac{AD}{RD}$.

Les catalogues S.K.F donnent pour un rapport :

$$\frac{AD}{RD} = \frac{478}{824} = 0,58 < 0,80$$

les valeurs : $x = 1$ et $y = 0$

d'où la charge équivalente suivante : $PD = 824 \text{ daN}$

Capacité de charge dynamique :

$$CD = PD.k.(L) . \rho$$

Avec $k = 1,25$; majoration pour engrenages bien taillés .

$$L = \frac{n.60.20000}{10^6} \text{ en millions de tours}$$

où n est la vitesse de rotation de la charge par rapport à la bague intérieure ; ici $n = 2,5 \text{ tr/min}$ maximum .

$$L = \frac{2,5.60.20000}{1000000} = 3 \text{ millions de tours} .$$

$$\text{d'où } (L)^{\frac{1}{3}} = 1,442$$

ce qui donne $CD = 824 \cdot 1,25 \cdot 1,442 = 1486 \text{ daN}$

Appui E :

Les charges axiale et radiale au niveau de cet appui sont :

$$RE = 824 \text{ daN}$$

$$AE = 0 \text{ daN .}$$

Ce qui donne une charge équivalente de : $PE = 824 \text{ daN}$

La capacité de charge dynamique sera :

$$CE = PE \cdot k \cdot (L)^{\frac{1}{3}} = 824 \cdot 1,25 \cdot 1,442 = 1486 \text{ daN .}$$

Roulements en D et E :

Ce sera des roulements à rouleaux coniques S.K.F 30224

pour un diamètre d'alésage $d = 120 \text{ mm}$; on aura un diamètre extérieur de 215 mm et une largeur de roulement de 40 mm .

ARBRE II

Appuis B1 et C1 :

On aura le même type de roulement avec les mêmes dimensions au niveau des deux appuis B1 et C1 .

Les charges radiales et axiales sont :

$$RB1 = RC1 = 308 \text{ daN}$$

$$AB1 = AC1 = 1200 \text{ daN .}$$

La charge équivalente à ces charges est :

$$PB1 = PC1 = x \cdot v \cdot RB1 + y \cdot AB1$$

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

Les catalogues S.K.F donnent pour un rapport $\frac{AB1}{RB1} = 3,9 \Delta 0,8$ les valeurs $x = 0,39$ et $y = 0,76$.

Ce qui donne une charge équivalente de :

$$PB1 = PC1 = 0,39 \cdot 308 + 0,76 \cdot 1200 = 1033 \text{ daN .}$$

Capacité de charge dynamique des deux roulements

$$CC1 = CB1 = PB1 \cdot k \cdot l \quad \text{avec ; } k = 1,25 \text{ majoration de la charge}$$

et l tel que :

$$1 = (L)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{n \cdot 60 \cdot 20000}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}}$$

où n est la vitesse de rotation de la charge par rapport à la bague intérieure ; $n = 100 \text{ tr/min}$ maximum .

on tire $l = 4,933$.

D'où $CC1 = CB1 = 1035.1,25.4,955 = 6370 \text{ daN}$.

Roulements en B1 et C1 /

On aura des roulements à une seule rangée de billes à contact oblique B A 03 ou S.K.F 7309 .

Pour un diamètre d'arbre de 45 mm on aura un diamètre extérieur de roulement de 100 mm et une largeur de 25 mm .

ARBRE III

Appuis B et C ;

On aura le même type de roulement avec des dimensions identiques au niveau des deux appuis B et C .

Les charges radiales et axiales sont :

$$RB = RC = 55 \text{ daN} .$$

$$AB = AC = 200 \text{ daN} .$$

La charge équivalente est :

$$PB = PC = x.v.RB + y.AB$$

La bague intérieure tourne par rapport à la charge : $v = 1$.

Les catalogues S.K.F donnent pour un rapport de charges :

$$\frac{AB}{RB} = 3,63 > 0,8 ; \text{ les valeurs :}$$

$$x = 0,39 \text{ et } y = 0,76 .$$

Ce qui donne une charge équivalente de :

$$PB = PC = 0,39.55 + 0,76.200 = 175,45 \text{ daN} .$$

Capacité de charge dynamique des deux roulements :

$$CB = CC = PC.k.(L)^{\frac{1}{2}} \text{ avec } k = 1,25 \text{ majoration}$$

de la charge et $L = \frac{n.60.20000}{10^6}$ en millions de tours,

où $n = 1000 \text{ tr/min}$; est la vitesse de rotation maximum de la charge par rapport à la bague intérieure :

$$L = \frac{1000.60.20000}{1000000} = 1200 \text{ Millions de tours} .$$

d'où :

$$(L)^{\frac{1}{2}} = 10,627 .$$

Nous avons donc : $CB = CC = 175,45.1,25.10,627 = 2304 \text{ daN} .$

Roulements en B et C :

On aura des roulements à une seule rangée de billes à contact oblique S.K.F 7306 .

Pour un diamètre d'alésage de 30 mm on aura un diamètre extérieur de roulements de 72 mm et une largeur de 19 mm

ARBRE MOTEUR IV

Appuis G et H:

On aura le même type de roulements avec des dimensions identiques au niveau des deux appuis G et H .

Les charges axiales sont nulles : $A^G = A^H = 0 \text{ daN}$.

Les charges radiales sont : $R^G = R^H = 38,1 \text{ daN}$.

La charge équivalente est : $P^G = P^H = 38,1 \text{ daN}$.

Capacité de charge dynamique des deux roulements : $P^G \cdot k \cdot (L)^{\frac{1}{3}}$.

Avec $k = 1,25$ majoration de la charge ;

et $L = \frac{n \cdot 60 \cdot 20000}{1000000} = 1200$ Millions de tours .

car $n = 1000 \text{ tr/min}$ est la vitesse maximum de l'arbre moteur.

D'où on tire : $\frac{1}{(L)^{\frac{1}{3}}}$

$(L)^{\frac{1}{3}} = 10,627$ comme précédemment ,

donc : $C^G = C^H = 38,1 \cdot 1,25 \cdot 10,627 = 506 \text{ daN}$.

Roulements en G et H :

On aura des roulements à contact radial S.K.F 6203 .

Pour un diamètre d'alésage de 17 mm ; on aura un diamètre extérieur de 40 mm avec une largeur du roulement de 12 mm .

Tous ces roulements déterminés et dimensionnés seront représentés sur les planches de dessin plus loin .

ETUDE DES POTEAUX

1 - Longueur des poteaux :

Ces poteaux qui sont au nombre de quatre (4), permettent de soutenir la plaque supérieure qui doit résister, elle, à l'effort de traction F_{max} .

Ces poteaux soutiennent d'autre part des barres horizontales comportant l'axe du pendule d'équilibrage et les systèmes de mesure des efforts et des allongements .

En tenant compte d'une course maximum du mors inférieur de 600 mm et des dimensions approchées des mors ; prenons une longueur de poteau : $L = 1200$ mm . (fig 18, page 72)

2 - Fixation des poteaux:

Les poteaux dont les diamètres seront déterminés au flambement sont fixés sur le bâti de la machine par l'intermédiaire de vis et sur la plaque supérieure par l'intermédiaire d'écrou et contre écrou . (fig 19, page 72)

3 - Calcul des poteaux au flambage:

Le poteau est doublement encasté (fig 20, page 72).

La longueur de flambage l sera dans ce cas $l = \frac{L}{2}$.

Supposons que tout l'effort $F_{max} = 25000$ daN n'est encaissé que par un seul poteau .

Calculons le diamètre d de ce poteau:

La condition suivante doit être réalisée :

$$F_{max} \leq \frac{\pi^2 E \cdot I}{c \cdot l^2}$$

Avec c : coefficient de sécurité prenons $c = 4$.

$E = 20000$ daN/mm² (acier).

I : moment d'inertie de la section circulaire $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$

l : longueur de flambage $l = \frac{L}{2} = \frac{1200}{2} = 600$ mm .

La condition précédente devient: $d \geq \left(\frac{4 \cdot 64 \cdot l^2 \cdot F_{max}}{\pi^3 \cdot E} \right)^{\frac{1}{4}}$

donc $d \geq (3720996)^{\frac{1}{4}} = 44$ mm .

Adoptons un diamètre de poteau de 45 mm .

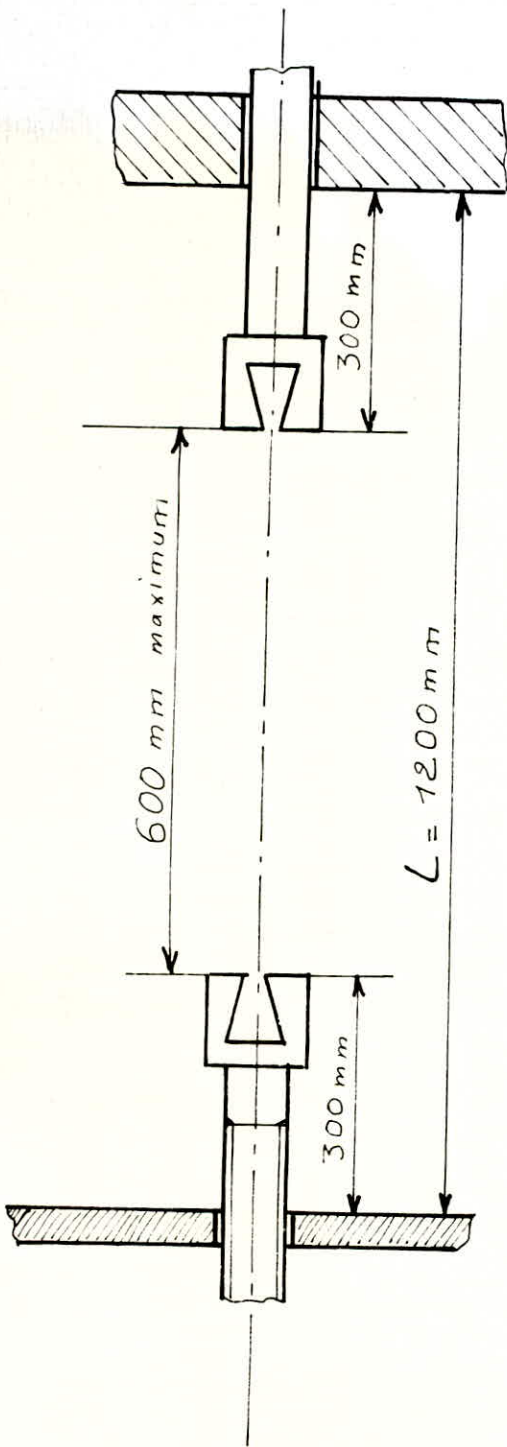


fig 18 : Longueur de poteau.

