

UNIVERSITE D'ALGER

12/77

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

desc

THESE DE FIN D'ETUDES

**ETUDE D'UN BANC D'ESSAIS  
POUR MOTEURS DIESEL**

COLE

BAN

3 PLANS

Proposée par :

Mr. IOAN TUDOR

Docteur Ingénieur

Etudiée par :

R. HABACHOU

Promotion Juin 1977

UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

**ETUDE D'UN BANC D'ESSAIS  
POUR MOTEURS DIESELS**

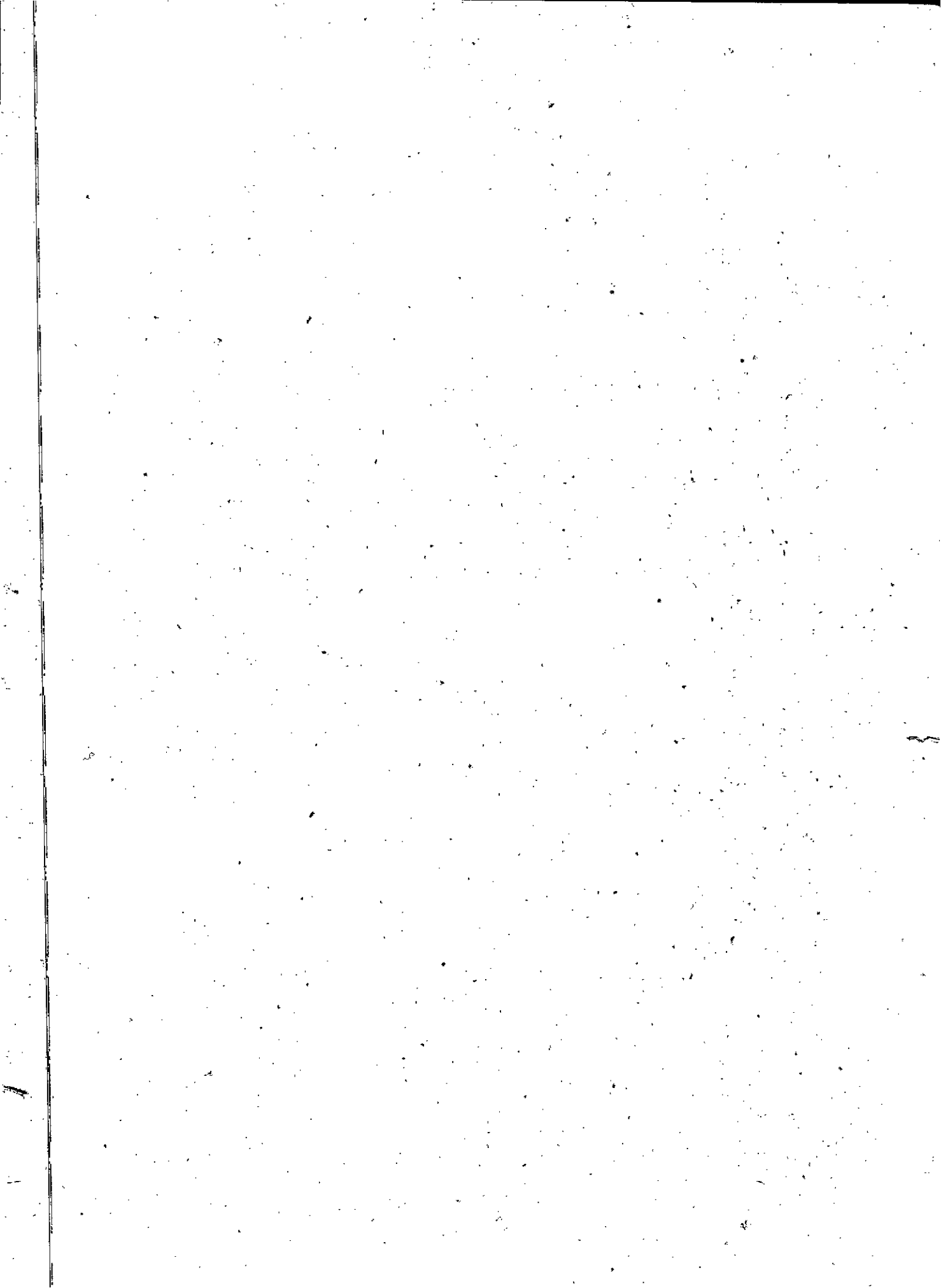
Proposée par :

Mr. IOAN TUDOR  
Docteur Ingénieur

Etudiée par :

R. HABACHOU

Promotion Juin 1977



UNIVERSITE D'ALGER  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

**ETUDE D'UN BANC D'ESSAIS  
POUR MOTEURS DIESELS**

Proposée par :

Mr. IOAN TUDOR  
Docteur Ingénieur

Etudiée par :

R. HABACHOU

Promotion Juin 1977

A mes parents et à tous mes amis,  
je dédie ce Projet.

R. HABACHOU

- Je tiens à remercier Monsieur  
Ioan TUDOR, Docteur - Ingénieur  
Professeur à l'école Nationale  
Polytechnique pour son précieux  
Concours dans l'élaboration de  
mon projet.

Je tiens également à remercier  
tous les Professeurs qui ont  
Contribué à ma formation ainsi  
que mes amis qui n'ont pas  
ménagé leurs efforts pour m'aider.

--- BIBLIOGRAPHIE---

1. Utilaj petrolier pentru foraj si extractie.  
Editura tehnica-BUCAREST- 1968
2. Moteurs Diesel; J. POURBAIX  
Edition Dunod - PARIS
3. Moteurs Diesel;  
E.T.A.I. 1971
4. Bancs d'essais; documentation E<sup>ts</sup> MULLER
5. Cours de construction mécanique de M<sup>r</sup>- PIERROZAK.
- 6; Eléments de construction mécanique à l'usage  
de l'ingénieur. Tome 3  
par: L. TOURANCHEAU.
7. Frein hydraulique; documentation FROUDE;

--- -TABLE DES MATIERES---

Introduction

Présentation du banc d'essais

Ch.I Etude du frein

I.1 Utilité du frein

I.2 Choix du frein

I.3 Principe du frein hydraulique

I.4 Dimensionnement du frein hydraulique

- I.5 Calcul thermodynamique

Ch.II Etude du motoreducteur

II.1 Introduction

II.2 Caractéristiques

II.3 Dimensionnement

Ch.III Accouplements

III.1 Accouplement moteur-frein

III.2 Accouplement motoréducteur-frein

III.3 Ensemble support moteur

Ch.IV Tableau de contrôle et appareils de mesure

IV.1 tableau de contrôle

IV.2 Appareils de mesure

Ch.V Installation du banc d'essais

V.1 Fixation du motoréducteur, du frein et de la table support moteur.

V.2 Fixation du tableau de contrôle

V.3 Alimentation du frein

V.4 Alimentation du moteur en eau

- V.5 Alimentation du moteur en gaz-oil

- V.6 Evacuation des gaz d'échappement

V.7 Manutention

Ch.VI Recherche des caractéristiques d'un moteur au banc

- VI.1 Consommation et rendement

- VI.2 Couple et puissance

- VI.3 Analyse des gaz d'échappement



Ch.VII Conduite des essais

VII.1 Rodage du moteur

VII.2 Essais et relevés

Ch.VIII Conclusions

## — INTRODUCTION —

Malgré tous les soins apportés à la remise en état d'un moteur et de ses organes constitutifs, il est absolument nécessaire de déterminer d'une façon précise la bonne marche d'une machine thermique quelle qu'elle soit. Trop d'impondérables sont en effet liés à son bon fonctionnement et trop d'incertitudes sont en effet autant de facteurs néfastes.

Deux cas se présentent :

- le moteur neuf ;
- le moteur remis en état.

Ces deux cas sont bien entendu les deux extrêmes : dans l'un la pignonerie est neuf, dans l'autre les prescriptions sont fort éloignées de la prescription constructeur.

L'étude est portée sur le dernier vu l'importance d'ateliers de mécanique générale qui sont en cours de réalisation en Algérie. Ces ateliers s'occupent de rénovation de moteur et chacun d'eux est équipé d'au moins deux bancs d'essais pour moteur Diesel et Essence.

Après la remise en état d'un moteur, un test définitif avant emploi par l'utilisateur est nécessaire. Il consiste à régler et régler le moteur sur un banc approprié dénommé " BANC D'ESSAIS " surtout en ce qui concerne les moteurs Diesel pour parfaire les réglages et supprimer les risques d'une mauvaise combustion dont les causes sont multiples.

Les essais au banc consistent essentiellement en des relevés de courbes caractéristiques de puissance, de consommation et de rendement aux différents régimes de charge en mettant le moteur dans des conditions à peu près réelles de fonctionnement. Ces relevés se révèlent nécessaires quand à la détermination du domaine d'utilisation du moteur

Le but de ce projet est d'équiper en appareils et en machines nécessaires une salle d'essais pour moteurs "Diesel", procéder à leur installation et donner la conduite des essais.

Pour çelà, il m'est nécessaire d'évaluer les dimensions des appareils utilisés donc faire un calcul approché.

Les caractéristiques du type de moteur à essayer sont:

$$-P_{\max} = 320 \text{ CV à } 2500 \text{ tr/mn}$$

$$-C_{\max} = 1010 \text{ mN à } 1600 \text{ tr/mn.}$$

Un banc d'essais consiste essentiellement en un appareil dit "frein d'absorption" ou "frein dynamométrique" permettant d'absorber la puissance fournie par le moteur en l' transformant en chaleur absorbée par un système de refroidissement ou en énergie électrique dans des résistances électriques, et auquel le moteur est accouplé.

La résistance offerte par le frein étant réglable on peut faire fonctionner le moteur à n'importe quel régime.

Pour la mise en marche du moteur à essayer, le banc est équipé d'un motoréducteur servant de démarreur et de réducteur et qui est accouplé au frein.

A cette partie vient s'ajouter un tableau de contrôle (comprenant tous les appareils de mesure nécessaires) et un système d'alimentation en eau et en carburant.

Les appareils permettant la mesure du couple et de la puissance sont montés dans l'ordre suivant:

- Motoréducteur-
- Accouplement motoréducteur-frein
- Frein
- Accouplement moteur - frein

-----CHAPITRE PREMIER -----

ETUDE DU FREIN

## --- ETUDE DU FREIN ---

### I-1 Utilité du frein:

Le rôle du frein dans un banc d'essais est de déterminer la puissance et le couple du moteur à essayer. La vitesse de rotation du vilebrequin étant connue par lecture sur un tachymètre et le couple mesuré à l'aide du dispositif de pesage permettent facilement la détermination de cette puissance.

### I-2 Choix du frein:

Les freins d'essais sont en effet multiples depuis le moulinet "RENARD" à pâles réglables, le dynamomètre électro-magnétique à variation de tension "TELMA" le frein mécanique "PRONY" en passant par le frein hydraulique "FROUDE ou STRAEGER" le plus connu sinon le plus utilisé.

EN analysant les avantages et les inconvénients de chacun, je porte mon choix sur le frein hydraulique. La résistance y est réglable avec beaucoup plus de précision. Sa robustesse permet une utilisation à des puissances très élevées. Il permet en outre une évacuation de la chaleur produite au cours des essais par un système simple.

### I-3 Principe de fonctionnement du frein hydraulique:

Un rotor tournant dans un carter est porté par un arbre tenu par des paliers fixés dans le carter; supporté lui-même par des roulements lui

permettant d'osciller librement .

Le rotor comporte sur chacune de ses faces des aubes semi-elliptiques séparées par des parois obliques. La face intérieure du carter formant stator est également garnie d'aubes par les de la même façon. Les aubes du rotor et du stator forment ainsi des poches elliptiques à travers desquelles l'eau passe à grande vitesse; ce qui a pour effet de provoquer une grande résistance hydraulique et en même temps d'évacuer la chaleur produite par la destruction de puissance.

Le couple résistant est réglable :

- soit par un robinet vanne permettant d'agir directement sur le débit;

- soit par des vannes demi-circulaires permettant de masquer plus ou moins les alvéoles du rotor et du stator et de modifier ainsi l'intensité des remous c'est à dire la grandeur du couple.

L'arbre du rotor est relié au moteur à essayer; le carter peut tourner sur son arbre. Il s'ensuit que quand l'appareil est en fonctionnement, l'eau est amenée aux aubes par des conduites et projetée par la rotation du rotor dans les aubes du stator. Il y a ainsi réaction entre le rotor et le stator qui tend à tourner. On contrarie cette tendance au moyen d'un bras de levier lié à un dispositif de pesage.

Ainsi toute force opposant une résistance à la rotation se réagit sur l'appareil de pesage; ce qui permet de mesurer le couple.

#### I-4 Dimensionnement du frein hydraulique:

La formule de dimensionnement du frein est déterminée par en considérant la pression de contact entre ailette et liquide et en appliquant la théorie de BERNOULLI qui donne le moment de freinage hydraulique en fonction des différents paramètres du rotor.

##### I-4-I Expression du moment de freinage:

Soit  $M_{fh}$  ce moment; il est déterminé par la relation:

$$M_{fh} = \frac{Z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot a \cdot}{4,4 \cdot 10^5} n^2 (R_2^5 - R_1^5)$$

Où:

- Z est le nombre d'ailettes du rotor; dans ce cas le frein est assez puissant; je choisis  $Z = 24$ .

Z varie entre 15 et 25.

