

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

15/90

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Genie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Etude de Banc d'essai
de Pompe Centrifuge en
Vue de la Mise en
Evidence de la Cavitation
3 PLANCHES

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

M.Madani

H.Metehri

M.Madani

PROMOTION

Juin 1990

Dedicaces

Je dédie cette étude, à mon père, ma mère et à toute ma famille, ainsi qu' à mes amis dans la joie et la peine, et tous ceux qui m'ont aidé et soutenu de près ou de loin.

Remerciements

Je remercie en premier lieu, mon père qui m'a encouragé et Monsieur Madani qui m'a guidé pour réaliser cet ouvrage, aussi, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à tous mes professeurs qui ont contribué à ma formation.

§ RESUME §

Sujet: Etude du banc d'essai d'une pompe centrifuge, pour la mise en évidence de la cavitation .

Résumé: Ce projet , consiste à étudier un banc d'essai munit des instruments et équipements nécessaire à la réalisation des conditions de fonctionnement d'une pompe avec cavitation pour nous permettre de tracer les différents graphes et de constater les perturbations dômes à ce phénomène et leurs effets sur les caractéristiques de cette pompe .

§ SUMMARY §

Subject: Stadying a testing bench of the centrifugal pump for displaying cavitation .

Abstract: This projet , consist in stadying a testing bench equiped with instruments and equipments whose necessary for realizing the conditions where the pump is functioning with cavitation ,for allow us to trace differents graph , and discover the perturbations whose caused by this phenomenon, and their effect on that pump's caractéristiques.

§ ملخّص §

الموضوع : دراسة منصّة تجارب لمضخة طاردة خارجيّة ، لظهار حادشة تفكّك داخل المضخة .

الملخّص : هذا المشروع يتمثّل في دراسة منصّة تجارب معدة تجهيزات وآلات قياس لازمة لتشغيل المضخة أثناء بروز هذه الظاهرة ، حتّى نستطيع رسم المنحنيات البيانيّة وملاحظة التغيرات الناتجة عن هذا التفكّك ، وتأثيرها على خصائص هذه المضخة .

Sommaire

I)INTRODUCTION.....	4
II)BUT DE L'UTILISATION DU BANC D'ESSAI.....	4
III)GENERALITEES SUR LES POMPES CENTRIFUGES.....	5
III-1)Calcul des hauteurs.....	7
III-1.1)Hauteur d'aspiration.....	7
III-1.2)Hauteur de refoulement.....	7
III-1.3)Hauteur d'élévation.....	7
III-2)Calcul des débits.....	8
III-2.1)DEBIT THEORIQUE.....	8
III-2.2)DEBIT NOMINAL.....	8
III-2.3)Débit réel.....	8
III-2.4)Débit optimal.....	8
III-3)Calcul des puissances.....	9
III-3.1)Puissance absorbée.....	9
III-3.2)Puissance effective.....	9
III-4)Calcul des rendements.....	9
III-4.1)Rendement hydraulique.....	9
III-4.2)Rendement volumétrique.....	9
III-4.3)Rendement interne.....	10
III-4.4)Rendement mécanique.....	10
III-4.5)Rendement global.....	10
IV)ETABLISSEMENT DES SCHEMAS DE L'INSTALLATION.....	10
IV-1)Element constructif du banc d'essai.....	10
IV-1.1)Description du dispositif (10).....	11