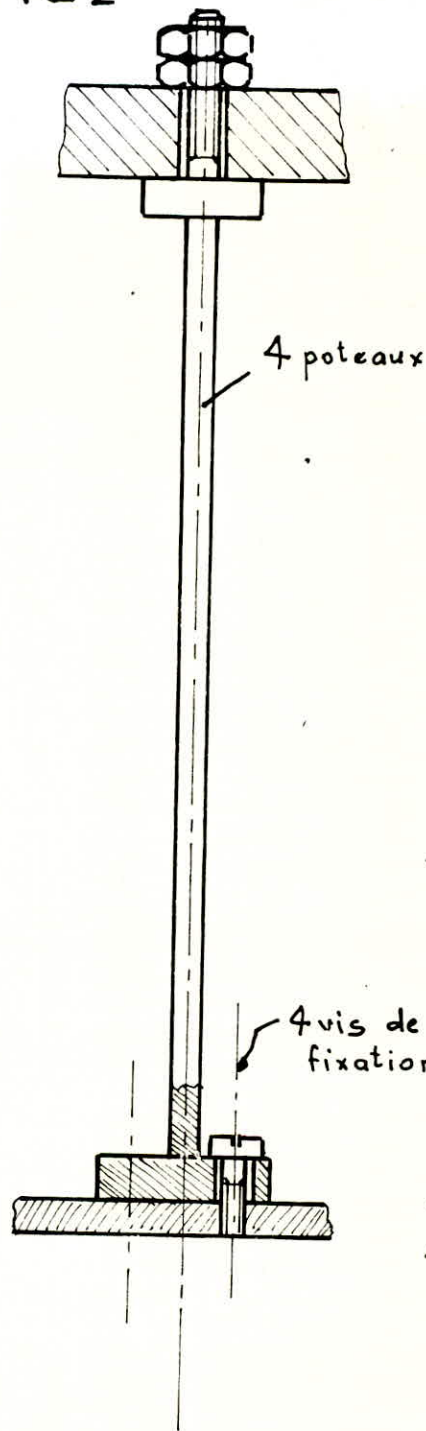


fig 19 : Fixation du poteau.

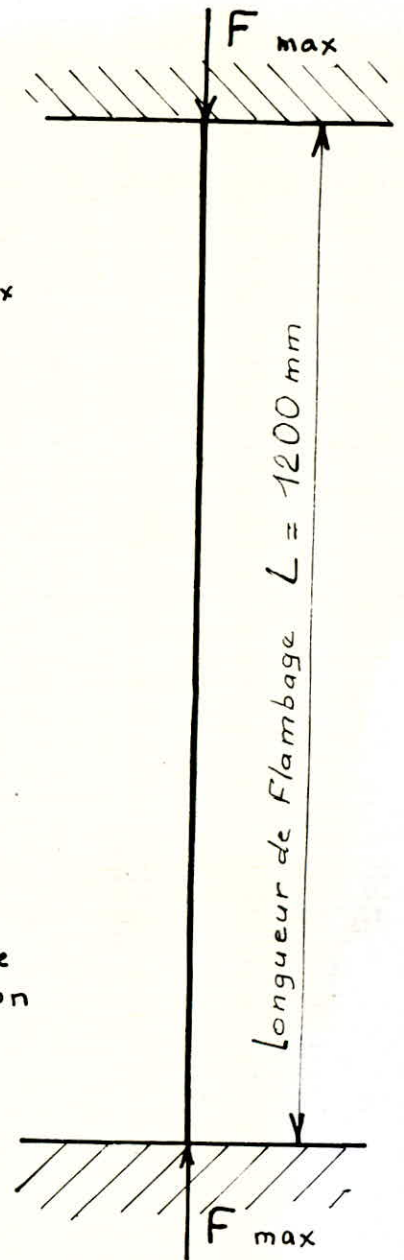


Fig 20 : flambage du poteau.

Etude des poteaux.

PLAQUE SUPERIEURE

La plaque supérieure aura une forme carrée; c'est elle qui supportera le mors supérieur et en quelque sorte tout le système de mesure. (voir planche de dessin)

Cette plaque comporte des oreilles soudées pour l'articulation de la chape.

Elle est soumise à la flexion. C'est une poutre qui repose sur quatre (4) appuis; nous ferons donc le calcul de l'épaisseur e par rapport au deux axes de symétrie de la plaque. Nous majorerons le résultat de 20 %. Ceci parce que la plaque n'est pas uniforme et qu'elle comporte quatre (4) alésages de fixation des quatre (4) poteaux par écrou et contre-écrou et un alésage central.

Nous prendrons une plaque carrée de distance entre appuis de 550 mm et de distance entre l'axe du mors supérieur et l'axe d'articulation de 50 mm. (figure 20, page 74)

En vérité la plaque doit résister à la résultante de l'effort maximum (25000 daN) communiqué par le mors supérieur et de l'effort $f = \frac{F_{\max}}{35} = \frac{25000}{35} = 714,285 \text{ daN}$.

L'effort est l'effort F max réduit par le système de leviers en vue de pouvoir le mesurer facilement.

1 - Vue de face (figure 21, page 74) :

$$l = 550 \text{ mm}$$

$$a = 270 \text{ mm}$$

$$b = 280 \text{ mm}$$

$$F = F_{\max} + f = 25000 + 714,285 = 25714,285 \text{ daN}$$

$$\text{Réactions aux appuis : } R_A = \frac{F \cdot b}{l} = \frac{25714,285 \cdot 280}{550}$$

$$R_A = 13090 \text{ daN}$$

$$R_B = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{25714,285 \cdot 270}{550}$$

$$R_B = 12620 \text{ daN}$$

Moment fléchissant :

$$M_c = \frac{F \cdot a \cdot b}{l} = \frac{25714,285 \cdot 280 \cdot 270}{550} = 3534524 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

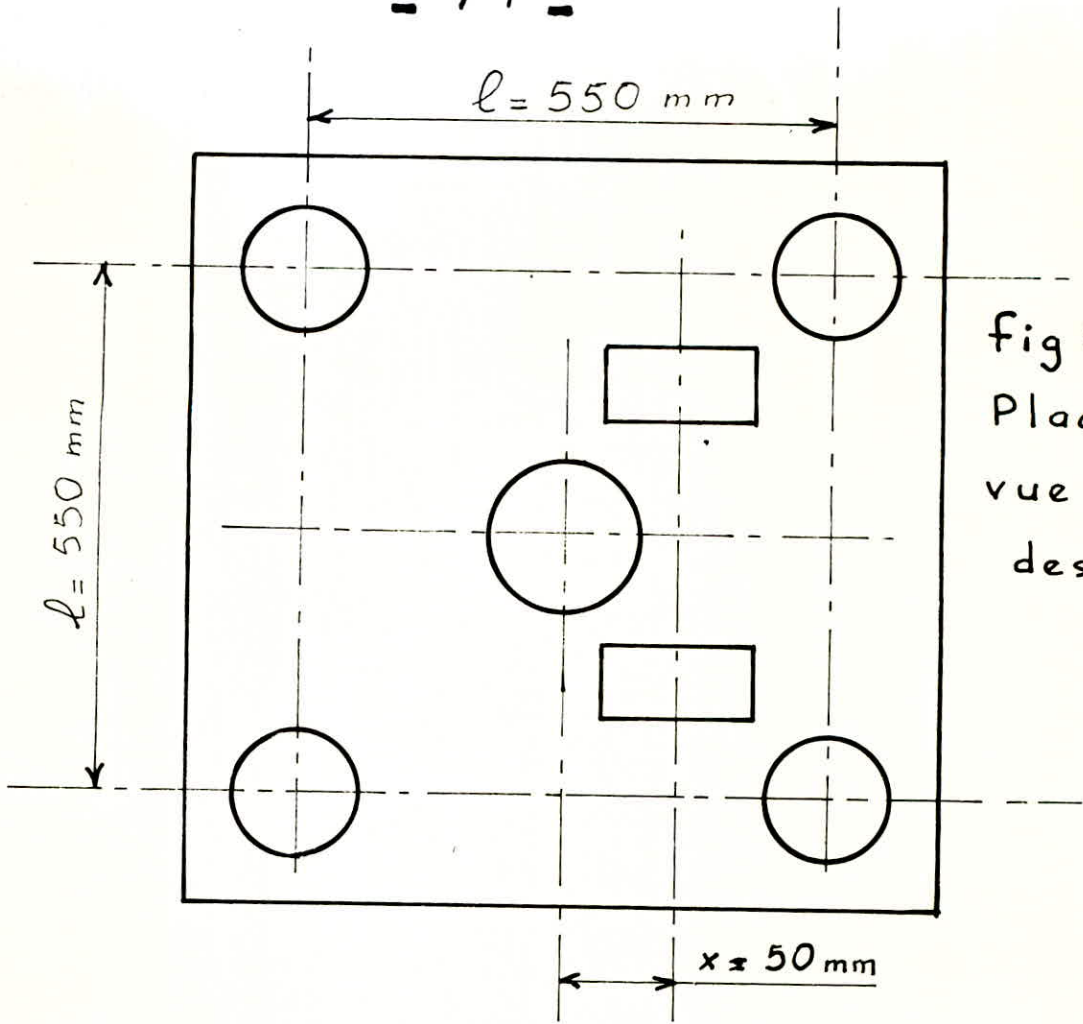


fig 20
Plaque
vue de
dessus.