-  $K_f$  est le coefficient de forme des ailettes  
 $K_f$  varie entre 1,55 et 1,65.

soit  $K_f = 1,60$

-  $\gamma$  est le poids spécifique de l'eau = 1000 daN/

- a est la pente de l'ailette ou la tangente de l'angle formé par le bord de l'ailette et le rayon;  
a varie entre 0,118 et 0,120 soit  $a = 0,120$

-  $R_1$  est le rayon minimum de l'anneau liquide

-  $R_2$  est le rayon maximum de l'anneau liquide

- n est la vitesse de rotation correspondant au couple maximum développé par le moteur

$$n = 1600 \text{ tr/mn}$$



On considère pour le calcul que le moment de freinage hydraulique est égal au maximum du couple moteur, c'est à dire que :

$$M_{fh} = C_{max} = 1010 \text{ mN}$$

EN réalité cette égalité n'est pas vraie car la puissance développée par le moteur n'est pas totalement transformée en chaleur dans le frein vu les pertes mécaniques dans les différents organes de transmission. Le moment de freinage est alors inférieur au couple moteur.

#### 1-4-2 Dimensionnement du rotor

DE l'expression (I) du moment de freinage hydraulique on déduit celle du rayon maximum de l'anneau liquide :

$$R_2^5 = \frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot M_{fh}}{Z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot a \cdot n^2} + R_1^5$$

Pour faire le calcul, je dois fixer le rayon minimum de l'anneau liquide qui est de 100mm environ pour un frein de cette puissance. (  $R_1 = 100 \text{ mm}$  )

Il vient :

$$R_2 = \sqrt[5]{\frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot M_{fh}}{Z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot a \cdot n^2} + R_1^5}$$

.../...

Application numerique :

$$C_{\max} = 1010 \text{ mK} \quad \text{à } n = 1600 \text{ tr/mn}$$

$$R_2 = \sqrt[5]{\frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot 1010}{24 \cdot 1,6 \cdot 10^4 \cdot 0,12 \cdot 16^2 \cdot 10^4}} + (100 \cdot 10^{-3})^5$$
$$= 200 \text{ mm}$$

Soit:

$$R_2 = 200 \text{ mm}$$

D'où les dimensions du rotor :

$$R_1 = 100 \text{ mm}$$

$$D_1 = 200 \text{ mm}$$

$$R_2 = 200 \text{ mm}$$

$$D_2 = 400 \text{ mm}$$

$$R_3 = 220 \text{ mm}$$

$$D_3 = 440 \text{ mm}$$

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

$$\emptyset = 110 \text{ mm}$$

Le materiau utilisé pour le rotor est un acier traité résistant à l'oxydation ;; soit un acier au Nickel-Chrome.

I-3-5 Calcul de l'arbre au frein hydraulique:

Comme souligné plus haut, l'arbre est supporté par le carter. Il doit résister aux forces d'inertie du rotor, de l'arbre et du liquide et est soumis à la flexion et à la torsion. Pour le calcul, je ne tiendrais compte que de l'inertie et de la masse du rotor. J'affecterais le calcul d'un coefficient de sécurité qui est de 4 pour ce genre de construction.

L'arbre est en Acier au Nickel-chrome pour des raisons d'oxydation et de corrosion.

### I-5-3-I Calcul du moment de torsion/:

Le moment de torsion est dû alors au couple développé par le moteur et au couple d'inertie du rotor.

Donc:

$$M_t = C_m + C_i$$

Où:

$C_m$  est le couple moteur ;  $C_m = 1010 \text{ mm}$

Et:

$C_i$  le couple d'inertie du rotor.

#### a)- Couple d'inertie du rotor:

Le couple d'inertie d'un corps en rotation se définit comme étant le produit de son moment d'inertie  $I$  par son accélération angulaire.

Si  $\omega$  est sa vitesse de rotation angulaire; il vient:

$$C_i = I \frac{d\omega}{dt}$$

Le moment d'inertie d'un corps dont la forme est complexe se calcule approximativement.

Je considère alors que le rotor est un disque plein diminué sur chaque face de deux couronnes identiques de dimensions:

$$R_1 = 100 \text{ mm}$$

$$R_2 = 200 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

Pour un disque plein de masse  $M$ , de rayon  $R_3$  et de largeur  $l$  le moment d'inertie est :

$$I_I = \frac{MR_3^2}{2}$$

Avec:

$$M = \rho S \quad \text{où} \quad S = \pi \cdot R_3^2$$

Il vient alors:

$$I_I = \frac{\rho l \pi R_3^4}{2}$$

Pour une couronne dont les dimensions ont été données, le moment d'inertie  $I_2$  est:

$$I_2 = \frac{\rho l_I \pi (R_2^4 - R_I^4)}{2}$$

Le moment d'inertie du rotor sera alors :

$$\begin{aligned} I &= I_I - 2I_2 \\ &= \rho l \pi \frac{R_3^4}{2} - 2 \rho l_I \pi \frac{(R_2^4 - R_I^4)}{2} \end{aligned}$$

- Accélération angulaire :

Pour calculer cette accélération, je dois estimer le temps que met le rotor du frein pour s'arrêter après avoir coupé l'alimentation en gaz-oil du moteur à un certain temps  $t_0 = 0$

Soit :

$$t_I = 2 \text{ mn} = 120 \text{ s}$$

Si  $\omega_0$  est la vitesse angulaire à l'instant  $t_0$   
et  $\omega_1$  la vitesse angulaire à l'instant  $t_1$ ,  
l'accélération angulaire sera:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0}$$

## Application numérique:

### - Moment d'inertie:

$$I = \frac{7,8 \cdot 10^3 \cdot 80 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,22^4}{2} - \frac{7,8 \cdot 10^3 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 (0,4^2 - 0,2^2)}{2}$$

$$= 1,9 \text{ Kg.m}^2$$

### - Accélération angulaire:

A l'instant  $t_0$ , la vitesse angulaire a la valeur:

$$\omega_0 = \frac{2 \pi N}{60}$$

où N est la vitesse maximum de rotation du rotor:

$$N = 2500 \text{ tr/mn.}$$

Alors:

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2500}{60}$$

$$= 261,66 \text{ rd/s}^2$$

A l'instant  $t_1$ , la vitesse angulaire  $\omega_1$  est nulle:

$$\omega_1 = 0$$

Finalement;

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{261,66 - 0}{120} = 2,18 \text{ rd/s}^2$$

### - Couple d'inertie:

$$C_i = 1,9 \cdot 2,18$$

$$= 4 \text{ mN}$$

D'où le moment de torsion:

$$\begin{aligned} M_t &= C_m + C_i \\ &= 1010 + 4 = 1014 \text{ mN.} \end{aligned}$$

### I-3-3-2 Moment de flexion:

Le moment de flexion est dû au poids du rotor. Aucune force extérieure autre que ce poids ne s'exerce sur l'arbre.

La masse du rotor est:

$$M = \rho \cdot l \cdot \pi R_3^2 - 2 \rho \cdot l_1 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2)$$

Son poids sera:

$$P = Mg = 9,81 M$$

La section (de l'arbre) dangereuse est en B. Le moment de flexion en ce point (milieu de l'arbre) est:

$$M_f = Pd/4 \quad \text{si } d \text{ est la distance entre paliers.}$$

### I-3-3-3 Moment résultant:

Le moment d'un arbre soumis à la fois à la torsion et à la flexion est:

$$M_r = M_t^2 + M_f^2$$

L'arbre du frein est assez long ; il doit alors vérifier les deux conditions suivantes:

- a)- condition de résistance.
  - b)- condition de rigidité .
- a)- condition de résistance:

Le diamètre minimum de l'arbre est donné par la relation:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_r}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

b)- condition de rigidité:

Afin d'éviter que l'arbre ne prenne autour de sa position d'équilibre dynamique une vibration de torsion propre à l'arbre et susceptible d'entrer en synchronisme avec la période du couple, il faut une certaine rigidité à la torsion.

pour les arbres rectilignes admette si deux sections droites distantes de 1m ne prennent pas lors leur plans parallèles une rotation relative supérieure à  $0,25^\circ$ , cette relation est vérifiée:

$$\text{Soit: } \frac{M_t}{GI_p} \leq 0$$

$$\text{Où: } -\theta = 0,25^\circ/\text{m} = \frac{0,25}{180 \cdot 10^3} \text{ rd/mm}$$

- G est le module d'élasticité :

$$G = \frac{2}{5} E \quad \text{pour les aciers } E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

-  $I_p$  est le moment d'inertie polaire

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{avec } d = \text{diamètre de l'arbre}$$

On en déduit:

$$I_p \geq \frac{M_t}{G \cdot \theta}$$

ou bien,

$$\frac{d^4}{32} \geq \frac{M_t}{G \theta}$$

finalement,

$$d_{\min} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t; 5 \cdot 180 \cdot 10^3}{2 \cdot E \cdot 0,25}}$$

Je prendrais le plus grand des diamètres donnés par les deux conditions ci-dessus.

- Application numérique;

4 Moment de flexion:

$$\begin{aligned} P &= Mg \\ &= 9,81 (\rho \cdot l \cdot \pi \cdot R_3^2 - 2 \cdot \rho \cdot l_1 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2)) \\ &= 814 \text{ N} \end{aligned}$$

$$M_f = P \cdot d / 4 \quad \text{avec } d = 320 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_f &= 814 \cdot 320 \cdot 10^3 / 4 \\ &= 65 \text{ mN} \end{aligned}$$

- Moment idéal:

$$\begin{aligned} M_i &= \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \\ &= \sqrt{1014^2 + 65^2} \\ &= 1016 \text{ mN} \end{aligned}$$

- Diamètre de l'arbre:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

$\sigma_a$  est la contrainte admissible du matériau

La résistance à la rupture d'un acier au Nickel-Chrome est :  $R_r = 100 \text{ daN/mm}^2$

en prenant un coefficient de sécurité de 4, il vient/

$$\sigma_a = \frac{R_r}{4} = 100/4 = 25 \text{ daN/mm}^2$$

$$\begin{aligned} d_{\min} &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1016 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 250}} \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$



Calcul de l'arbre du frein hydraulique: - Diagramme des moments:

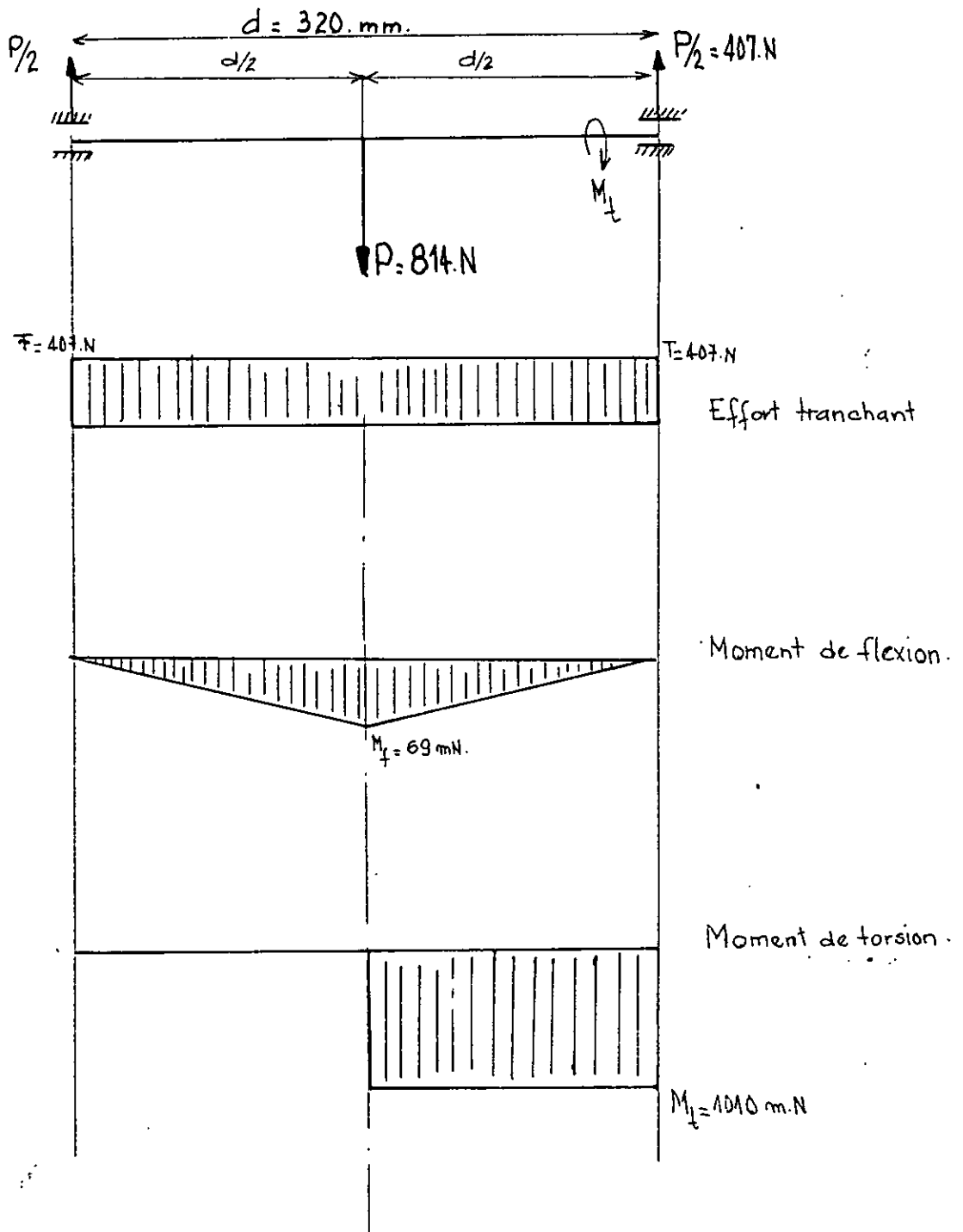


fig: 1

b)- Condition de rigidité:

$$E = 2.10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$M_t = 1014.10^3 \text{ mmN}$$

$$d_{\min} = \frac{32.1014.10^3.180.10^3.5}{2.2.10^5.0,25.3,14^2} = 70 \text{ mm}$$

Le diamètre minimum de l'arbre sera alors:

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

1-3-4 Choix des roulements:

Les roulements supportant l'arbre sont soumis à des forces radiales et des forces axiales faibles. En considérant les avantages et les inconvénients de chaque type de roulement, je porte mon choix sur les roulements à billes à contact oblique.