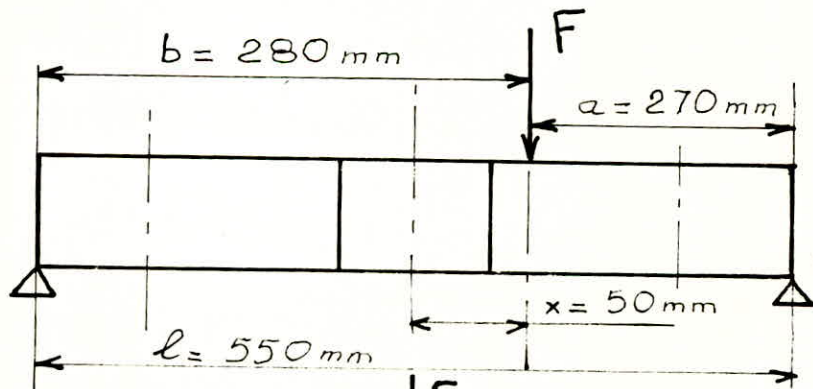


fig 21
vue de face

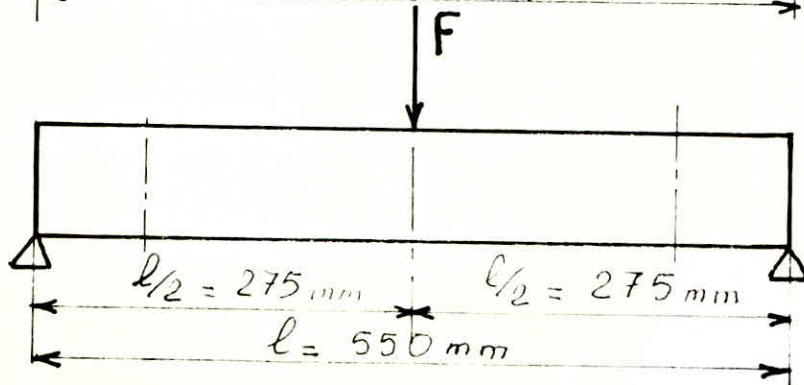


fig 22
vue de profil

La contrainte n occasionnée par ce moment fléchissant Mc doit être inférieure à la contrainte admissible de la poutre: La condition de résistance est telle que :

$$n \text{ max} = \frac{Mc}{\left(\frac{I}{v}\right)} \leq \sigma$$

Avec $\frac{I}{v} = \frac{1 \cdot e^2}{6}$

cette condition devient :

$$e \geq \left(\frac{6 \cdot Mc}{\sigma \cdot 1} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{6 \cdot 3534524}{10.550} \right)^{\frac{1}{2}} = (3855,9)^{\frac{1}{2}} = 62,1 \text{ mm}$$

avec $\sigma = 10 \text{ daN/mm}^2$ (acier courant)

Après majoration de l'épaisseur e de 20 %, on adopte :

e = 74 mm

2 - Vue de profil (figure 22, page 74) :

L'effort F est appliqué cette fois ci au milieu de la plaque:

Réactions aux appuis :

$$RA = RB = \frac{F}{2} = \frac{25714,285}{2} = 12857,1425 \text{ daN} .$$

Moment de flexion :

$$Mc = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{25714,285 \cdot 550}{4} = 3535713 \text{ daN} \cdot \text{mm}$$

La contrainte maximum n max occasionné par l'effort doit être inférieure à la contrainte admissible = 10 daN/mm² .

à savoir : $n \text{ max} = \frac{Mc}{\left(\frac{I}{v}\right)} \leq \sigma$ avec $\frac{I}{v} = \frac{1 \cdot e^2}{6}$

La condition devient : $e \geq \left(\frac{6 \cdot Mc}{\sigma \cdot 1} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{6 \cdot 3535713}{10.550} \right)^{\frac{1}{2}} = (3857,13)^{\frac{1}{2}}$

d'où : e ≥ 62,14 mm

Après majoration de l'épaisseur e de 20 %; on adopte définitivement une épaisseur e de plaque de e = 74 mm .

Remarque : SI l'entraxe x augmente l'épaisseur e de la plaque diminue; le moment fléchissant Mc maximum est atteint quand la plaque doit résister à un effort F appliqué au centre de la plaque.

SYSTEME DE MESURE

Les mécanismes choisis sont directement représentés sur les planches de dessin d'ensemble et sur les schémas de définition.

Ainsi les dessins sont une partie intégrée dans ce processus du choix de tous les éléments du système de mesure des efforts à savoir le pendule, les leviers, le cadran gradué et le tambour pour la représentation du diagramme effort-déformation .

Ce que nous pouvons faire à ce niveau c'est le calcul des diamètres des axes (chapes, mors supérieur, leviers) qui sont soumis au cisaillement .

1 - Détermination des efforts et des poids:

L'effort $F_{\max} = 25000 \text{ daN}$ est réduit par un premier système de leviers (voir schéma de principe du système de mesure sur la figure 23, page 77).

Nous prenons à ce niveau un rapport de réduction de 35. La longueur du levier est L , l'entraxe entre l'axe I et l'axe II de la chape est X ; tel que:

$$F_{\max} \cdot X = f \cdot (L + X)$$

f est l'effort sur l'axe III.

Le rapport de réduction est $r_1 = 35$ tel que:

$$r_1 = \frac{F_{\max}}{f} = \frac{L + X}{X} = 35$$

Si on prend un entraxe $X = 50 \text{ mm}$ on aura une longueur de levier $L = 50 \cdot 35 - 50 = 1700 \text{ mm}$,

et un effort en bout de levier :

$$f = \frac{F_{\max}}{r_1} = \frac{25000}{35} = 714,285 \text{ daN}.$$

Cet effort est transmis directement à l'axe IV .

La pièce A qui porte l'axe IV est libre en rotation autour de l'axe V fixe . L'axe V est solidaire d'un pendule de longueur constante $l = 1000 \text{ mm}$. Ce pendule donne une précision suffisante jusqu'à un angle maximum de déviation du pendule de 60° .

L'équation de l'équilibre du pendule est la suivante :

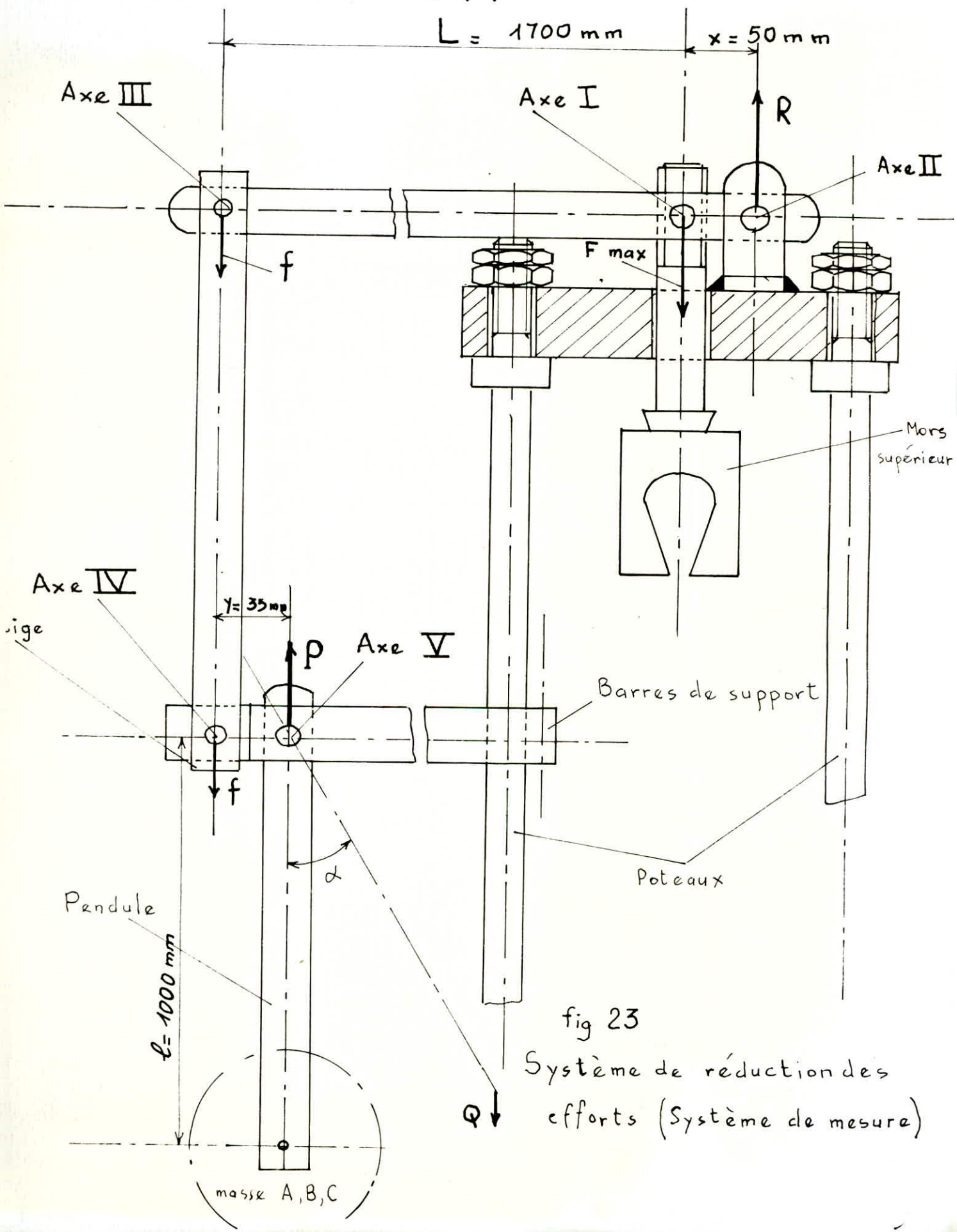


fig 23
Système de réduction des efforts (Système de mesure)

CALCUL DES AXES

Ces axes doivent supporter respectivement les efforts suivants:

Axe I	F max = 25000 daN .
Axe II	R = F max - f = 24286 daN .
Axe III	f = 714 daN .
Axe IV	f = 714 daN .
Axe V	P = f + Q = 743 daN .

Axe I :

Cet axe est cisailé deux fois avec une force de cisaillement de $\frac{F_{\max}}{2} = \frac{25000}{2} = 12500$ daN .

La contrainte tangentielle maximum T max doit répondre à la condition suivante :

$$T_{\max} = \frac{F_{\max}}{2 \cdot S} \ll T_0$$

Avec : T_0 : contrainte tangentielle admissible = $\frac{2}{3} R_{pe}$

$$S : \text{section de l'axe I} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Le diamètre de l'axe I doit être tel que :

$$d \gg \left(\frac{4 \cdot 25000}{\pi \cdot T_0 \cdot 2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Prenons pour la fabrication de l'axe I et l'axe II un acier au silicium 55 S 6 ; TH 850 ° , Revenu à 500 ° ; de résistance à l'extension : $R_e = 120$ daN/mm² .

Si on prend un coefficient de sécurité de 4 ; la résistance pratique à l'extension sera de : $R_{pe} = \frac{R_e}{4} = \frac{120}{4} = 30$ daN/mm² .

On aura donc une contrainte tangentielle admissible T_0 telle que :

$$T_0 = \frac{2}{3} \cdot R_{pe} = \frac{2}{3} \cdot 30 = 20 \text{ daN/mm}^2 .$$

d'où le diamètre d de l'axe I :

$$d \gg \left(\frac{4 \cdot 25000}{\pi \cdot 14 \cdot 20 \cdot 2} \right)^{\frac{1}{2}} = 28,2 \text{ mm}$$

Adoptons un diamètre d = 30 mm .

Axe II :

Cet axe II est aussi cisailé deux fois avec une force de cisaillement de $\frac{R}{2} = \frac{24286}{2} = 12143 \text{ daN}$.

La contrainte tangentielle maximum T max doit répondre à la condition suivante :

$$T \text{ max} = \frac{R}{2.5} \leq T_0$$

L'axe II est fabriqué avec le même matériau que l'axe I :

$$T_0 = 20 \text{ daN/mm}^2 .$$

Le diamètre de l'axe II doit être tel que :

$$d \geq \left(\frac{4 \cdot 24286}{3,14 \cdot 20 \cdot 2} \right)^{\frac{1}{2}} = (773,429)^{\frac{1}{2}} = 27,8 \text{ mm}$$

Adoptons un diamètre $d = 28 \text{ mm}$.

Axes III et IV :

Ces deux axes sont cisailés deux fois avec une force de cisaillement de $\frac{f}{2} = 357 \text{ daN}$.

Pre nous pour la fabrication de ces deux axes III et IV et aussi pour la constitution de l'axe V un acier courant avec une résistance pratique à la extention $R_{pe} = 7,5 \text{ daN/mm}^2$.

Ce qui nous donne une contrainte tangentielle maximum admissible $T_0 = \frac{2}{5} \cdot R_{pe} = \frac{2}{5} \cdot 7,5 = 3 \text{ daN/mm}^2$

Les diamètres des axes III et IV doivent être tels que :

$$d \geq \left(\frac{4 \cdot 714}{3,14 \cdot 3 \cdot 2} \right)^{\frac{1}{2}} = (90,9916)^{\frac{1}{2}} = 9,53 \text{ mm}$$

Adoptons $d = 10 \text{ mm}$.

Axe V : L'axe V subit un effort de cisaillement $P = 743 \text{ daN}$.

Le diamètre de cet axe est tel que :

$$d \geq \left(\frac{4 \cdot 743}{3,14 \cdot 5} \right)^{\frac{1}{2}} = (189,337)^{\frac{1}{2}} = 13,8 \text{ mm}$$

A remarquer que l'axe V n'est cisailé qu'une seule fois .

Adoptons un diamètre d'axe V : $d = 15 \text{ mm}$.

AUTRES ELEMENTS DE LA MACHINE

Clavettes transversales :

La fixation du mors inférieur sur la vis de commande ainsi que du mors supérieur sur son axe en vue de pouvoir faire la mesure des efforts, nécessitent chacune une clavette transversable qu'il faut dimensionner .

Cette clavette transversale est soumise deux fois, en deux sections différentes, au cisaillement .

L'effort de cisaillement est bien sûr l'effort maximum de traction $F_{max} = 25000 \text{ daN}$.

Calculons la section minimale de la clavette ou le diamètre minimum .

La contrainte tangentielle T doit être inférieure à la contrainte tangentielle admissible T_0 ou résistance tangentielle pratique . L'équation de résistance s'écrit :

$$T = \frac{F_{max}}{2.S} \leq T_0$$

avec : $T_0 = \frac{2}{3} \cdot R_{pe}$

Prenons pour la constitution de la clavette un acier au silicium de résistance à l'extention $R_e = 120 \text{ daN/mm}^2$.

En prenant un coefficient de sécurité $c = 4$; on aura une résistance pratique à l'extention $R_{pe} = \frac{R_e}{c} = \frac{120}{4} = 30 \text{ daN/mm}^2$.

Ce qui nous donne une contrainte $T_0 = \frac{2}{3} R_{pe} = \frac{2}{3} 30 = 20 \text{ daN/mm}^2$

Le diamètre minimum d_{mini} doit être tel que :

$$d_{mini} \geq \left(\frac{4 \cdot 25000}{3 \cdot 14 \cdot 20 \cdot 2} \right)^{\frac{1}{2}} = 28,2 \text{ mm}$$

Adoptons un diamètre minimum de clavette de :

$d_{mini} = 30 \text{ mm}$.

Barres de support des axes du système de mesure :

(voir les figures et le dessin de la page 83)

La barre est soumise à la flexion . L'effort de flexion est l'effort $P = 744 \text{ daN}$.

La longueur soumise à la flexion est $l = 1421,5 \text{ mm}$

Moment de flexion maximum est :

$$M_f = P.l$$

La contrainte maximum $n \text{ max}$ doit être inférieure à la contrainte admissible R_p :

$$n \text{ max} = \frac{M_f}{\left(\frac{I}{v}\right)} \leq R_p$$

avec $\frac{I}{v} = \frac{b \cdot h^2}{6}$; section rectangulaire de largeur b et

d'hauteur h .

Choisissons pour la fabrication de la barre un acier au silicium 55 S 6 de résistance à l'extention $R_e = 120 \text{ daN/mm}^2$; dont la résistance pratique moyennant un coefficient de sécurité de 4 est

$$R_p = \frac{R_e}{4} = \frac{120}{4} = 30 \text{ daN/mm}^2 \text{ .}$$

Nous avons à ce niveau une équation à deux inconnues b et h .

Pour ce faire choisissons et donnons à l'une de ces deux inconnues une valeur ; prenons par exemple : $h = 80 \text{ mm}$, et calculons l'autre inconnue b ;

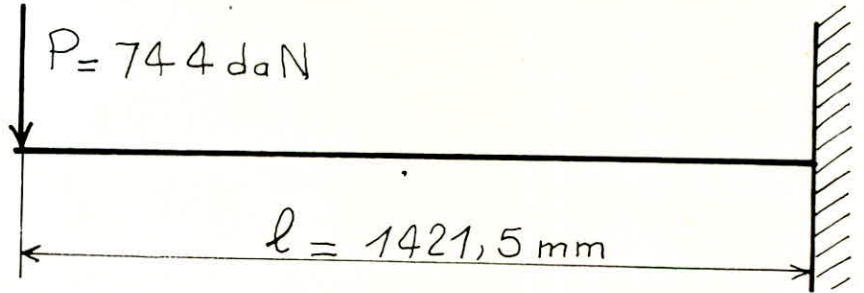
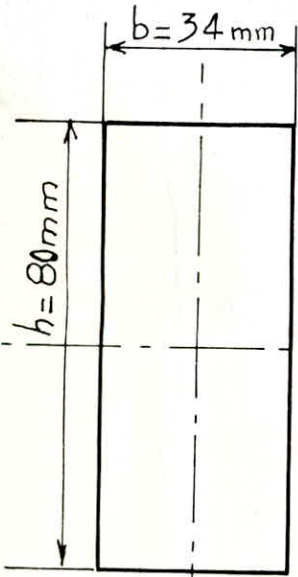
La dimension b doit répondre à la condition suivante :

$$b \geq \frac{744 \cdot 1421,5}{30 \cdot 80 \cdot 80} = 33 \text{ mm}$$

adoptons comme valeur $b = 34 \text{ mm}$.

Ces valeurs conviennent et nous donnent une forme de barre telle qu'il soit possible d'effectuer tous les travaux .

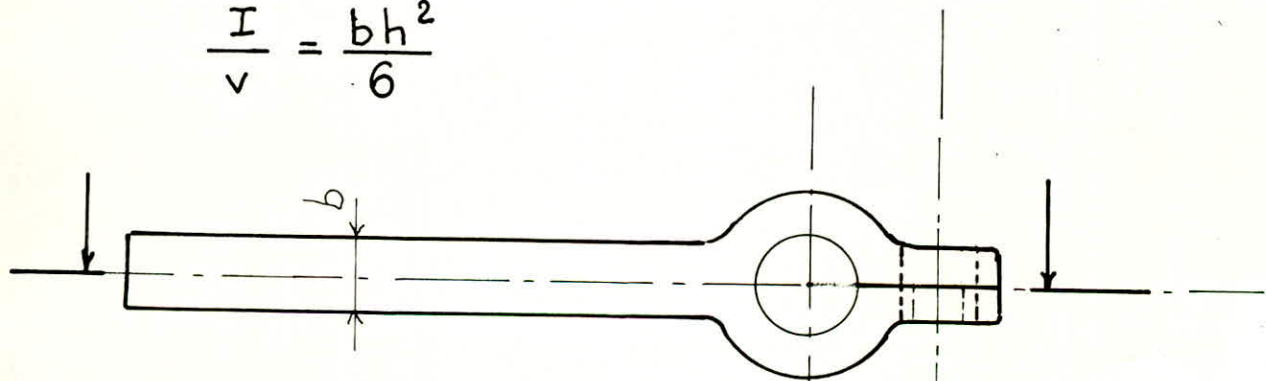
Ces deux barres calculées seront fixées sur deux des quatre poteaux en porte-à-faux pour que l'on puisse monter entre les deux barres les axes du système de mesure ; axes qui seront représentés sur les planches de dessin et les schémas .



Barre soumise à la flexion.

Section de la barre

$$\frac{I}{v} = \frac{bh^2}{6}$$



Pincement de la Barre sur le poteau.

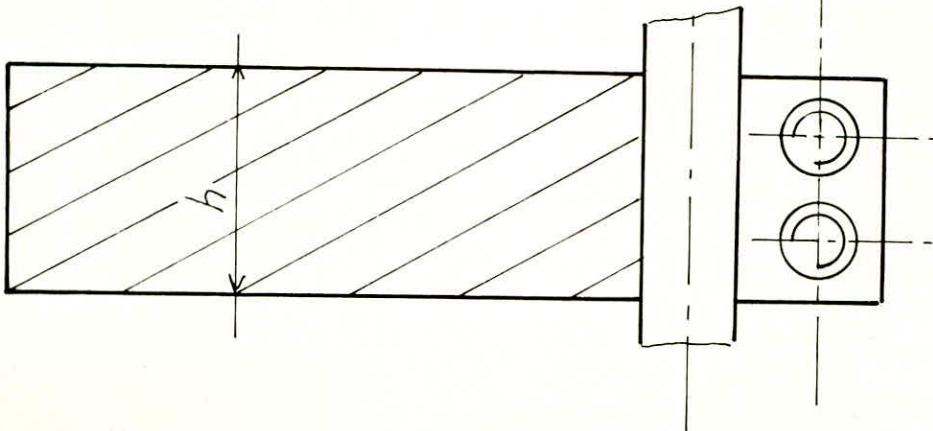


Fig 24 : Barre de support du système de mesure

Eléments du système de mesure :

Cadran gradué :

Le cadran gradué comporte trois différentes échelles de graduation selon que le poids choisi pour l'équilibrage des efforts est le poids Q , A ou B .