Ils supportent les charges citées ci-dessus et la vitesse de 2500tr/mn.

Les forces radiales sont dues au poids  $P_r$  du rotor et à celui de l'arbre  $P_a$ .

$$P_r = 814 \text{ N}$$

$$P_a = Mg$$

$$= \dots \cdot l \cdot \dots \cdot d^2/4 \cdot g$$

$$= 7,8.10^3.900.10^3.3,14.70^2/4 \cdot 9,81$$

$$= 264 \text{ N}$$

La force radiale sera alors:

$$F_r = P_r + P_a \\ = 1078 \text{ N}$$

Soit pour chaque roulement:

$$F_{r1} = 235 \text{ N}$$

Les forces axiales sont provoquées par le mouvement de l'eau dans les cavités rotor-stator. Elles s'exercent sur chaque face du rotor et dans deux directions opposées.

Si ces forces ne s'annulent pas leur différence est minime. Je les néglige par conséquent dans les calculs.

$$F_a = 0$$

Des livres de norme donnent les dimensions des roulements à utiliser pour un alésage  $d = 90$  mm

Soit 2 roulements:

90.BT.02

### -Vérification de ces roulements à la charge dynamique de base

La charge dynamique de base d'un roulement est donnée par la relation suivante:

$$C = P \sqrt[k]{\frac{L_h \cdot n}{16666}}$$

Où:  $P$  est la charge dynamique équivalente.

-  $n$  est la vitesse de rotation maximum en tr/mn

$L_h$  est la durée de fonctionnement en heures ;

soit  $L_h = 20\ 000$  h

-  $k$  est un coefficient; pour les roulements à billes

$k=3$

### Application numérique:

#### -Charge dynamique équivalente:

Elle est donnée par la formule:

$$P = X \cdot V \cdot F_r$$

Pour les roulements à billes et à bague intérieure tournante:

$$X = 1$$

$$V = 1$$

Donc:  $P = Fc_1 = 539.N$

- Charge dynamique de base:

$$C = 539 \frac{20.000.2500}{16666} \\ = 800.N$$

Cette charge est largement inférieure à celle indiquée par le Livre de norme qui est de : 8150 daN.

b)- Roulements supportant le carter:

Les roulements supportant le carter ne sont que des roulements d'oscillation. Ils ne sont soumis qu'à des forces radiales dues au poids de l'ensemble arbre-rotor-carter.

Le choix est porté sur les roulements à billes à contact radial.

Les normes donnent pour un diamètre d'alésage de 2 roulements:

90.BC.C2

### I-3-5 Calcul thermodynamique:

Pour faire varier le couple résistant ou le moment de freinage, c'est à dire charge ou soulager le moteur, il suffit d'agir sur la circulation d'eau entre les alvéoles du rotor et du stator; on interviendra alors sur le débit en ouvrant ou en fermant les vannes d'alimentation ou d'évacuation d'eau du frein.

L'eau s'échauffe proportionnellement à la puissance développée par le moteur; on doit alors la renouveler par une circulation continue.

La température de l'eau ne doit pas excéder  $70^{\circ}\text{C}$  à la sortie car il risque d'y avoir formation de vapeur qui peut être nuisible au fonctionnement du frein.

#### I-3-5-1 Quantité de chaleur évacuée par l'eau:

Soit  $Q$  cette quantité de chaleur: elle peut être calculée comme suit:

en effet chaque Cheval-Vapeur freiné produit 640 calories par heure puisque:

$$\begin{aligned} 1 \text{ CV} &= 750 \text{ W} \\ &= 750 \text{ J/s} \\ &= \frac{750 \cdot 3600}{4,18} \text{ Kcal/h} \\ &= 640 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

Ces calories sont presque totalement évacuées par l'eau de refroidissement. En réalité, une faible quantité de chaleur est évacuée par radiation vers l'extérieur du frein.

La quantité d'eau fournie au frein doit donc être suffisante pour que la température de sortie ne soit pas supérieure à  $70^{\circ}\text{C}$ . Des températures élevées tout en affectant pas le fonctionnement parfait et précis du dynamomètre, tendent à en diminuer la durée d'utilisation.

### I-3-5-2 Calcul du débit horaire:

La quantité de chaleur à évacuer s'exprime par la relation de thermodynamique suivante:

$$\Delta Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

- où: - m est le débit massique en Kg/h  
-  $C_p$  est la chaleur spécifique de l'eau  $C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}$   
-  $\Delta T$  est l'écart de températures entre lesquelles fonctionne l'eau

Par conséquent si le dynamomètre est alimenté d'eau ayant une température de 20 C, la quantité d'eau à fournir à l'appareil sera:

$$m = \frac{\Delta Q}{C_p \cdot (T_2 - T_1)}$$

$$- T_2 = 70 + 273 = 343 \text{ K}$$

$$- T_1 = 20 + 273 = 293 \text{ K}$$

tous calculs faits, on aura:

$$\dot{m} = 13 \text{ Kg/CV.H}$$

Le débit volumique en l/h sera:

$$q = 131 \text{ l/CV.h}$$

Le débit est maximum lorsque le moteur fonctionne à pleine charge c'est à dire lorsqu'il développe la puissance de 320 CV.

Alors :

$$q_{\text{max}} = 320 \cdot q$$

-----CHAPITRE DEUXIEME -----

ETUDE DU MOTOREDUCTEUR

## DEUTÉ DU MOTOREDUCTEUR

### 2-1 Introduction:

La vitesse d'un moteur électrique est souvent assez grande pour être directement utilisable. Pour cela on intercale entre l'organe menant (moteur électrique) et l'organe receveur un réducteur. Cette solution est souvent embarrassante car on doit calculer le réducteur en fonction des moteurs électriques existants. On a pensé alors à construire un ensemble compact moteur-réducteur.

Pour un entraînement sûr, le motoréducteur doit vaincre toutes les forces d'inertie et de frottement des organes à essayer. On estime que pour un moteur de 320 CV, ces forces développent une puissance d'environ 15 CV et qu'il faut une vitesse de 440 tr/mn pour la mise en marche du moteur.

### 2-2 Caractéristiques du motoréducteur:

- Puissance:  $P = 15 \text{ CV}$
- Vitesse de sortie:  $N_1 = 440 \text{ tr/mn}$
- Vitesse d'entrée:  $N = 750 \text{ tr/mn}$

### 2-3 Calcul du motoréducteur:

- Rapport de réduction:

$$r = \frac{N_1}{N} = \frac{1}{\frac{N}{N_1}} = \frac{1}{1,7}$$

- Couple moteur:

La puissance est fonction du couple  $C$  et de la vitesse de rotation:

$$P = C \dots$$



Il en résulte:

$$C = \frac{P}{v}$$

$$\text{avec } v = N/30$$

$$= 3,14.750/30$$

et  $P = 15 \text{ CV}$

Application numérique:

$$C_m = \frac{15.735.30}{3,14.750}$$

$$= 141 \text{ mN}$$

$$C_m = 141 \text{ mN}$$

Le choix des engrenages est porté sur les engrenages cylindriques à denture droite vu que le couple et la vitesse de rotation ne sont pas très importants.

- calcul du module:

Le module est donné par la formule de LEWIS:

$$M = \sqrt{\frac{10,6 \cdot C_m}{Z_1 \cdot k \cdot R_{pe}}}$$

Où:

- $Z_1$  est le nombre de dents du pignon:  
soit  $Z_1 = 20$
- $k$  est le coefficient de guidage:  
soit  $k = 8$
- $R_{pe}$  est la résistance pratique à l'extension:  
soit  $R_{pe} = 100 \text{ N/mm}^2$  pour l'acier
- $C_m = 141 \text{ mN}$

$$M = \sqrt{\frac{10,6 \cdot 141 \cdot 10^3}{20 \cdot 8 \cdot 100}}$$
$$= 4,2 \text{ mm}$$

Je prends le module normalisé immédiatement supérieur de la

- Dimensions des engrenages:

-Pignon:

$$\begin{aligned} Dp_1 &\equiv M \cdot Z_1 \\ &= 4,5 \cdot 20 = 90 \text{ mm.} \end{aligned}$$

-Roue:

$$\begin{aligned} Dp_2 &= M \cdot Z_2 \\ Z_2 &= r \cdot Z_1 \\ &= 1,7 \cdot 20 \\ &34 \\ Dp_2 &= 4,5 \cdot 34 \\ &= 157,50 \text{ mm} \end{aligned}$$

-Entraxe:

$$\begin{aligned} &= \frac{Dp_1 + Dp_2}{2} \\ &= \frac{90 + 157,50}{2} \\ &= \frac{247,50}{2} \\ &= 123,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

- largeur de denture:

$$\begin{aligned} l &= k \cdot M \\ &= 8,4 \cdot 4,5 \\ &= 36 \text{ mm} \end{aligned}$$

- saillie:

$$s = M = 4,5 \text{ mm}$$

- creux:

$$\begin{aligned} t &= 1,25 \cdot M \\ &= 1,25 \cdot 4,5 \\ &= 5,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

## Vérification des engrenages à la pression locale:

La pression locale est déterminée par la relation:

$$p = 0,6 \frac{P}{l} \cdot \frac{f}{\alpha}$$

avec:

- $P$  est la poussée;
- $l$  est le rayon de courbure
- $\alpha$  est le module d'élasticité longitudinal;

### Application numérique:

$$P = \frac{F_t}{\cos 20^\circ} = \frac{1570}{0,94} = 1670 \text{ N}$$

$$f = \frac{I}{2} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$
$$= \frac{I}{2} \left( \frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \right)$$

$$= \frac{I}{2} \left( \frac{1/45 + 1/78,75}{0,342} \right)$$
$$= 510 \cdot 10$$

$$= \frac{I}{2} \left( \frac{1}{E} + \frac{1}{E_1} \right) = \sqrt{22 \cdot 10^4}$$

Pression locale:

$$p = 0,6 \sqrt{\frac{1670 \cdot 510 \cdot 10 \cdot 22 \cdot 10^4}{36}}$$
$$= 432 \text{ N/mm}^2$$

La pression est fonction de la durée; pour une durée de 10 000 h:  $p = \frac{432}{0,8} = 540 \text{ N/mm}^2$

On doit utiliser pour les engrenages un acier allié soit un acier au nickel-chrome; I6 NC 6f

- Calcul dynamique:

- Force tangentielle:

Le couple est donné par la relation:

$$C_m = F_t \cdot D_{p_1} \quad ) ( \text{ mN } )$$

Où:

-  $F_t$  est la force tangentielle s'exerçant sur les engrenages.

-  $D_{p_1}$  est le diamètre primitif du pignon.

On en déduit:

$$F_t = C_m / D_{p_1}$$

- Force normale:

La force normale s'écrit en fonction de la force tangentielle et de l'angle de poussée  $\alpha$ :

$$N = F_t \cdot \text{tg} \alpha$$

Ce sont les seules forces qui s'exercent sur les engrenages car je néglige le poids des différents organes.

- Couple sur la roue:

$$C_r = F_t \cdot D_{p_2}$$

Où:

-  $D_{p_2}$  est le diamètre primitif de la roue.

- Application numérique:

- Force tangentielle:

$$-C_m = 141 \text{ mN}$$

$$-D_{p_1} = 90 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$F_t = \frac{141}{90 \cdot 10^{-3}}$$

-Force normale:

$$- \alpha = 20^\circ$$

$$- F_t = 1570 \text{ N}$$

$$N = 1570 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \\ = 570 \text{ N}$$

-Couple sur la roue:

$$- D_{p_2} = 157,50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$- F_t = 1570 \text{ N}$$

$$C_r = 1570 \cdot 157,50 \cdot 10^{-3} \\ = 247 \text{ mN}$$

- Calcul d'arbres:

a) - arbre d'entrée:

Le pignon est monté en porte-à-faux sur l'arbre qui soumis à la flexion et à la torsion. La section dangereuse est la section d'encastrement.

-Moment de flexion:

Il existe deux moments de flexion: un moment de flexion horizontal  $M_{fh}$  dû à la force tangentielle  $F_t$  et un moment de flexion vertical  $M_{fv}$  dû à la force normale  $N$ .

$$M_{fh} = F_t \cdot l$$

Où : -  $l$  est la longueur du porte-à-faux

$$M_{fv} = N \cdot l$$

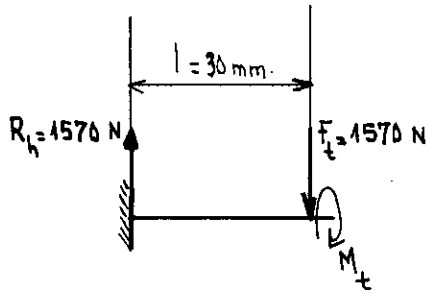
Le moment de flexion maximum sera:

$$M_{fmax} = \sqrt{M_{fh}^2 + M_{fv}^2}$$

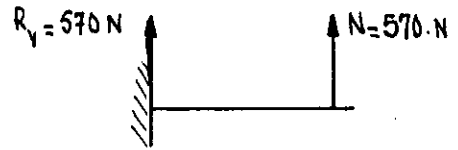
- Moment de torsion:

Arbre d'entrée du Moto-réducteur : Diagramme des moments :

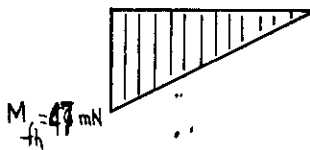
Plan horizontal :



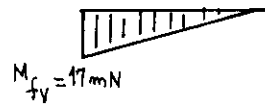
Plan vertical :



Efforts tranchants.



Moments de flexion.



Moment de torsion

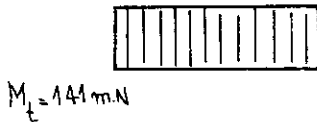


fig. 2

Dans ce cas le moment de torsion est égal au couple moteur car j'ai négligé les poids des différents organes donc leur inertie.

Alors:

$$M_t = C_m$$

- Moment idéal:

Le moment idéal est donné par la relation:

$$M_i = \sqrt{M_t^2 + M_f^2}$$

- Diamètre de l'arbre:

La condition de résistance impose à l'arbre un diamètre minimum qui est:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot R_{pe}}}$$

- Application numérique:

- Moment de flexion:

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

$$M_{fh} = 1570 \cdot 30 \cdot 10^{-3}$$

$$= 47 \text{ mN}$$

$$M_{fv} = 570 \cdot 30 \cdot 10^{-3}$$

$$= 17 \text{ mN}$$

$$M_{F\max} = \sqrt{47^2 + 17^2}$$

$$= 50 \text{ mN}$$

- Moment de torsion:

$$M_t = C_m = 141 \text{ mN}$$

Moment idéal:

$$M_i = \sqrt{141^2 + 50^2}$$
$$= 150 \text{ mN}$$

Diamètre de l'arbre:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32,150 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100}}$$
$$= 24,5 \text{ mm}$$

Soit :

$d_{\min} = 25 \text{ mm}$
----------------------------

b) - arbre de sortie:

Cet arbre est supporté par deux roulements à billes à contact radial. Les forces axiales sont nulles.

La section dangereuse se trouve au milieu de l'arbre où est montée la roue.

Moment de flexion:

Comme dans le premier calcul, il est composé de deux moments de flexion:

$$M_{fh} = F_t \cdot \frac{l}{4}$$

où:

$l$  est la distance entre paliers.

$$M_{fv} = N_r \cdot \frac{l}{4}$$

$$M_{f\max} = \sqrt{M_{fh}^2 + M_{fv}^2}$$

Moment de torsion:

Pour les mêmes raisons que celles indiquées dans le premier calcul, ce moment est égal au moment exercé sur la roue:

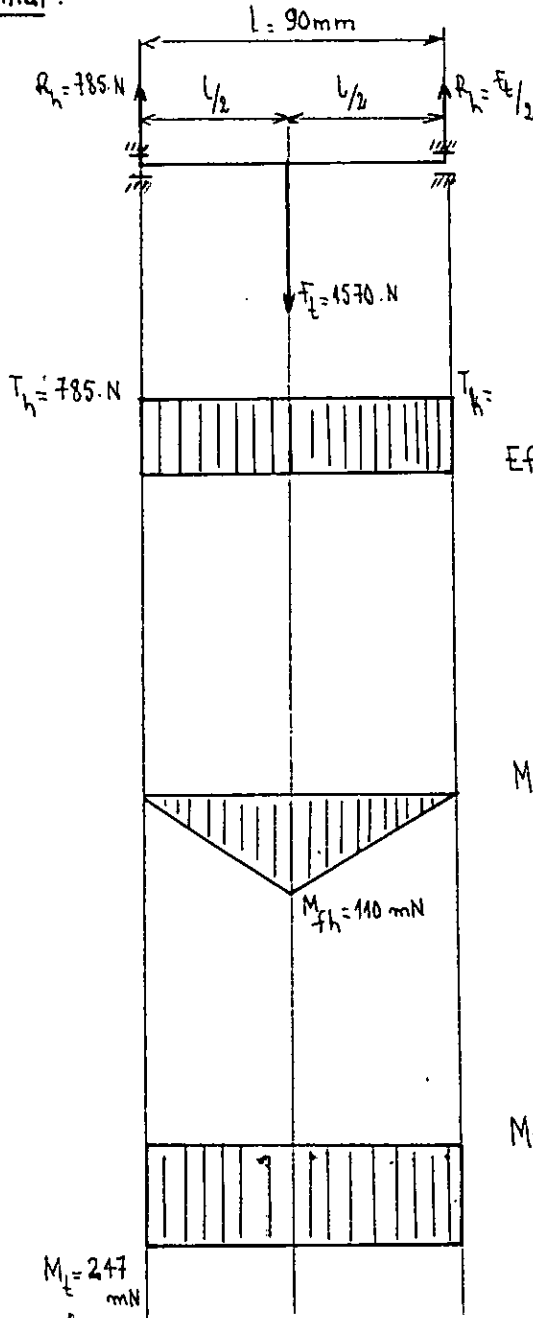
soit:

$$M_t = C_r$$



Arbre de Sortie du Moto-réducteur : Diagramme des moments :

Plan horizontal :



Plan vertical :

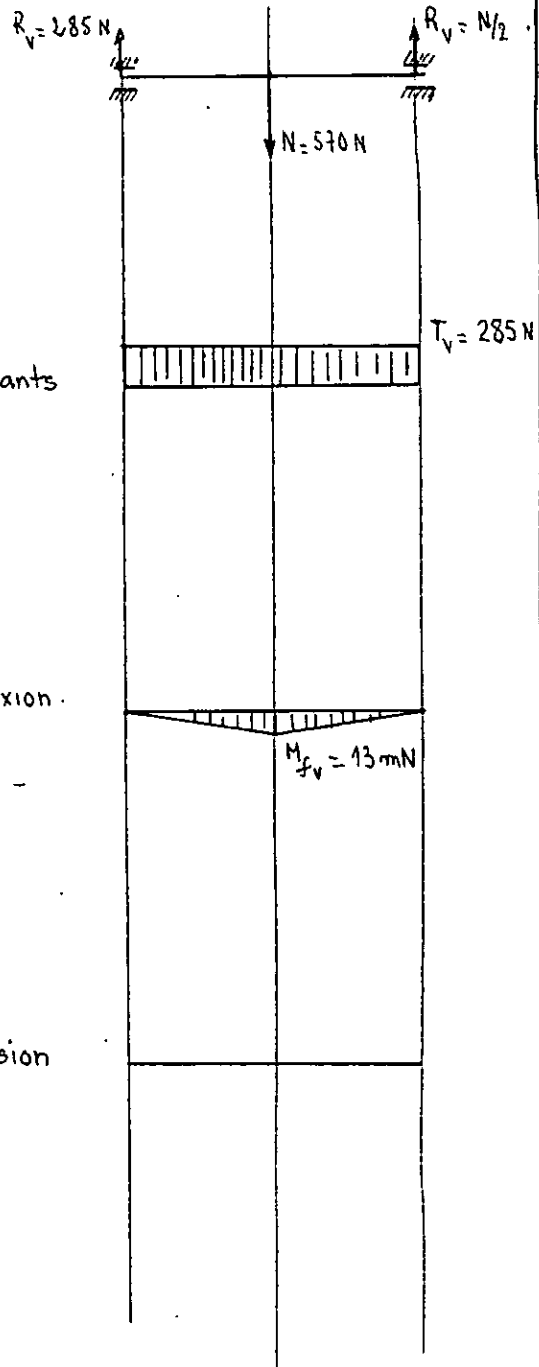


fig. 3

- Moment idéal:

$$M_i = \sqrt{M_t^2 + M_f^2}$$

- Diamètre de l'arbre:

D'après la condition de résistance, le diamètre minimum de l'arbre sera:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot R_{pe}}}$$

- Application numérique:

- Moment deflexion:

$$l = 90 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_{th} &= F_t l / 4 \\ &= 1570 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \\ &= \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{fv} &= 570 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \\ &= 13 \text{ mN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{fmax} &= 35^2 + 13^2 \\ &= 37 \text{ mN} \end{aligned}$$

- Moment de torsion:

$$M_t = C_r = 247 \text{ mN}$$

- Moment idéal:

$$\begin{aligned} M_i &= \sqrt{247^2 + 37^2} \\ &= 250 \text{ mN} \end{aligned}$$

- Diamètre de l'arbre:

$$\begin{aligned} d_{\min} &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 250 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100}} \\ &= 29,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

soit:

$$d_{\min} = 30 \text{ mm}$$

Choix des Roulements:

Ces roulements supportent des efforts radiaux pas très importants et aucune charge axiale.

Je choisis alors des roulements à une rangée de billes à contact radial.

Des tableaux de normes donnent les dimensions de ces roulements:

soit pour un diamètre de 30 mm : 2 roulements:

30 . BC . 02

----- CHAPITRE TROISIEME -----

ACCOUPEMENTS

## --- ACCOUPLEMENT FREIN-MOTEUR ---

### 3-1-1 Nature de l'accouplement:

La transmission du moteur au frein doit être assez solide vu que le couple est très important. L'alignement des arbres des organes accouplés doit par ailleurs être respecté pour permettre un bon fonctionnement du frein et par conséquent sa bonne utilisation. Pour cela, on établit la transmission à l'aide d'un cardan double qui possède aussi l'avantage de ne pas transmettre les vibrations du moteur au frein, vibrations qui pourraient fausser les mesures et réduire la durée d'utilisation du frein.

### 3-1-2 Dimensionnement du cardan double:

Un cardan double est constitué d'un arbre creux et de deux croisillons de chaque côté de cet arbre. deux chapes avec plateaux permettent sa fixation sur les organes à accoupler.

Du côté du frein l'accouplement se fait sur l'arbre. Du côté du moteur, il se fait sur le volant de ce dernier. Un plateau doit être réalisé dans ce but. Ses dimensions dépendent de celles du volant.

L'arbre doit résister à un couple de torsion  $C_t$  qui est fonction du couple du moteur  $C_m$  et qui se détermine par la relation suivante:

$$C_t = k \cdot C_m$$

Où: - k est le facteur de service; il dépend des chocs dus à une irrégularité du couple, de la durée d'utilisation et de l'angle d'inclinaison ;

de sorte que :

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

Où:

-  $k_1$  est le facteur de chocs;

-  $k_1$  est égal à 1,5 pour les moteurs Diesel.

-  $k_2$  est le facteur d'utilisation;

$k_2$  est égal à 2 pour une durée d'utilisation de 20 000 heures.

-  $k_3$  est le facteur d'inclinaison:

dans ce cas, les arbres à accoupler sont alignés: l'inclinaison est alors nulle soit:

$$k_3 = 1$$

Comme il a été fait dans le chapitre I (page 11), la condition d'utilisation de rigidité à la torsion est:

$$\frac{C_t}{G \cdot I_p} \leq \theta \quad (19)$$

Avec:

$C_t$  = couple de torsion

$G$  = module de rigidité à la torsion  $G = 2/5 \cdot E$

$I_p$  = moment d'inertie polaire

pour une section creuse de diamètres  $D$  et  $d$

$$I_p = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32}$$

$$\theta = 0,25^\circ/\text{m} = \frac{0,25 \cdot \pi}{180 \cdot 10^3} \text{ rd/mm}$$

L'équation(1) peut s'écrire:

$$D_{\min} = \sqrt[4]{d^4 + \frac{32 \cdot M_t \cdot 180 \cdot 10^3}{0,25 \cdot \pi^2 \cdot G}}$$

où D et d sont respectivement le diamètre supérieur et intérieur de l'arbre .

Application numérique:

- Moment de torsion:

$$C_m = 1010 \text{ mN}$$

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \\ = 3$$

le couple que doit transmettre l'arbre sera alors:

$$C_t = 3 \cdot 1010 = 3030 \text{ mN}$$

- Diamètre intérieur de l'arbre:

Pour le calcul de l'arbre , le diamètre intérieur **est** généralement choisi en fonction du couple de torsion:

soit pour un couple de l'ordre de 3000 mN:

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

- Diamètre extérieur de l'arbre:

$$D = \sqrt[4]{45^4 + \frac{32 \cdot 3030 \cdot 10^3 \cdot 180 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2/5}}$$

$D = 65 \text{ mm}$
---------------------

## -----ACCOUPLLEMENT MOTOREDUCTEUR-FREIN-----

Cet accouplement doit servir:

- a)- à la mise en marche du moteur à essayer
- b)- à la transmission du mouvement du moté-  
-réducteur au frein dans le cas du rodage.

Il doit alors avoir la propriété de se déclencher de lui-même quand le moteur à essayer est en marche c'est à dire lorsque la vitesse de l'arbre<sup>du</sup> moteur est supérieure à celle de l'arbre du motoréducteur. L'enclenchement se fait à la main et à l'arrêt.