Il comporte en outre deux aiguilles; la première est solidaire de l'axe du cadran lequel axe fait un tour complet lorsque le pendule subit une déviation angulaire maximale de 60° , tandis que la deuxième aiguille est montée libre sur un axe fixe en rotation; elle est entraînée par la première aiguille .

Quand l'éprouvette se rompt les efforts transmis sont alors nuls et le pendule adopte la position verticale . A ce moment la première aiguille à laquelle le mouvement du pendule est transmis par l'intermédiaire d'engrenages tangents , revient au zéro de la graduation du cadran . Les frottements dus à l'ajustement de cette aiguille sur son axe fixe font que la deuxième aiguille s'immobilise sur place .

Ce qui nous permet de lire l'indication donnée par cette deuxième aiguille sur le cadran gradué et suivant la graduation adéquate correspondante à la masse fixée sur le pendule; indication qui est l'effort maximum supporté par l'éprouvette durant l'essai de traction .

En fin d'essai sur une éprouvette il ne faudra pas oublier de remettre la deuxième aiguille au zéro du cadran gradué .

La transmission du mouvement entre l'axe du pendule et l'axe du cadran se fait par l'intermédiaire de deux engrenages à denture droite solidaires l'un de l'axe du pendule et l'autre de l'axe du cadran gradué .

A ce niveau un calcul de résistance s'avère inutile car les efforts transmis , de part les différentes réductions par les systèmes de leviers , sont modérés sinon négligeables .

Les dimensions des engrenages sont donc surtout constructives et obéissent en particulier aux contraintes d'encombrement et d'esthétique .

Diamètres primitifs des deux roues dentées :

Quand le pendule solidaire en rotation avec le pignon décrit un angle de 60° ; l'aiguille elle, solidaire en rotation de la roue doit décrire un cercle ou un tour complet de 360° .

Le rapport de réduction est donc :

$$R = \frac{360^\circ}{60^\circ} = 6 \quad .$$

$$\text{d'autre part : } R = \frac{Z_p}{Z_r} = \frac{D_p}{D_r}$$

Choisissons un diamètre de roue $D_r = 40$ mm

ce qui donne un diamètre primitif de pignon tel que :

$$D_p = R \cdot D_r = 6 \cdot 40 = 240 \text{ mm}$$

On aura donc un entraxe v tel que :

$$v = \frac{D_p + D_r}{2} = \frac{280}{2} = 140 \text{ mm} \quad .$$

Prenons un diamètre du cadran de 200 mm .

GRADUATIONS /

Les trois graduations du cadran sont représentées en trois couleurs différentes :

1 - $F_{\max} = 25000$ daN correspond à la masse $Q = 28,867$ daN .

Les 360° seront divisées en 25 parties égales et distinctes lesquelles seront divisées à leur tour et graduées en 10 divisions ou subdivisions .

Cette graduation sera représentée en couleur rouge .

Il est utile de signaler que cette graduation est la moins précise des trois. Elle occupe sur le cadran le cercle de plus grande circonférence possible .

Une petite division ou subdivision équivaut à un effort de 100 daN . On pourrait quand l'aiguille s'immobilise entre deux subdivisions faire une itération et lire avec une assez bonne précision la valeur de l'effort de traction maximum .

La masse Q étant un peu lourde pour pouvoir être placée très vite et très facilement sur le pendule on la divise en deux masses distinctes pour faciliter les mouvement de l'opérateur sur sa machine d'essai de traction .

Ces deux masses seront la masse $A = 11,547$ et la masse C telle que $C = Q - A = 28,867 - 11,547 = 17,32$ daN .

Remarque : Il vaut mieux par prudence prendre pendant le premier essai la plus grande masse à savoir Q ou $A + C = 28,867$ daN .

Si l'effort est alors faible ou modéré par rapport aux possibilités de la machine on peut alors accéder à une meilleure précision quant à la détermination de la valeur de l'effort de traction , en prenant la masse $A = 11,547$ daN, ou la masse $B = 2,31$ daN masse qui correspond à la meilleure précision possible atteinte par cette machine .

2 - $F = 10000$ daN correspond à la masse $A = 11,547$ daN .

Les 360° du cadran seront divisées en 40 parties égales et distinctes lesquelles seront à leur tour ,chacune, divisées en 10 petites subdivisions .

Cette deuxième graduation sera représentée en couleur noire .Une subdivision équivaut donc à un effort de traction ou contrainte de traction de 25 daN ,ce qui est quand même plus précis que la première graduation .

3 - $F = 2000$ daN correspond à la masse $B = 2,31$ daN .

Cette dernière graduation qui correspond à la meilleure précision de la machine , sera représentée en bleu .

Cette fois les 360° du cadran seront divisés en 50 grandes parties distinctes et égales qui seront à leur tour divisées en 10 subdivisions .

Une subdivision équivaut cette fois à la valeur de 4 daN .

Il est bien sûr possible d'apprécier les valeurs des efforts entre les différentes subdivisions avec une précision plus ou moins grande .

Les indications nécessaires à la bonne lecture des graduations seront précisées sur le cadran même .

On indiquera par exemple chaque graduation correspondante à une couleur bien précise avec la masse à placer sur le pendule d'équilibrage des efforts .Enfin les graduations seront vérifiées par un dynamomètre que l'on montera entre les deux mors et qui indiquera la valeur précise des efforts enregistrés .

Tambour d'enregistrement du diagramme effort - déformation :

Ce système sera représenté plus en détail sur les planches de dessin .

La pièce appelée communément tambour est un cylindre sur lequel est appliqué du papier d'enregistrement du diagramme effort - déformation .

Le diagramme est obtenu par la conjugaison de deux mouvements :

- le mouvement circulaire du tambour dû aux efforts transmis par le système pendulaire .

- le mouvement de translation de la plume maintenue tangente à la surface cylindrique du tambour .

La plume a un mouvement de translation qui est dû aux allongements de l'éprouvette en cours d'essai, transmis par un fil rigide , et des poulies positionnées convenablement . Un contre - poids fixé au bout d'un fil à l'autre extrémité de l'axe de la plume maintient la plume en place et assure la rigidité du fil de transmission .

Les fils sont attachés aux deux extrémités de l'axe de translation (axe de la plume) par l'intermédiaire de deux pitons ou tout autre mécanisme .

Le diamètre de tambour doit être assez grand pour avoir une assez bonne précision de représentation .

Le mouvement de rotation du tambour lui est transmis par la roue de diamètre apparent $D_r = 40$ mm . Le tambour et la roue doivent être montés sur le même axe et être solidaires en rotation par clavetage sur cet axe . Le diamètre du tambour n'est donc pas fonctionnel mais surtout esthétique et de précision .

Prenons un diamètre de tambour de 120 mm .

L'enregistrement des efforts se fera donc sur les perpendiculaires aux génératrices du cylindre , tandis que les allongements correspondants seront représentés sur les génératrices du cylindre ce qui nous donne un repère orthonormé dont les unités seront déterminées selon la masse ou contre - poids utilisé pour l'équilibrage des efforts .

Etant donné que les allongements ne peuvent excéder en aucune façon les 200 mm ; on prend par sécurité une longueur de cylindre de 220 mm .

Bâti de la machine :

Le bâti doit assurer aux organes de la machine d'essai tous leurs points d'appui nécessaires ainsi que le positionnement relatif de ces organes .

Les montages , démontages et le graissage doivent pouvoir être effectués avec le maximum de commodité possible .

Il doit en outre être le plus économique possible ; le bâti doit donc être en fonte pour pouvoir être coulé .

La machine sera placée sur un socle ayant à sa partie centrale un dégagement assez profond (500 mm et plus) .

Des tableaux indiquant les caractéristiques techniques de la machine seront fixés sur les différentes parties intéressées de la machine .

On fixera ainsi sur un des poteaux des inscriptions donnant des indications de limite de course (fin de course ou arrêt)

Des contracteurs peuvent être placés sur la machine de telle façon que le déplacement du mors inférieur hors de sa zone de fonctionnement limite peut entraîner l'arrêt du moteur électrique .

Les boutons de mise en marche (avant et arrière) et d'arrêt du moteur seront placés dans un boîtier de commande à proximité immédiate de l'opérateur .

Sur le bâti sera fixé un tableau indiquant les masses à employer pour des éprouvettes de métal donné et de dimensions établies, ainsi que la vitesse d'essai appropriée .

Il sera fixé sur le carter de la machine et aux environs de la manette ou levier de vitesse, un tableau indiquant la position (première vitesse , poids mort, deuxième vitesse) de la manette et la vitesse correspondante .

Enfin le cadran portera les indications déjà données précédemment à savoir la manière de lecture du cadran en ce qui

concerne les différentes graduations et leur correspondance .

On a prévu pour amortir le choc après rupture de l'éprouvette, choc occasionné par le pendule revenant à sa position de repos verticale et donc envisageable du mors supérieur sur la partie inférieure de la plaque; on a prévu un ressort de compression dont le calcul ne s'impose guère (Voir planches de dessin) . La machine pourra être équipée d'un extensomètre mais cela n'est pas nécessaire .

Coût :

L'emploi d'éléments normalisés ; roues et vis sans fin entre autres, réduit ou permet de réduire considérablement le coût de la machine d'essai de traction qui ne rentre pas dans la catégorie des machines fabriquées en grande série .

CONCLUSION

Le lecteur remarquera sans aucun doute que nous avons à chaque fois pris des coefficients de sécurité supérieurs à 4 et allant dans certains cas jusqu'à 10; et ceci dans le souci de donner aux organes de la machine une rigidité supérieure à celle des éprouvettes à essayer et qui doivent ,elles, être rompues de quelle façon que ce soit , sans entraîner pour autant la détérioration de la machine .

De toute façon même si l'opérateur se trouve devant une éprouvette dont l'essai lui semble douteux, qu'il sache que nous avons pris nos responsabilités et que si quelque chose devait se casser hormis l'éprouvette ce serait l'une des deux clavettes de sécurité de fixation des mors sur leur axes ,qui serait cisailée (Voir calcul des éprouvettes transversales) .

On remplacera alors la clavette cassée par une autre clavette de mêmes dimensions et de mêmes constitution .