### Principe:

L'accouplement est constitué de deux parties comportant chacune deux dents hélicoïdales s'engrenant l'une dans l'autre. Une partie est clavetée et fixée sur l'arbre du frein. L'autre est clavetée glissante sur l'arbre du motoréducteur. Un ressort permet de maintenir cette partie au cours de la mise en marche. Une fois que la vitesse du moteur à essayer devient supérieure à celle du motoréducteur, elle se déclenche grâce à la forme donnée aux dents et ce en comprimant le ressort. Celui-ci doit être calculé de façon que la force de rappel soit assez faible pour ne pas remettre le manchon à sa position initiale.



## ----- ENSEMBLE SUPPORT-MOTEUR -----

Il est nécessaire de prévoir un système capable de supporter le moteur au cours de l'essai . Ce système doit être réglable car les dimensions varient selon les moteurs. L'alignement des arbres doit par ailleurs être respecté. Par conséquent, il est conseillé un ensemble comportant:

- une table en mécano-soudure
- \* 4 vérins à vis à tête orientable.

### 3-3-1 Table en mécano- soudure:

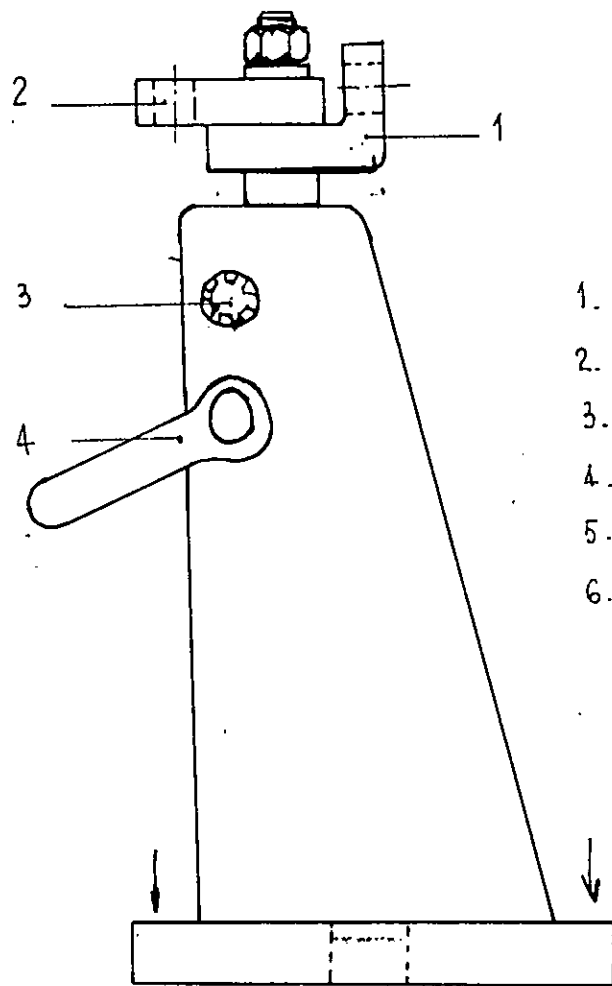
Pour les raisons citées ci-dessus, la table comporte six rainures en T permettant le déplacement des vérins et par là le positionnement, dans un plan horizontal, du moteur. Elle se fixe sur le massif en béton: des trous y sont prévus à cet effet.

### 3-3-2 Vérins à tête orientable:

Les vérins sont montés sur la table, dans les rainures prévues à cet effet.

Deux trous percés à la base de ces vérins permettent la fixation. Un troisième en forme d'arc de cercle permet, en plus de la fixation, une rotation du vérin autour de son axe de symétrie.

La tête des vérins comporte deux faces à angles droits pour la pose des moteurs à pattes verticales ou horizontales. L'alignement des arbres est obtenu à l'aide de ces vérins.



- 1. Patte de fixation verticale
- 2. Patte de fixation horizontale.
- 3. Commande du vérin
- 4. Manette de serrage
- 5. Trous de fixation
- 6. Trou de fixation et d'orientation

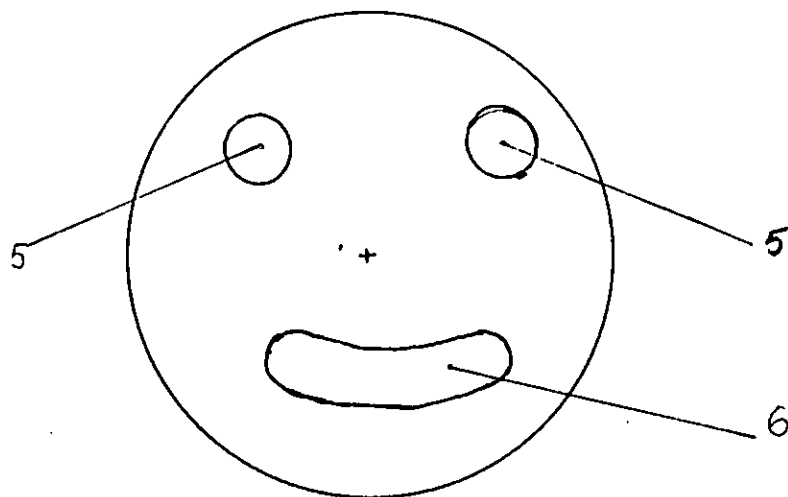


fig:4 Vérin à vis à tête orientable

-----CHAPITRE QUATRIEME-----

TABLEAU DE CONTROLE ET APPAREILS DE MESURE

4-1 Tableau de contrôle

Pour permettre au manipulateur de travailler dans de bonnes conditions de travail, quelques appareils de mesure et de contrôle sont rassemblés dans un tableau unique appelé "tableau de contrôle".

Ce tableau doit comprendre:

-1) Un thermomètre mesurant la température de sortie de l'eau du moteur. Cette température ne doit pas dépasser  $80^{\circ}\text{C}$ .

La sonde sera placée dans une durite qui servira à tous les types de moteur à essayer; l'adaptation de celle-ci sera faite à l'aide de tubes réducteurs.

-2) Un thermomètre mesurant la température de sortie de l'eau du frein. Comme souligné dans l'étude thermodynamique du frein, cette température ne doit pas dépasser  $70^{\circ}\text{C}$ .

La sonde sera placée dans le bac en fonte servant de socle à celui-ci.

-3) Un thermomètre mesurant la température de l'huile du moteur.

La puissance et le rendement des moteurs sont influencés par la qualité et la viscosité et la température de l'huile de graissage; il est évident qu'un moteur pouvant tourner pendant de longues périodes à pleine charge sur la route ne peut être soumis à des essais au banc sans que l'on maintienne à une température satisfaisante l'huile de graissage.

D'une manière générale, la quantité de chaleur à évacuer de l'huile de graissage n'est pas très importante, et le résultat peut être obtenu par des projections d'eau sur le carter du moteur.

Il y a alors lieu de placer un thermomètre dans l'huile et de maintenir la température dans les limites

raisonnables. Un échauffement très important de l'huile provoquerait un grippage des pistons et paliers, tout au moins une diminution considérable de la puissance effective du moteur.

La sonde du thermomètre sera placée à la partie inférieure du carter d'huile moteur dans un bouchon percé et taraudé.

-4) Un manomètre mesurant la pression de l'huile du moteur:

La tubulure est raccordée à l'endroit du mano-contact du moteur.

--5) Un pyromètre à couple thermo-electrique mesurant la température des gaz d'échappement:

La canne du pyromètre est placée dans la canalisation d'échappement à 1,50 m du collecteur, en veillant à ce que sa tête soit suffisamment éloignée de la paroi, pour ne pas s'échauffer au-delà de  $50^{\circ}\text{C}$ .

La température des gaz d'échappement ne doit pas excéder  $550^{\circ}\text{C}$ .

-6) Un ballonnet en verre gradué pour mesurer la consommation du moteur en gaz-oil

Ce ballonnet est branché sur l'alimentation du moteur. Le principe de mesure sera donné ultérieurement.

4-2 Appareils de mesure:

En plus du tableau de contrôle décrit ci-dessus, deux appareils sont nécessaires quand à une connaissance parfaite des différentes caractéristiques du moteur:

-1) Un tachymètre permettant de mesurer la vitesse de rotation du moteur, qui est indispensable au calcul de la puissance.

Il se branche sur l'arbre du frein du côté opposé au moteur.

2) Un analyseur des fumées d'échappement

branché sur la canalisation d'échappement et dont la description et le principe seront donnés ultérieurement.

3) Un Dispositif de Mesure des vibrations:

branché entre le moteur et la table.

---CHAPITRE CINQUIEME---

INSTALLATION.

L'installation d'un banc d'essais est toujours un problème délicat car il s'agit de mettre en oeuvre un ensemble d'appareils donnant des renseignements d'une certaine précision et ayant la robustesse nécessaire à un fonctionnement sûr donc d'un prix très élevé.

Avant de fixer le choix de l'implantation exacte, il est conseillé de s'assurer que le sol recevant les fondations soit stable ne risquant pas de subir des glissements ou de transmettre des vibrations trop importantes.

5-1 Fixation du moto-réducteur, du frein et de la table support-moteur:

-pour de bonnes conditions de travail, on doit conserver un chemin de 1,50 mtout autour du bloc constitué par les éléments cités ci-dessus. Un chemin trop étroit pourrait gêner le personnel.

-le banc d'essais risquant de transmettre des vibrations par l'intermédiaire du sol, il faut se méfier des nuisances de bruit. Ce massif devra être isolé du sol de l'atelier par un joint au liège ou au sable. Ce massif étant réalisé et parfaitement séché, il faudra installer les différents éléments du bloc comme suit:

-1) Fixer parfaitement de niveau sur le massif; le frein;

-2) Fixer la table support-moteur parfaitement aligné et de niveau;

3) Fixer le moto-réducteur:

au cours de cette opération, surveiller attentivement l'alignement et les côtes d'entraxe, la noix d'entraînement devant s'engrener d'une part et étant en position d'engrener d'autre part (côté frein). Il doit subsister un jeu de 2 à 3 mm.

5-1 Fixation du tableau de contrôle:

Les appareils de mesure sont rassemblés dans un tableau unique. Ce tableau est scellé au mur par des cornières dans l'axe du frein.

Un caniveau devra être prévu le long du banc pour permettre le passage des différents câbles et sondes.



### 5-3 Alimentation du frein hydraulique:

Tous les freins hydrauliques sont prévus avec un système d'alimentation en eau qui a pour buts:

- d'assurer la variation de la capacité de freinage.
- d'éliminer la chaleur produite par transformation de l'énergie mécanique, maintenant la température de l'eau dans les limites pour éliminer la formation de vapeur.

La pression d'eau d'alimentation doit être suffisante pour la vitesse maximum voulue et de s'y maintenir même si le dynamomètre tourne à des vitesses plus faibles. Le frein est alors alimenté à partir d'un bac stabilisateur d'une capacité de 1000 l pour éviter une brusque diminution de débit donc de pression.

Deux systèmes d'alimentation sont possibles/

#### 5-3-1 Alimentation par circuit fermé:

L'eau évacuée par le frein est récupérée. Le circuit est alors prévu avec un système de refroidissement: l'eau est pompée dans un refroidisseur qui abaisse la température puis dans un bac stabilisateur à partir duquel on alimentera le frein. Il est préférable de prévoir entre le bac stabilisateur et le refroidisseur un bac intermédiaire pour des mesures de sécurité.

#### 5-3-2 Alimentation par circuit ouvert:

L'eau évacuée n'est pas récupérée. Elle sera dirigée par l'intermédiaire d'une tuyauterie vers l'égout.

Le choix du circuit dépend en premier lieu de la zone où est situé l'atelier de mécanique générale (voir réserve en eau) et du coût de l'installation en second lieu. Il est évident que la seconde solution est plus économique que la première mais le choix ne peut se faire à ce niveau.

#### -5-4 Alimentation du moteur en eau:

L'alimentation se fait à partir de la canalisation générale (ou à partir d'un bac) en passant par un groupe radiateur moto-ventilateur qui sert de refroidisseur pour l'eau sortant du moteur. Ce est nécessaire d'autant plus que les moteurs ne sont pas munis de leur radiateur au cours de l'essai.

L'alimentation dont il est question sert à refroidir les différents organes du moteur à essayer afin de mettre celui-ci dans des conditions réelles de fonctionnement.

#### -5-5 Alimentation du moteur en gaz-oil:

Elle se fait à partir d'un réservoir à carburant d'une contenance de 150 l. Avant de passer dans le ballonnet, le gaz-oil passe dans un filtre pour éliminer toutes impuretés pouvant nuire au fonctionnement du moteur.

#### -5-6 Evacuation des gaz d'échappement:

Il y a lieu de prévoir l'évacuation des gaz d'échappement vers l'extérieur. Celle-ci sera réalisée au moyen d'une tuyauterie de 100 mm environ.

Les nuisances de bruit sont à craindre. Ce bruit est dû à l'échappement des gaz.

Pour faire face à ce problème, les gaz doivent être dirigés vers une fosse cubique de 1,50 m de côté, encastrée dans laquelle on disposera de chicanes en quinconce, le tout étant équipé d'un revêtement en laine de verre. La fosse doit être située à l'extérieur de la salle avec une tuyauterie verticale pour l'évacuation.