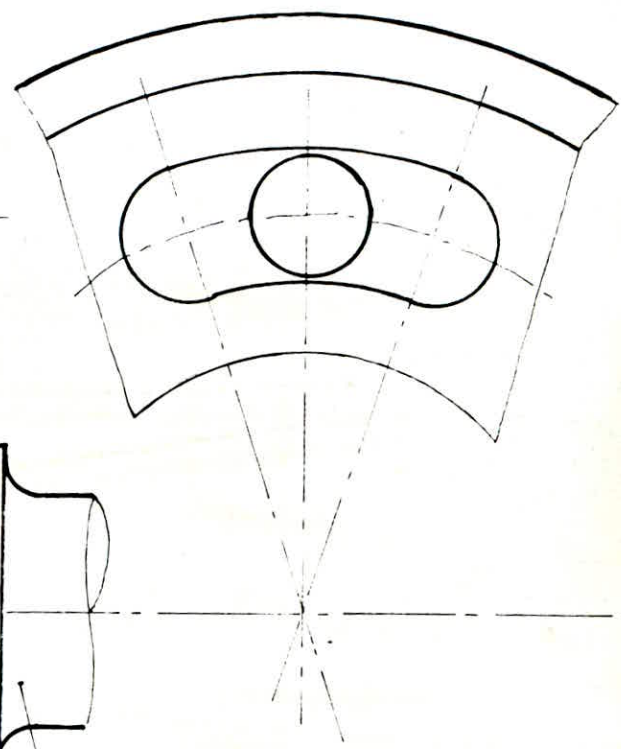
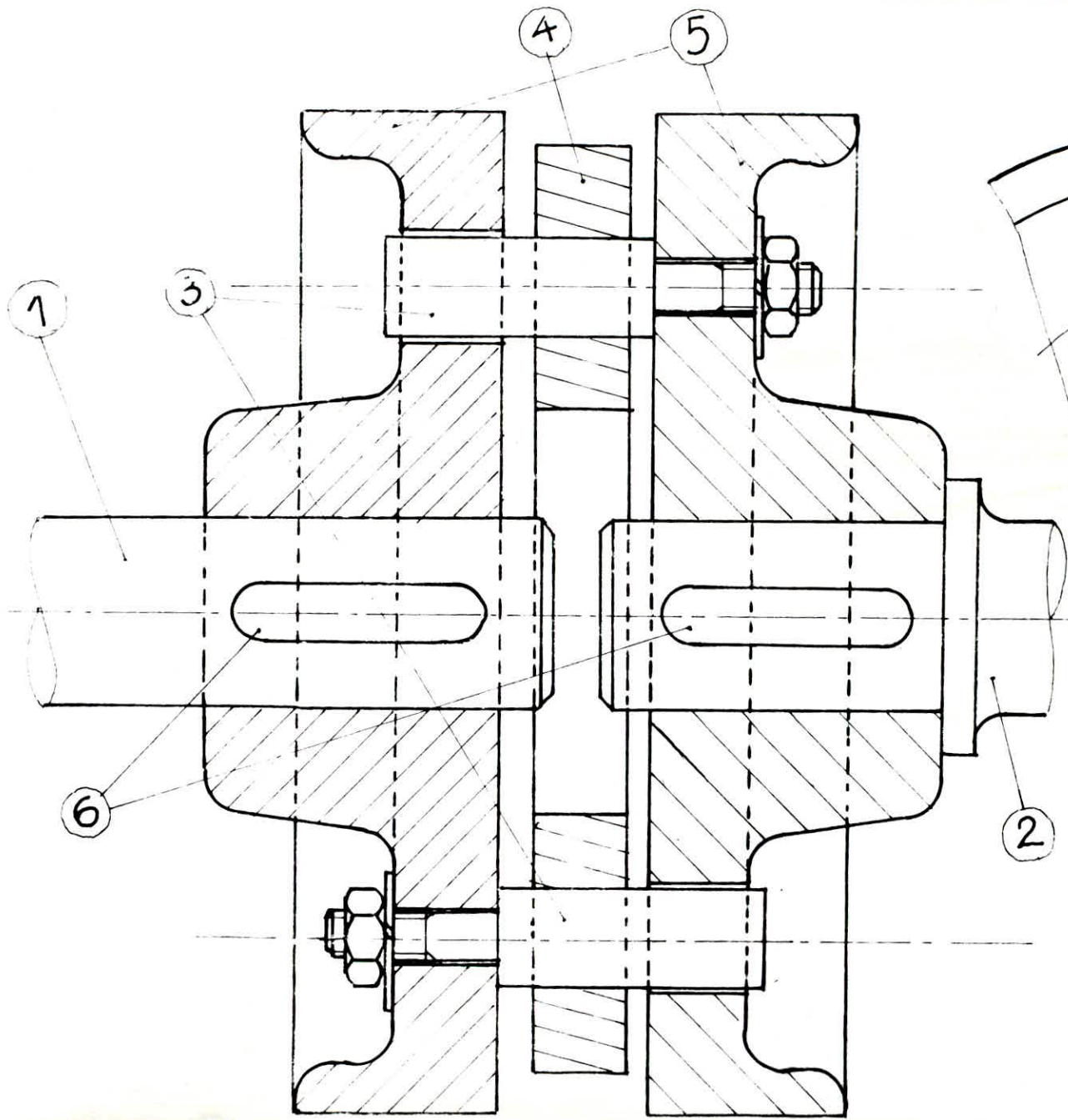
Il est évident que notre souci n'a pas été autant de faire une nouvelle découverte ou de créer de nouvelles techniques que d'assurer le bon fonctionnement de cette modeste machine d'essai de traction dans des limites raisonnables de conception et de fabrication .

Il est clair que la technique des machines d'essai de traction a connu un bond en avant considérable ces derniers temps surtout dans des pays comme la R.F.A ou les U.S.A .

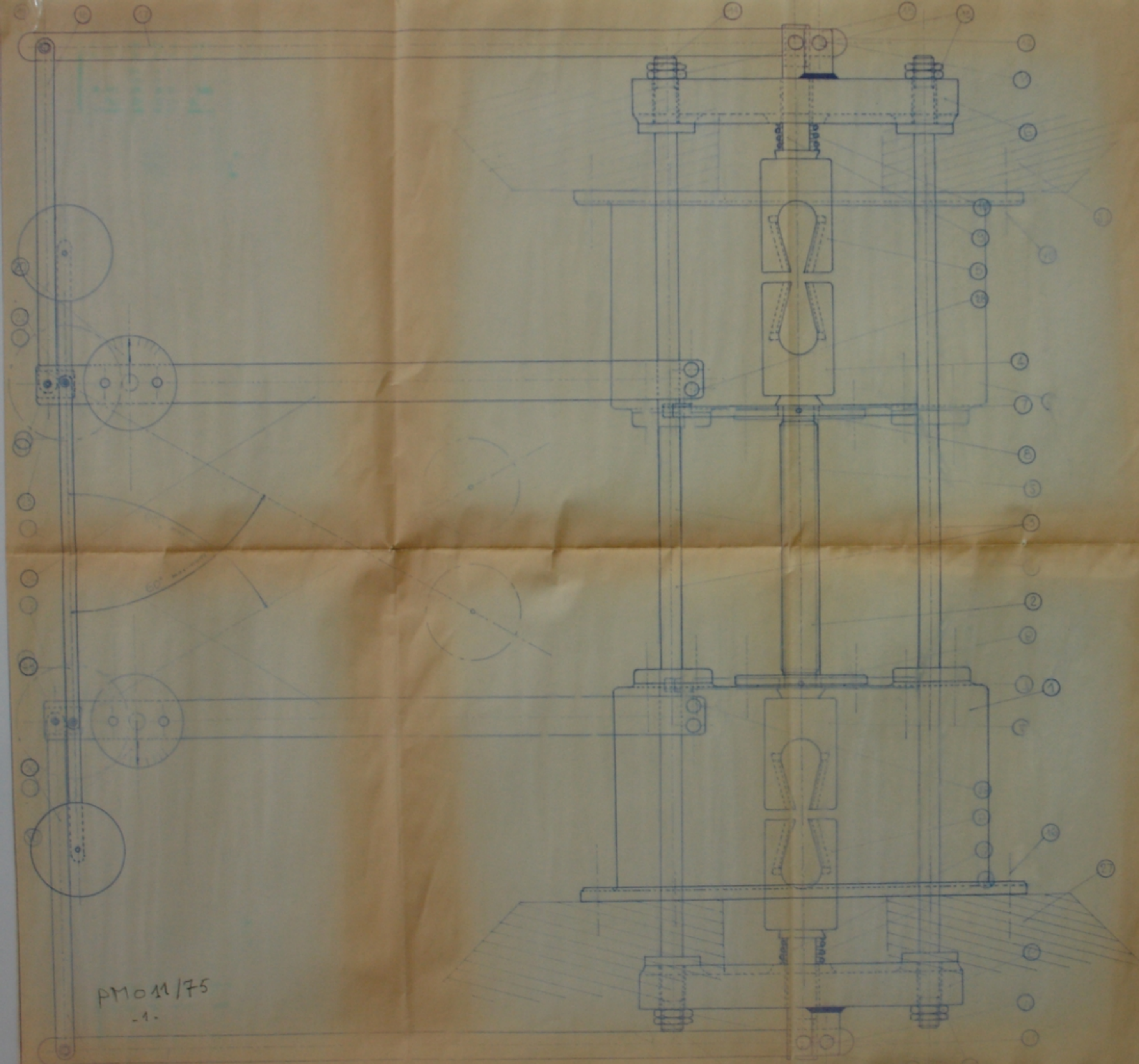
C'est ainsi que l'on voit de nos jours des machines d'essai de traction entièrement automatisées à commande hydraulique ou plus récemment à commande électronique .

Notre humble machine de traction ne prétend pas dépasser en capacités de mise en charge, ou en précision de mesure, les machines germaniques ou américaines riches de dizaines d'années de travail incessant et de multiples expériences; elle doit néanmoins être considérée comme une approche satisfaisante du problème , la documentation étant inexistante ou presque .

Le moins qu'on puisse dire est que notre machine, ainsi conçue , peut efficacement servir ,il nous semble, de base de travail pour des études similaires approfondies .

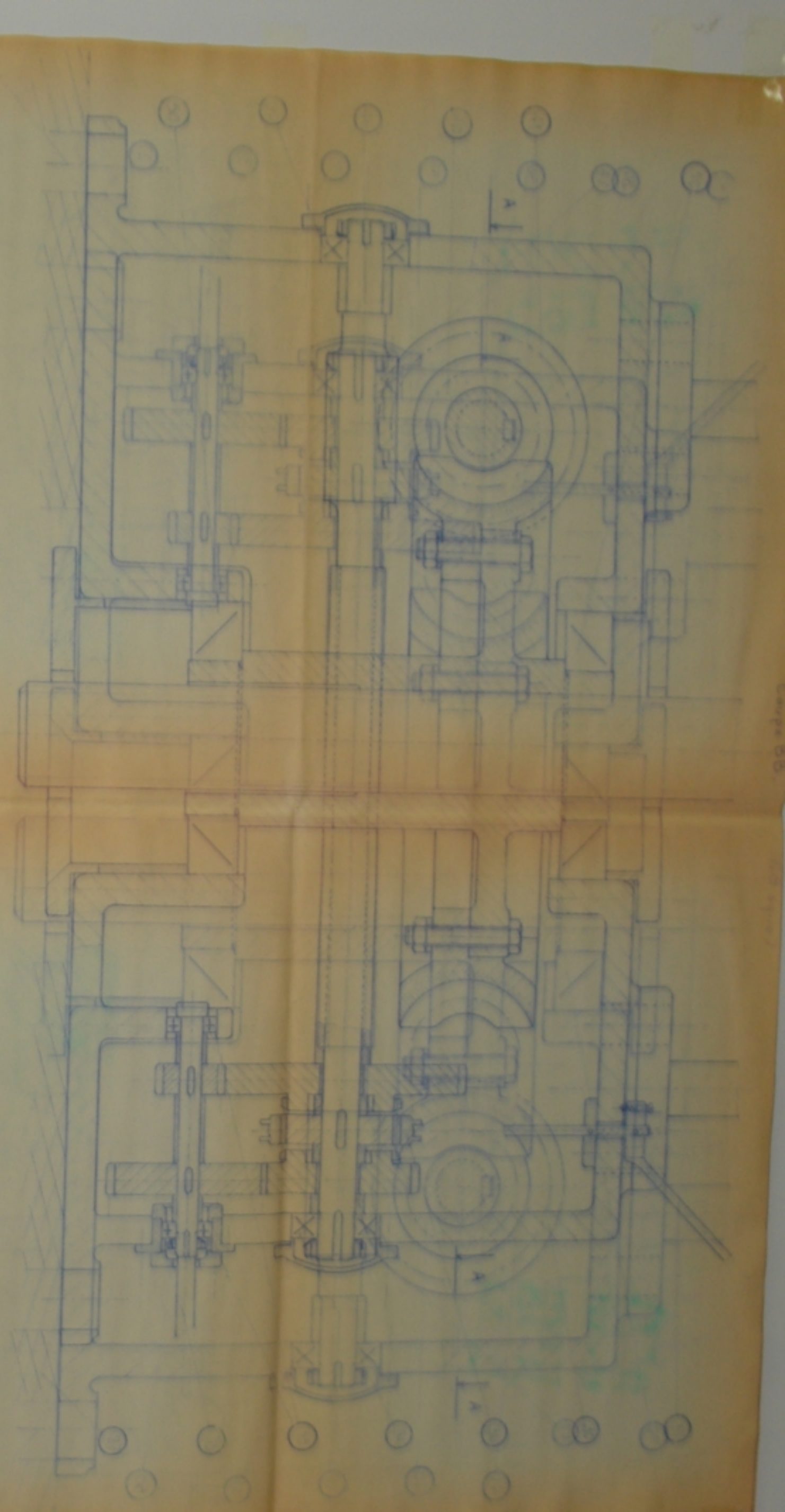
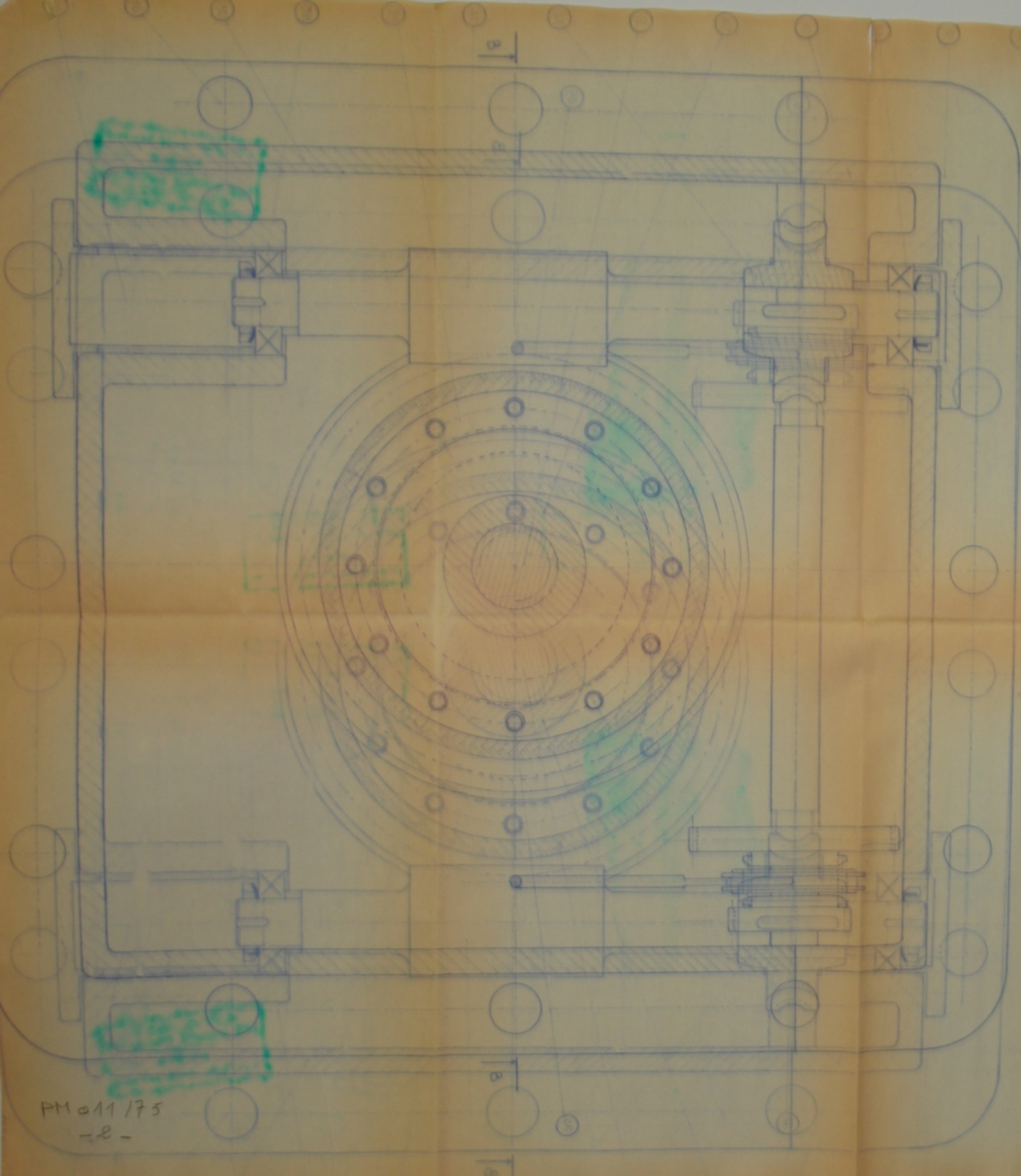


6	2	clavettes
5	2	manchons
4	1	Joint
3	4	Axes
2	1	Arbre
1	1	Arbre
Rp	Nb	Désignation