#### -5-7 Manutention:

La salle doit être munie d'un monorail communiquant avec l'extérieur par une voie d'atelier pour permettre une mise en place facile des moteurs sur le banc.

## CARACTERISTIQUES DES ELEMENTS DE L'INSTALLATION

La pression nécessaire à l'alimentation de frein hydraulique est de l'ordre de 1 bar soit environ 10 m de hauteur - (documentation Froude).

Le débit de frein hydraulique est de 13 l/cv h. En supposant que le frein travaille sans arrêt pendant une heure et à la puissance de cv, son débit en l/h sera:

$$300 \times 13 = 3900 \text{ l/h}$$

soit

$$Q = 3,9 \text{ m}^3 / \text{h}$$

### CHOIX DES POMPES:

La condition de pression oblige à placer le bac stabilisateur à une hauteur de 10 m au dessus du banc - les pompes doivent alors refouler, à une hauteur de 5 m chacune, un débit de 4 m<sup>3</sup>/h.

Le choix est porté sur les pompes centrifuges à une roue en raison de leur encombrement minimum, de leur prise qui est relativement basse par rapport aux autres types de pompes. Elles véhiculent des fluides chauds jusqu'à 110°C, température qui dépasse largement celle de sortie de l'eau du dynamomètre (80°C).

.../...

## 2) Refroidisseur d'eau moteur :

Le refroidisseur d'eau moteur peut être un groupe radiateur moto-ventilateur situé légèrement au-dessus du moteur à essayer pour faciliter l'alimentation en eau.

Le groupe se compose en 2 blocs:

1) Le corps de l'appareil proprement dit comprenant:

- La surface d'échange
- Le distributeur d'eau
- Le bac de réception d'eau avec:
  - Les tubulures de départ d'eau
  - La vidange
  - Le trop-plein
  - Le robinet à flotteur.

2) Le bloc de ventilation, comprenant:

- Le ventilateur centrifuge;
- Le moteur électrique.

L'écart de température sur lequel fonctionnera ce refroidisseur est:

$$Dt = t_e - t_s$$

$t_e$  : température d'entrée de l'eau

$$t_e = 80^\circ \text{ C}$$

$t_s$  : température de sortie

$$t_s = 20^\circ \text{ C}$$

$$Dt = 60^\circ \text{ C}$$

Débit d'eau:

## 3) Refroidisseur d'eau frein :

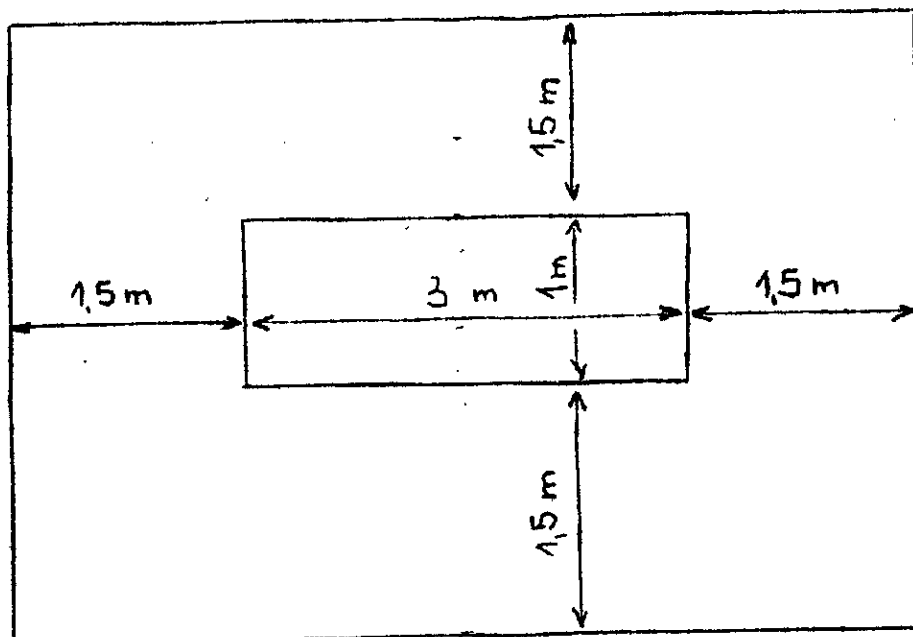
Le refroidisseur est du même type que celui décrit ci-dessus. Seules les caractéristiques varient:

Ecart de température:  $Dt = 75 - 20 = 55^\circ \text{ C}$

Débit d'eau:  $Q = 4 \text{ m}^3 / \text{h} .$

## SURFACE D'INSTALLATION DU BANC :

Le dimensionnement des  $\neq$  appareils a permis de connaître la surface utile d'installation du banc. La surface de  $6 \times 4$  (m<sup>2</sup>) suffit largement comme l'indique le schéma ci-dessus.



----- CHAPITRE SIXIEME -----

RECHERCHE DES CARACTERISTIQUES

MESURE DE CONSOMMATION  
ET DE RENDEMENT.

La mesure est faite au moyen d'un ballonnet avec un robinet à trois voies dont la contenance entre 2 repères a et b a été jaugée.

Pour ce faire, le moteur est mis en route directement alimenté par un réservoir d'une contenance de 150 litres. Lorsqu'il atteint un régime stable, l'alimentation est branchée grâce au robinet 3 voies sur le ballonnet préalablement rempli au-dessus du trait de repère supérieur. La position du robinet permet le remplissage du ballonnet, son isolation et sa vidange.

Principe de Mesure:

On mesure le temps mis par le moteur à un certain régime pour consommer un volume déterminé de carburant.

Soit  $t$  le temps en seconde mis pour consommer  $n$  centimètre cube de carburant de densité  $d$ .

Consommation horaire:

$$C_h = \frac{n}{t} \quad (\text{cm}^3/\text{s})$$
$$= \frac{n}{t} \cdot 3\,600 \quad (\text{cm}^3/\text{h})$$

ou bien:

$$C_h = \frac{n}{t} \cdot 3\,600 \cdot d \text{ (g/h)}$$

Consommation spécifique:

Si à un certain régime, la puissance est P (cv), la consommation spécifique en g/cv.h est:

$$C_s = \frac{n}{P} \cdot 3\,600 \cdot \frac{d}{P} \text{ (g/cv.h)}$$

Calcul du rendement:

La consommation spécifique peut aussi s'écrire en fonction du rendement global du moteur et du pouvoir calorifique  $P_{ci}$  du combustible.

$$C_s = \frac{640 \cdot 10^3}{\eta \cdot P_{ci}}$$

où : 640 est l'équivalent calorifique du cheval-heure

Le rendement global s'écrit alors:

$$\eta = \frac{640 \cdot 10^3}{C_s \cdot P_{ci}}$$

avec  $P_{ci} = 10105 \text{ Cal/Kg.}$



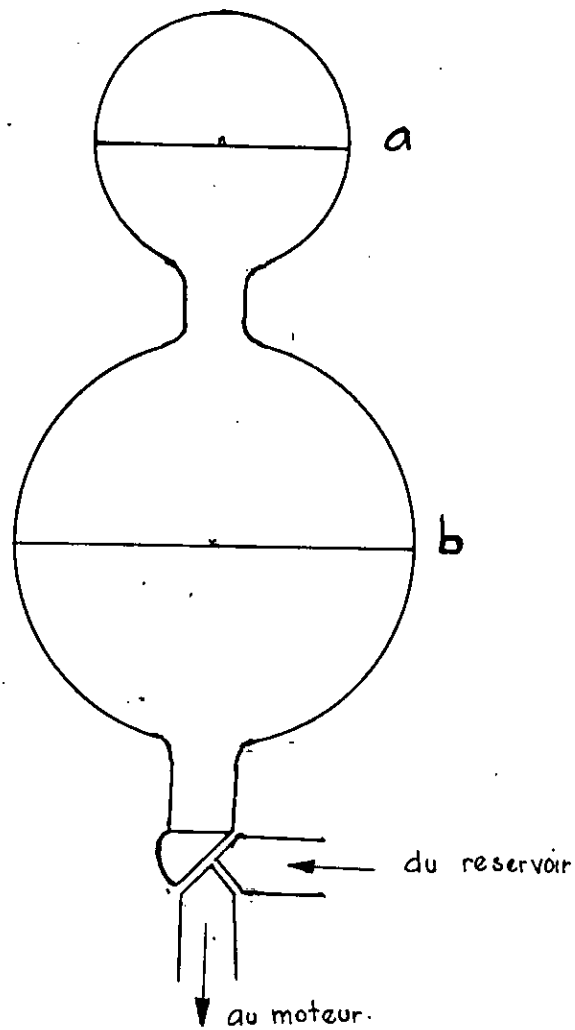


fig:5. Ballomet avec robinet à 3 voies pour mesure de consommation.

## -RECHERCHE du COUPLE et de la PUISSANCE d'un MOTEUR-

Dans un mouvement de rotation, la puissance s'exprime comme étant le produit d'un couple par une vitesse angulaire.

Soit:

$$\text{Où: } P = C \cdot \omega$$

- P est la puissance du moteur en Watts.
- C est le couple du moteur en Mètre-Newton.
- $\omega$  est la vitesse angulaire de rotation en rd/s.

Le couple du moteur est donné par la formule:

$$C = F \cdot L$$

Où:

- F est la force lue sur le cadran de la balance.
- L est la longueur du bras de levier.

La vitesse de rotation angulaire intervient toujours dans les calculs théoriques, mais en pratique on utilise le nombre de tours par minute N.

Entre ces deux quantités, on a la relation/

$$= 2\pi N/60$$

$$= \pi N/30$$

La vitesse de rotation N (tr/mn) obtenue par le tachymètre, nous permet, connaissant le couple d'avoir la puissance en chevaux:

$$P = \frac{C \cdot \omega}{75}$$

$$= \frac{C \cdot \pi \cdot N}{75 \cdot 30} = \frac{N \cdot C}{716} \quad (\text{CV})$$

Si l'on fait tourner le moteur et que l'on charge progressivement le frein, en augmentant le débit, nous obtenons deux couples opposés en équilibre:

- l'un est formé par le levier de longueur  $L$  et son poids  $P$  lu sur la balance;  
soit un couple:

$$C = B \cdot L \quad (\text{mN})$$

- l'autre est le couple moteur représenté par l'effort tangentiel  $F$  à la jante du volant moteur de rayon  $R$ :  
soit un couple:

$$C = F \cdot R \quad (\text{mN})$$

La condition d'équilibre donne:

$$C = B \cdot L = F \cdot R$$

Le travail fourni par le moteur en un tour est le même que celui qu'il fournirait si à l'aide d'une corde enroulée sur le volant, il soulevait un poids égal à  $F$  d'une hauteur  $H$  égale à la circonférence  $2 \cdot \pi \cdot R$  du volant:

soit:

$$W = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot F$$

si  $N$  est le nombre de tours par minute, on aura:

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot F \cdot N}{60 \cdot 75} \quad (\text{CV})$$

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot B \cdot L \cdot N}{60 \cdot 75}$$

$$= \frac{B \cdot L \cdot N}{716} \quad (\text{CV})$$

Si l'on donne au levier une longueur  $L = 0,716 \text{ m}$ , la formule devient:

$$P = \frac{B.N}{1000}$$

ou:

$$P = 0,001.B.N \quad (\text{CV})$$

de sorte qu'en multipliant le poids exprimé en Newton par le nombre de tours/minute et en multipliant le tout par la constante 0,001, on obtient immédiatement la puissance en chevaux développée par le moteur.

Le couple développé par le même moteur sera:

donc:  $C = B. L \quad (\text{mN})$

$$C = 0,716. B \quad (\text{mN})$$

CONTROLE DES FUMÉES  
D'ECHAPPEMENT.

On peut juger du moteur, du fonctionnement de la pompe d'injection et des injecteurs par l'aspect des fumées sortant de l'échappement. Cette opacité des fumées peut être différemment estimée par plusieurs opérateurs. Il s'ensuit qu'un appareil donnera plus objectivement, par une mesure, un résultat plus certain.

Dans plusieurs pays des lois sont en préparation ou en exécution imposent aux usagers Dièsel un maximum de fumées toléré.

Différents appareils ont déjà vu le jour entre autres: aspiration des gaz d'échappement à travers des filtres de papiers mince. L'Appareil "HARTRIDGE" donnant directement la mesure est de tous le plus employé. Il a été construit pour mesurer rapidement et de façon exacte l'opacité des fumées d'échappement des moteurs Dièsel.

DESCRIPTION:

L'Appareil est composé de deux tubes de même dimension et optiquement semblables. Le premier servant de tube de référence, est parcouru par de l'air frais sous la légère pression d'un ventilateur électrique; l'autre le tube de fumée, contient à tout instant un échantillon de gaz d'échappement introduit par une canalisation, soit dans la pipe d'échappement, soit au bout du tuyau d'échappement.

Une source de lumière et une cellule photo-électrique montées sur des bras basculants, peuvent être placées en face des extrémités, soit du tube étalon parcouru par l'air, soit du tube où circule les gaz d'échappement.

Les fils de sortie de la cellule photo-électrique sont connectés à un milliampérimètre qui est gradué en unités HARTRIDGE, le zéro de l'instrument indiquant une fumée incolore et la graduation 100 indiquant une opacité totale (noir absolu).

Un potentiomètre de réglage permet la mise au zéro quand la source lumineuse et la cellule photo-électrique sont placées à l'extrémité du tube étalon.