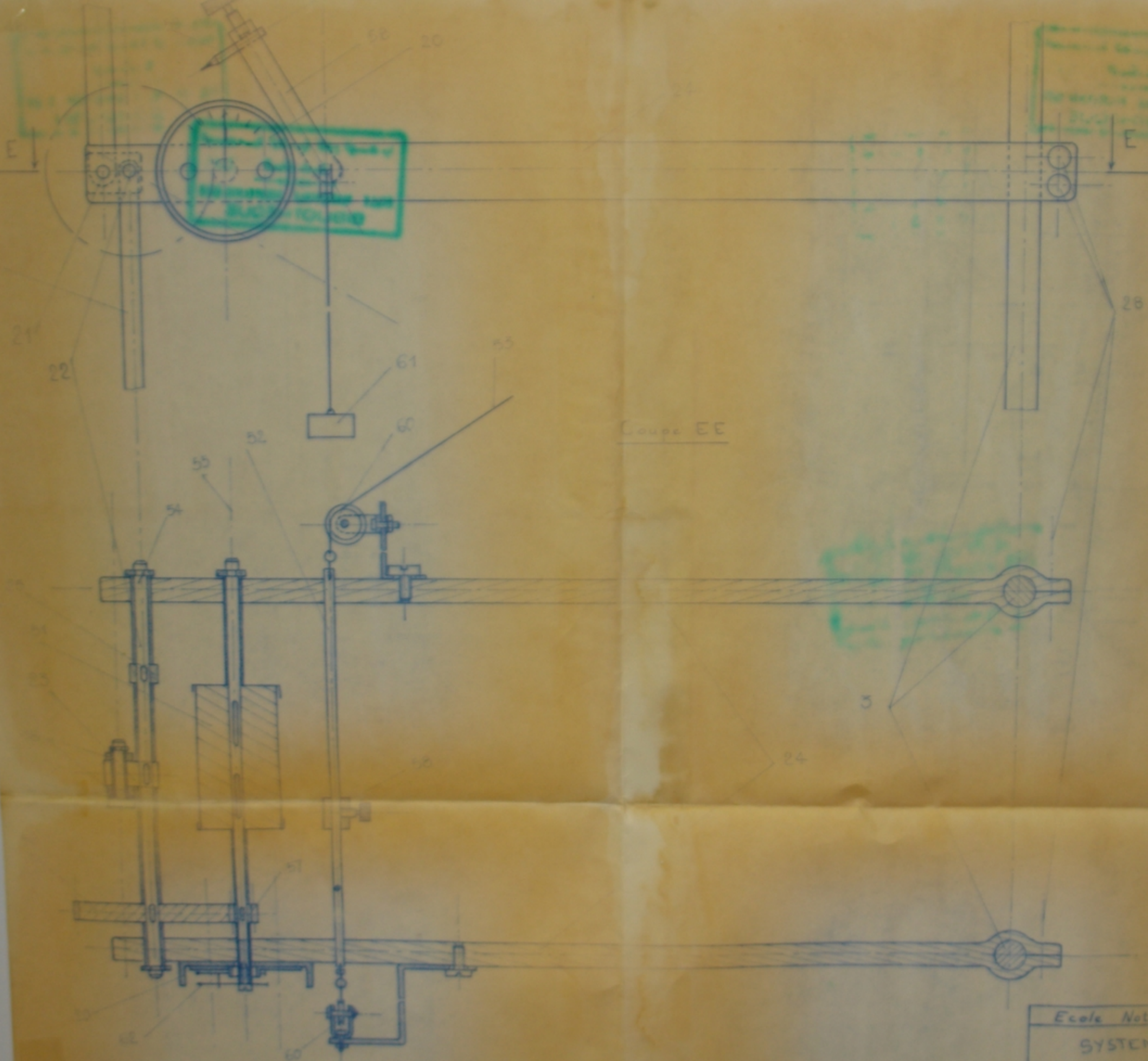
PM011/75
-1-

N°	Nb	Désignation
1	1	Baie
2	1	Vit. de fixation de 24 sur 3
3	4	Rails aux
4	2	Mars inférieur
5	1	Mars supérieur
6	1	Fleuve
7	1	Précis. de mars inférieur
8	1	Org. II
9	1	Vit. de fixation de 24 sur 3
10	1	Ressort d'absorption de choc
11	1	Org. II
12	1	Org. II
13	4	Support de ressort
14	4	Coilons
15	2	Grilles
16	4	Vit. de fixation de 24 sur 3
17	1	Lévier de protection des efforts
18	2	Breches
19	1	Org. III
20	1	Cadran gradué
21	1	Org. III
22	1	Org. III
23	1	Vit. de fixation
24	2	Breches de support de ressort de ressort
25	1	Breches (longueur 1mètre)
26	1	Org. I
27	1	Org. I
28	2	Vit. de fixation de 24 sur 3
29	16	Vit. de fixation de 8 sur 1
30	1	Coilons
31	2	Clavettes
32	2	Fleuves de guidage
33	2	Essieux à rotule
34	2	Essieux à rotule
35	1	Org. II
36	1	Clavet
37	1	Lévier de protection de ressort
38	2	Essieux à rotule
39	1	Org. I
40	1	Vit. de fixation
41	1	Org. I
42	1	Org. I
43	10	Vit. de fixation de 8 sur 1
44	1	Org. I
45	1	Org. I
46	1	Org. I
47	1	Vit. de fixation
48	1	Org. I



Comp. AA
AA square

PM 011/75
-2-



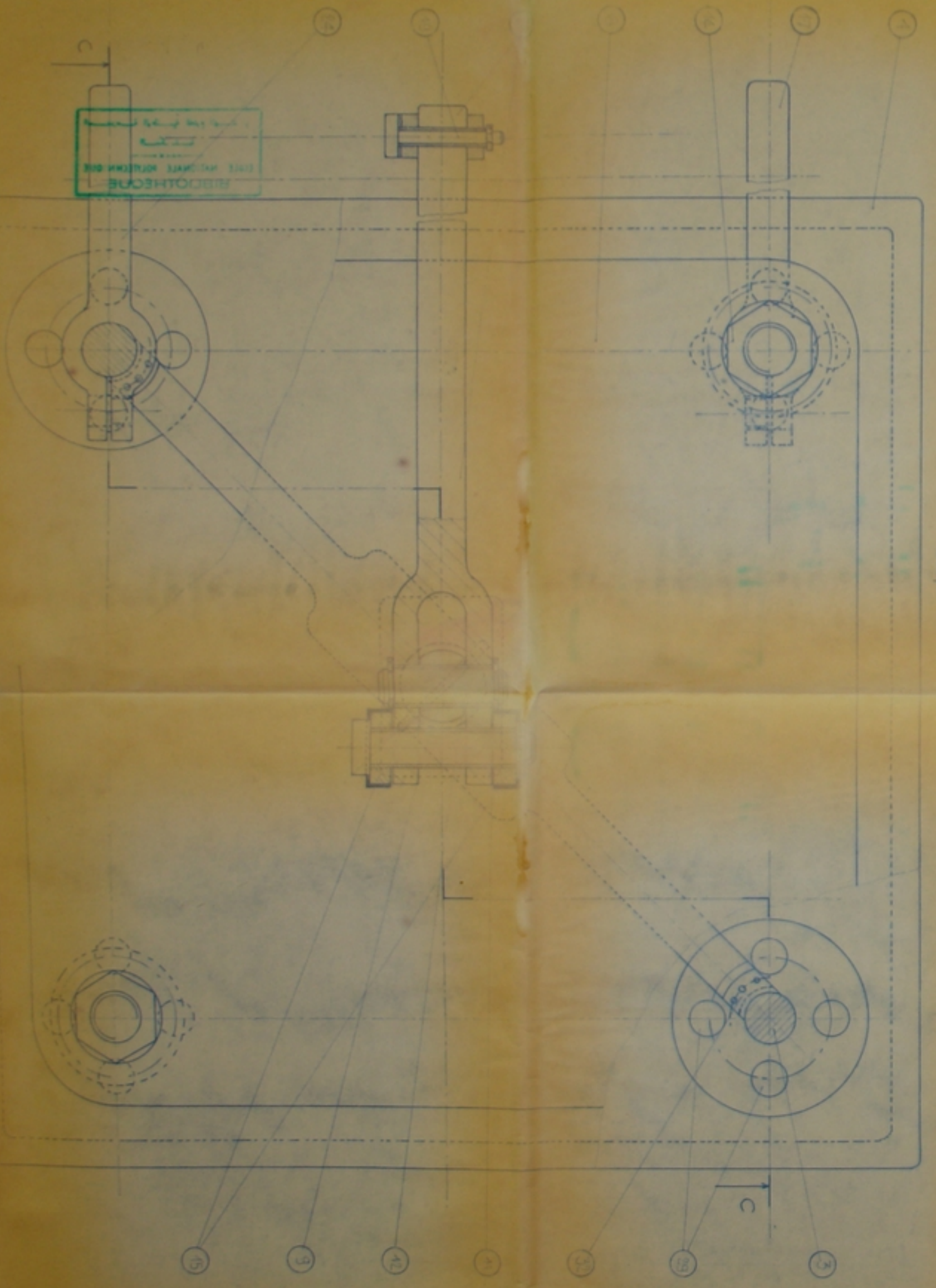
Coupe EE

المكتبة الوطنية
 لليبيا
 LIBYAN NATIONAL LIBRARY
 BAHIG
 BAHIG

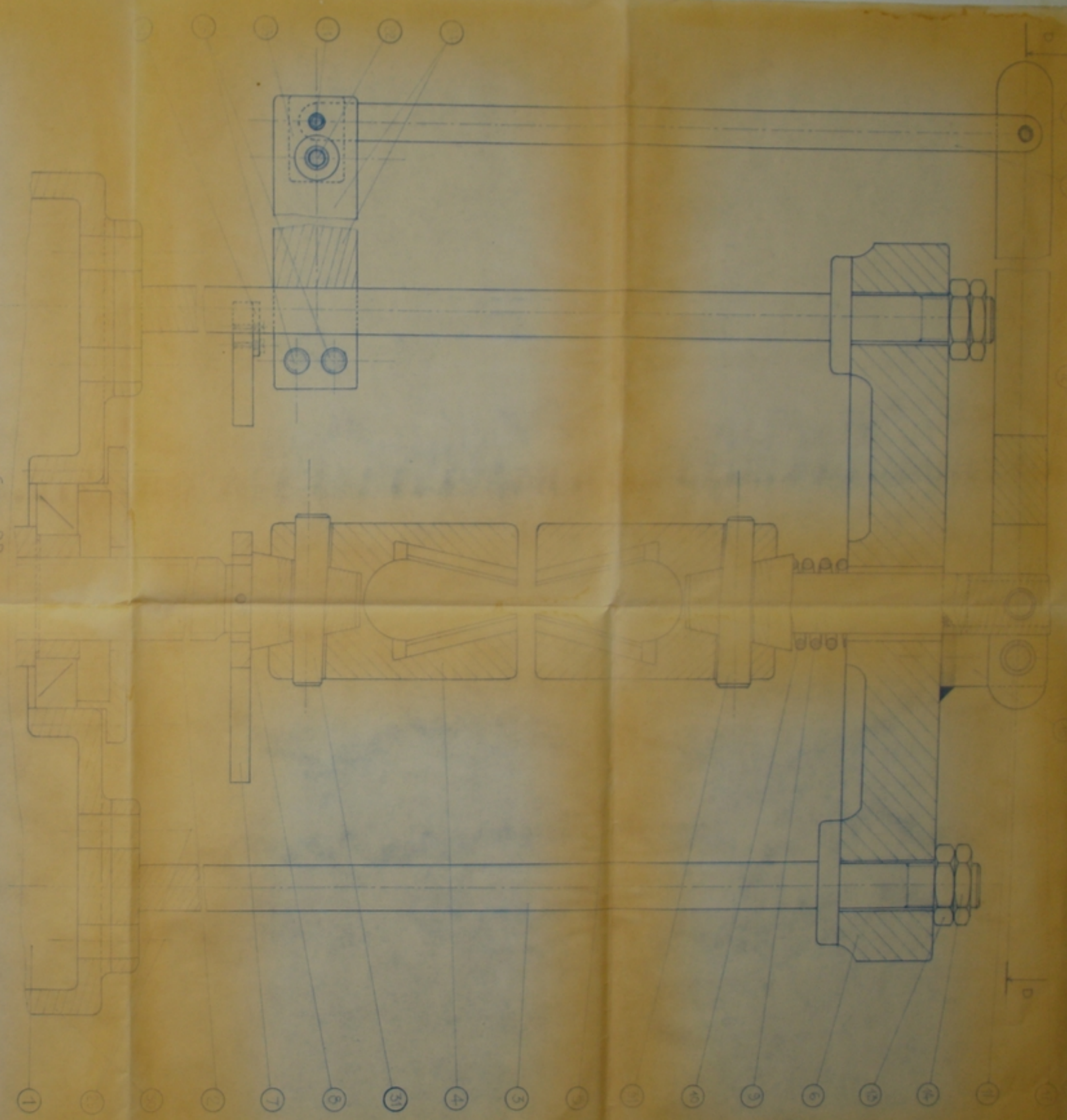
N°	Nb	Désignation.
51	1	Lambour gradué
52	1	Axe de translation
53	1	Axe de transmission
54	1	Axe du cadran gradué
55	1	Axe du lambour
56	1	Pignon
57	1	Rack
58	1	Pièce porte-plume réglable
59	1	Plume
60	2	Anvils réglables
61	1	Contre-poids (rigidité du fil)
62	1	Aiguille solidaire de l'axe
63	1	Aiguille mobile.

PMO 11/75

-3-



Coupe DD



PMO11/75
-4-