Le simple basculement de la source de lumière et de la cellule photo-électrique aux extrémités du tube de fumées, permet une lecture directe et instantanée de l'opacité de fumées.

La figure ( ) est un schéma montrant les principaux dispositifs de l'Appareil ; "S" est le tube à fumées et "A" le tube à air frais.

Attachés aux bras "B" et "C" rigidement fixés à un axe actionné par la poignée "D" se trouvent la source de lumière "E" et la cellule photo-électrique "F". De cette façon, la cellule peut-être éclairée soit à travers le tube étalon à air, soit à travers le tube à fumée, par le basculement "D".

La sortie de la cellule photo-électrique "F" est connectée au milliampérimètre G. un potentiomètre variable H permet de ramener à zéro le milliampérimètre avant chaque mesure.

Une vérification de l'Appareil peut-être faite au moyen d'un film coloré livré avec l'instrument. Quand ce filtre est placé entre la cellule et la source la lecture doit être de  $50 \pm 2$  unités pour un appareil correctement réglé.

Les déflecteurs qui hérissent la longueur de chaque tube préviennent les réflexions internes de la lumière et captent les faibles dépôts de condensation ou de suie qui pourraient altérer l'équilibre optique des deux tubes. L'encrassement de la cellule photo-électrique et de la source est évité par l'écran d'air frais qui, après être passé, à travers le tube d'air frais étalon, entre dans les couvercles latéraux, passe devant la cellule et la lampe et balaye toutes les particules hors des logements des instruments et finalement sort par l'échappement de la fumée.

Un condenseur J est prévu pour éliminer du gaz d'échappement l'eau résultant de la condensation. Il est prévu avec une soupape de décharge L limitant la pression dans le tube à fumée évitant ainsi qu'elle ne dépasse la pression d'air frais parcourant le tube étalon ce qui briserait les écrans d'air protecteurs. La pression du gaz d'échappement (donnée par le constructeur pour chaque moteur) est contrôlée par un diaphragme M et indiquée par un manomètre type "Be de vitôt" K.

Une lampe témoin rouge O indique la mise en service de la batterie. Différents accessoires sont fournis avec l'appareil pour le raccordement.

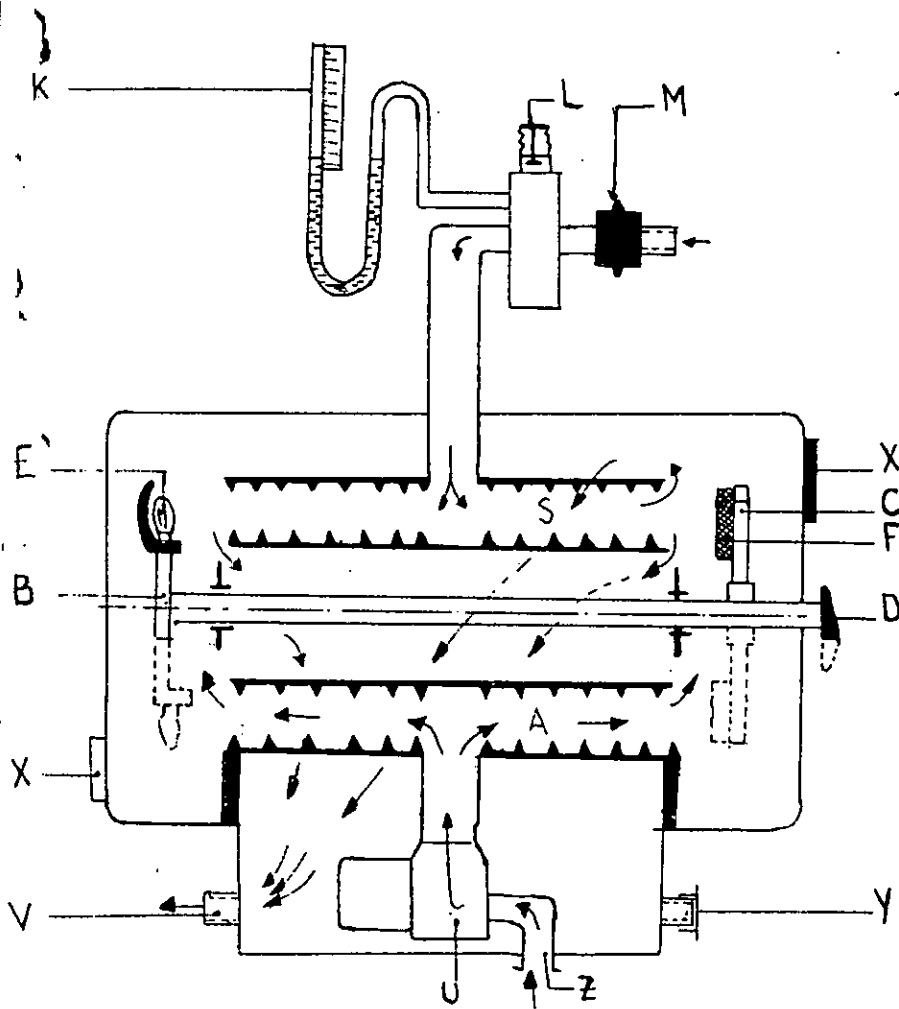
Une source électrique (courant continu) de 12 volts est nécessaire pour faire fonctionner l'appareil. Cette tension peut-être fournie par une batterie de 12 V complètement chargée.

Pour les essais, le dispositif de prise d'échantillon peut-être placé dans la canalisation d'échappement à une distance convenable de la pipe d'échappement pour éviter une pression et une température excessives au fumimètre et assurer un mélange convenable des gaz d'échappement.

Il faut placer le tube de connexion, armé et isolé à l'amiante, d'environ 2 mètres de long entre la prise et l'appareil évitant ainsi les chutes brusques de température dans la canalisation de prise, chûtes provoquant le dépôt de suie.-



fig. 6 Analyseur des fumées - HARTRIDGE.



- A. Tube. Etalon (Air).
- B. Bras support de lampe.
- C. Bras support de cellule.
- D. Poignée de basculement.
- E. Lampe étalon.
- F. Cellule Photo-electrique.
- J. Condenseur d'eau.
- K. Manomètre à eau.
- L. Soupape de décharge
- M. Diaphragme d'admission des fumées.
- S. Tube traversé par les fumées.
- U. Ventilateur d'Air frais
- V. Sortie de la fumée.
- X. Couvercles amovibles de nettoyage.
- Y. Sortie facultative.
- Z. Entrée d'air frais.

---CHAPITRE SEPTIEME---

CONDUITE DES ESSAIS

## ----- CONDUITE DES ESSAIS -----

Pour une plus grande précision dans les mesures et pour relever les vraies performances du moteur, celui-ci doit-être, avant les essais, rodé. Une fois le moteur rodé, on passera aux essais proprement dits.

### 7-1 Rodage du moteur:

Le rodage consiste à user sans heurt ni grippage les points de friction dus aux rayures microscopiques de rectification des pièces en mouvement telles que: cylindres, pistons, segments, coussinets, portées de vilebrequin etc----- afin d'obtenir un glaçage et une plus grande portée de surface, diminuant ainsi la charge statique de friction et favorisant le glissement. Il est donc évident qu'un moteur bien rodé tourne mieux et atteint de meilleures performances. Ces performances résident en premier lieu dans le rodage: on a alors intérêt à bien rodé le moteur; il se fait généralement en deux étapes.

#### 7-1-1 Rodage à froid:

Il se fait à l'aide du motoréducteur. Ce rodage est effectué à vide, permettant ainsi à tous les organes de se mettre à leur place définitive, sans forcer et en les faisant travailler dans l'huile.

Pour cette formule, on travaillera sans compression dans sans injecteur; dans ce cas, le frein ne servira que d'organe de transmission, le mouvement se faisant de la façon suivante:

- Motoréducteur-clabotage
- clabotage- frein
- frein-cardan
- cardan moteur.

### 7-1-2 Rodage à chaud:

Pour cela le moteur remonté complet avec ses accessoires est branché aux différents systèmes de contrôle. Cette opération est faite une fois que tous les accessoires dont il est question ont été essayés. Dès les premiers tours, on s'assurera du bon fonctionnement de la pompe à huile et de ses raccords à l'aide du manomètre de pression, pression variable évidemment selon les types de moteurs mais qui, en général, se situent entre 3 et 6 kilos, en-dessus ou en-dessous les pressions sont dangereuses.

Après quelques instants de marche à bas régime, on élèvera progressivement celui-ci afin d'activer le rodage (600 & 700 tr/mn). Il se fait tout en surveillant les températures d'eau et d'huile qui doivent subir une courbe de montée lente en fonction de la charge pour se stabiliser aux environs de 80°C.

Des cycles de rodage sont donnés par les constructeurs pour chaque type de moteur. En règle générale le rodage devrait être l'équivalent d'un temps de marche de 1000 à 1500 km. sans effort de rendement.

### 7-2 Essais:

En fin de rodage, après une accélération à vide, on procédera à l'essai pleine charge et c'est après cet essai seulement que l'on passera à la mise au point définitive afin d'améliorer les performances du moteur. Pour plus de précision, on doit avant les essais prendre quelques précautions/

## 7-2-1 Equilibrage statique/

Avant de faire un essai, le dynamomètre doit être vérifié pour s'assurer que l'équilibrage statique est exact c'est à dire que le bras de levier de la balance est horizontal. Il y a lieu de procéder comme suit:

1- Désaccoupler le dynamomètre du moteur.

2- Régler les vannes de façon à ce que l'eau traverse le dynamomètre dans des conditions normales.

3- Enlever tous les poids mobiles du boulon en-dessous du peson à ressort en ne laissant en place que le poids statique.

4- Actionner le volant à main fixé au-dessus du peson à ressort de façon à ce que l'axe du bras de levier soit horizontal: cette opération est facilitée par un petit index.

5- placer l'aiguille du peson à ressort en face du zéro. Pour faciliter cette opération, la base de l'aiguille est percée d'une boutonnière et munie d'une vis de fixation..

Le dynamomètre est alors prêt à fonctionner et peut être accouplé de nouveau au moteur, après que celui-ci ait été soigneusement aligné avec l'arbre du dynamomètre.

## 7-2-2 Peson à ressort:

Dans le cas où le peson à ressort n'enregistre pas pour essayer le moteur, on augmente la charge du bras de levier par les poids mobiles prévus à cet effet. Ces poids sont marqués de chiffres indiquant le poids exact à ajouter à la charge enregistrée sur le peson à ressort.

### 7-2-3 Démarrage:

Au démarrage, on doit ouvrir entièrement la vanne d'alimentation d'eau et légèrement la vanne d'évacuation. Il est recommandé de démarrer à faible charge, et ceci est obtenu en vissant les vannes de réglage de l'appareil le plus possible.

### 7-2-4 Relevés:

Ouvrir les vannes de réglages en ouvrant simultanément les gaz, jusqu'à ce que l'on obtienne la charge et la vitesse voulue. A ce moment là, on relève le poids soulevé, la consommation et les différentes températures. Après ces relevés, on agit sur les vannes et l'accélération du moteur pour augmenter la charge et la vitesse. Pour une plus grande précision et pour tracer des courbes caractéristiques correctes, les relevés sont faits cent tours par cent tours jusqu'à la puissance maximum.

La puissance est la résultante pratique du bilan thermique; elle sert à déterminer les courbes d'utilisation du moteur. Le couple sert à déterminer le meilleur régime d'utilisation du moteur.

En général, les constructeurs indiquent sur une notice détaillée les performances et rendement pour chaque moteur; il faudra alors rapprocher ces chiffres au cours des essais pour être certain des réglages.

L'élément essentiel à entretenir dans le banc d'essais est le dynamomètre.

a) Alimentation d'eau :

La pureté de l'eau de circulation a une très grande influence sur la durée des éléments d'absorption de puissance du dynamomètre. Il est absolument nécessaire que l'eau qui circule dans le dynamomètre et dans le refroidisseur soit exempte de matières abrasives telles que le sable, le gravier; les éclats de ciments, la poussière etc... qui peuvent se trouver dans tous les endroits où l'on a construit des bâtiments, des routes etc...

La durée d'utilisation des éléments d'absorption de puissance sera prolongée si on examine périodiquement la circulation d'eau.

PALIER

Faire un graissage au moins une fois par semaine, et plus fréquemment si la machine est employée d'une façon intensive.

Il est de la plus grande importance de ne jamais permettre à l'eau ou à l'humidité d'atteindre les roulements à billes; à cet effet, la qualité de la graisse employée doit être choisie avec le plus grand soin.

GARNITURES DE L'ARBRE

Prendre soin que ces garnitures soient suffisamment étanches sans causer, cependant trop de frottement, les garnitures doivent être refaites quand cela est nécessaire.

Si le joint n'est que légèrement usé, il peut être suffisant de remettre une nouvelle bague. Cependant, si la garniture fuit trop, après un usage continu, il est à conseiller d'enlever le joint complètement et de le remplacer par de nouvelles garnitures

.../...

## PESON A RESSORT

Les articulations de cette partie du dynamomètre doivent être . . . périodiquement et protégées contre la rouille, particulièrement les articulations à axes. Chaque fois que l'on se préparera pour un essai, examiner soigneusement les articulations de façon à ce qu'il n'y ait pas de dureté. Une fois l'essai terminé, le peson à ressort doit être déchargé en enlevant les poids mobiles.



- CONCLUSIONS -

Je ne sais pas si à travers ce modeste ouvrage, j'ai pu donner une idée assez précise sur un banc d'essais. Comme il m'a pas été donné le privilège de contribuer et à l'installation, à la mise en pratique de ce banc, je me suis efforcé d'approcher la réalité soit par une documentation souvent incomplète soit par les conseils de différentes personnes qui ont bien voulu contribuer à l'élaboration de ce projet. De ce fait mes calculs se sont souvent limités au choix et au dimensionnement des différents organes, calculs qui m'ont servi en outre à connaître la surface d'installation du banc.

La précision des dynamomètres hydrauliques est certaine. Les puissances qui résistent à la rotation de l'arbre peuvent être divisées en trois classes :

- a) Résistance hydraulique créée par le rotor
- b) Frottement des paliers de l'arbre
- c) Frottement des presse étoupes.

Chacun de ces facteurs réagit sur le carter, lequel ayant la possibilité d'osciller, transmet la totalité de la puissance au système de mesure.

Avec des expériences sur un banc d'essais, le projet aurait été plus intéressant et plus fructueux en enseignements, mais les moyens dont j'ai disposé m'en ont empêché de le faire à mon grand regret.

J'espère quand même qu'il servira de documentation utile à l'école.

L'élément essentiel à entretenir dans le banc d'essais est le dynamomètre.

a) Alimentation d'eau :

La pureté de l'eau de circulation a une très grande influence sur la durée des éléments d'absorption de puissance du dynamomètre. Il est absolument nécessaire que l'eau qui circule dans le dynamomètre et dans le refroidisseur soit exempte de matières abrasives telles que le sable, le gravier; les éclats de ciments, la poussière etc... qui peuvent se trouver dans tous les endroits où l'on a construit des bâtiments, des routes etc...

La durée d'utilisation des éléments d'absorption de puissance sera prolongée si on examine périodiquement la circulation d'eau.

PALIER

Faire un graissage au moins une fois par semaine, et plus fréquemment si la machine est employée d'une façon intensive.

Il est de la plus grande importance de ne jamais permettre à l'eau ou à l'humidité à atteindre les roulements à billes; à cet effet, la qualité de la graisse employée doit être choisie avec le plus grand soin.

GARNITURES DE L'ARBRE

Prendre soin que ces garnitures soient suffisamment étanches sans causer, cependant trop de frottement, les garnitures doivent être refaites quand cela est nécessaire.

Si le joint n'est que légèrement usé, il peut être suffisant de remettre une nouvelle bague. Cependant, si la garniture fuit trop, après un usage continu, il est à conseiller d'enlever le joint complètement et de le remplacer par de nouvelles garnitures.

## PESON A RESSORT

Les articulations de cette partie du dynamomètre doivent être . . . périodiquement et protégées contre la rouille, particulièrement les articulations à axes. Chaque fois que l'on se préparera pour un essai, examiner soigneusement les articulations de façon à ce qu'il n'y ait pas de dureté. Une fois l'essai terminé, le peson à ressort doit être déchargé en enlevant les poids mobiles.

- CONCLUSIONS -

Je ne sais pas si à travers ce modeste ouvrage, j'ai pu donner une idée assez précise sur un banc d'essais. Comme il m'a pas été donné le privilège de contribuer et à l'installation, à la mise en pratique de ce banc, je me suis efforcé d'approcher la réalité soit par une documentation souvent incomplète soit par les conseils de différentes personnes qui ont bien voulu contribuer à l'élaboration de ce projet. De ce fait mes calculs se sont souvent limités au choix et au dimensionnement des différents organes, calculs qui m'ont servi en outre à connaître la surface d'installation du banc.

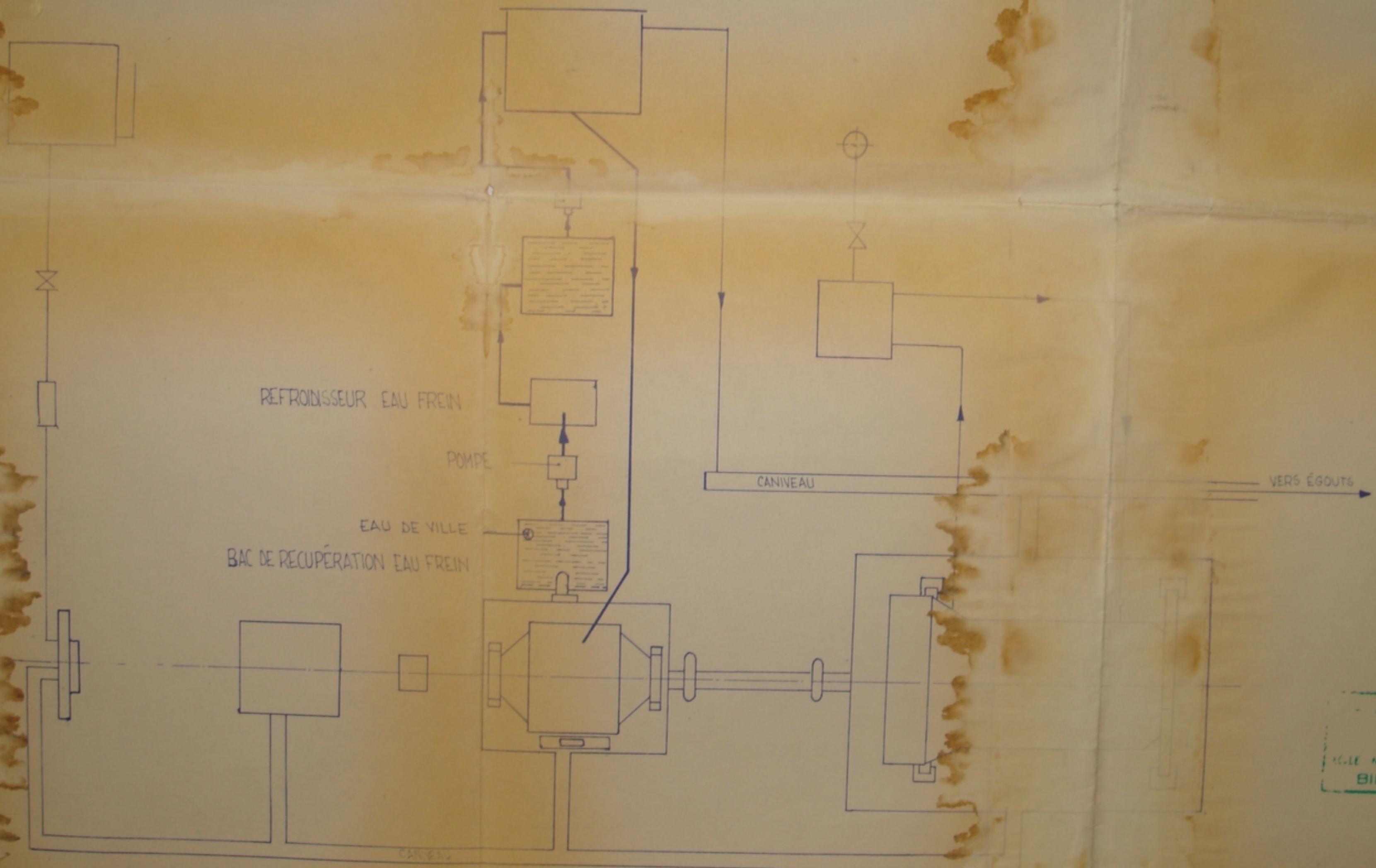
La précision des dynamomètres hydrauliques est certaine. Les puissances qui résistent à la rotation de l'arbre peuvent être divisées en trois classes :

- a) Résistance hydraulique créée par le rotor
- b) Frottement des paliers de l'arbre
- c) Frottement des presse étoupes.

Chacun de ces facteurs réagit sur le carter, lequel ayant la possibilité d'osciller, transmet la totalité de la puissance au système de mesure.

Avec des expériences sur un banc d'essais, le projet aurait été plus intéressant et plus fructueux en enseignements, mais les moyens dont j'ai disposé m'en ont empêché de le faire à mon grand regret.

J'espère quand même qu'il servira de documentation utile à l'école.



PMO 12-77

- 1 -

مستندة الوطنية  
 المكتبة  
 LE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHEQUE

THESE DE FIN D'ETUDES	ENPA
SCHEMA D'INSTALLATION DU BANC	Echelle :
ALIMENTATION EN CIRCUIT FERME	Date : 30 05 77
	R. W. G. ...

BAC STABILISATEUR-EAU FREIN

RESERVOIR à GAZ-OIL



FILTRE

CANALISATION GENERALE

ALIMENTATION DU BAC

ALIMENTATION DU FREIN

TROP-PLEIN

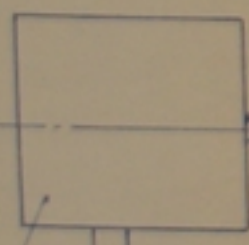
CANALISATION GENERALE

REFROIDISSEUR-EAU MOTEUR

CANIVEAU

VERS ÉGOUTS

TABLEAU DE CONTROLE



CANIVEAU

MOTOREDUCTEUR

CLABOTAGE

FREIN

CARDAN

TAP

MOTEUR

VERINS

PM012 77

-2-

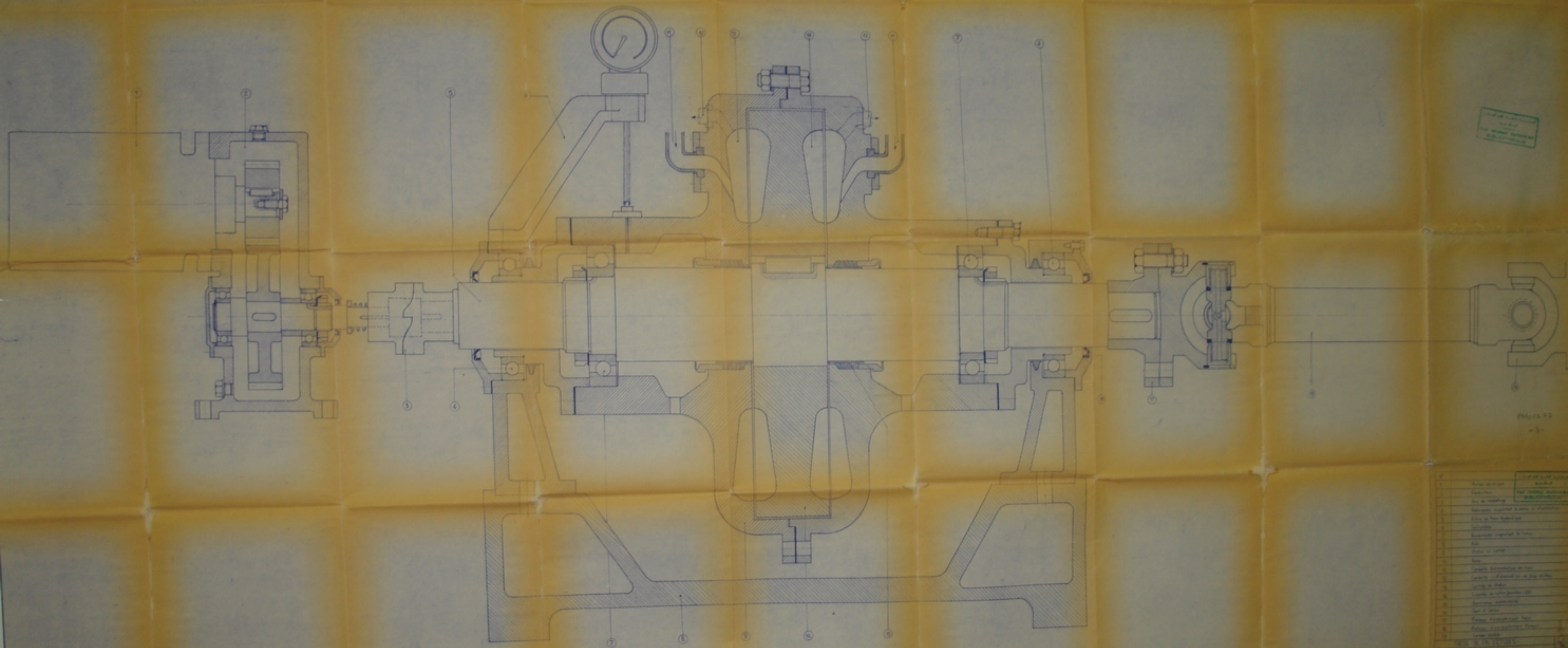
الجامعة الوطنية للعلوم الهندسية  
المكنة  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

ENP

SCHEMA D'INSTALLATION DU BAC  
ALIMENTATION EN CIRCUIT OUVERT

Echelle  
Date: 30/05/77  
M. N. A. B. C. D. E. F. G. H. I. J. K. L. M. N. O. P. Q. R. S. T. U. V. W. X. Y. Z.



1000  
 1000  
 1000

1000  
 1000

LIST OF PARTS	
1	Pressure Gauge
2	Pressure Gauge
3	Pressure Gauge
4	Pressure Gauge
5	Pressure Gauge
6	Pressure Gauge
7	Pressure Gauge
8	Pressure Gauge
9	Pressure Gauge
10	Pressure Gauge
11	Pressure Gauge
12	Pressure Gauge
13	Pressure Gauge
14	Pressure Gauge
15	Pressure Gauge
16	Pressure Gauge
17	Pressure Gauge
18	Pressure Gauge
19	Pressure Gauge
20	Pressure Gauge