V)CHOIX DES METHODES DE MESURES.....14

 V-1)Mesure de la pression.....14

 V-1.1)Le tube à mercure.....14

 V-1.2)Manomètre à tube de bourdon.....17

 V-2)Mesure du débit.....19

 V-2.1)Calcul théorique du diaphragme.....20

 V-2.2)Calcul du débit théorique.....21

 V-2.3)calcul de β au point de fonctionnement de la pompe.....23

 V-2.4)Calcul de la position du diaphragme.....24

VI)CHOIX DE LA POMPE ET DU MOTEUR.....26

 VI-1)Choix de la pompe.....26

 VI-2)Choix du moteur.....26

VII)APPLICATION DES DONNEES AU CALCUL DU DIAPHRAGME.....27

 VII-1)Diamètre d'étranglement d.....27

 VII-2)Calcul de la position du diaphragme.....28

VIII)ELABORATION DE LA METHODE DE DEPOUILLEMENT DES MESURES.....29

 VIII-1)Le débit:Q.....29

 VIII-2)La hauteur manométrique total:Hm.....29

 VIII-3)La puissance total absorbée par la pompe:Pp.....30

 VIII-4)Le rendement: η32

 VIII-5)Net positif section head:NPSH.(La charge nette à l'aspiration.....32

 VIII-5.1)Notion sur la cavitation.....32

 VIII-5.2)Les causes de la cavitation.....33

 VIII-5.3)Interprétation analitique.....34

VIII-5.4)Prévention de la cavitation.....38

VIII-5.5)Comment repérer la cavitation pendant le
fonctionnement de la pompe.....39

VIII-5.6)Organigramme pour la prise des mesures et
le traçage des différentes courbes.....41

IX)METHODE DES MOINDRES CARRES POUR LE DEPOUILLEMENT
DES MESURES.....42

Variables principales pour le programme des moindres
carrés.....49

X)CONCLUSION.....51

BIBLIOGRAPHIE.....52

Annexe: Programme des moindres carrés .
Dessins.

I) INTRODUCTION:

Nous appelons pompes, les machines servant à élever le liquide, ou les mélanges d'un liquide avec des corps solides, d'un niveau inférieur à un niveau supérieur ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression.

Les pompes transmettent aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieur quelconque (ex. énergie électrique). Donc à l'intérieur de la pompe se produit un accroissement d'énergie.

Ces machines sont largement utilisées dans plusieurs domaines (agriculture , alimentation en eau potable , etc...). Ainsi la connaissance parfaite de leurs caractéristiques est indispensable . Elle sont , donc, soumises aux essais de prototypes avant la fabrication en série , aux essais d'homologation et aux essais à la réception sur le cite de fonctionnement finale . Pour tout ces essais on a recourt au banc d'essai de pompe centrifuge monocellulaire à eau.

II) BUT DE L'UTILISATION DU BANC D'ESSAI:

Le banc d'essai permet d'étudier et de tracer les caractéristiques d'une pompe centrifuge monocellulaire à eau du type 40-NVA-150-5. Pour ceci, nous devons construire quelques appareils supplémentaires pour les prises de pressions, de débit et de puissances, en plus du dispositif qui nous permettra de faire varier la section d'entrée de la conduite d'aspiration pour mettre en évidence le phénomène de cavitation et l'étudier.

Les caractéristiques hydrauliques de la pompe à déterminer sont: $H_m=f(Q)$.Hauteur manométrique

$\eta=f(Q)$.Rendement

$NPSH=f(Q)$.Charge nette à l'aspiration

III)GENERALITEES SUR LES POMPES CENTRIFUGES:

On dit qu'une pompe est centrifuge, si, l'écoulement du fluide est radiale et est engendré par l'action de la force centrifuge et de la force de coriolis.

Les pompes centrifuges se divisent en deux classes fondamentales

a)-Pompes à écoulement forcé par les canaux de la roue.

b)-Pompes à écoulement libre avec un propulseur ouvert, dont les aubes radiales mettent en mouvement les particules liquide dans l'espace sans aubes entre le couvercle du corps et le propulseur .

Les différences entre les pompes centrifuges résident dans:

a)-Le nombre de roue: Pompes à un ou plusieurs étages

b)-Disposition de l'axe de l'arbre: Vertical ou horizontal

c)-La forme de la roue: Roue à simple aspiration (à une ouïe) ou roue à double aspiration (à deux ouïes).

d)-La position de la tubulure d'entrée: Pompes à entrée axiale ou à entrée latérale.

LA POMPE 40-NVA-150-5:

Elle est constituée d'un distributeur, d'un rotor et d'une volute:

LE DISTRIBUTEUR:

Il a pour fonction de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor en assurant une répartition des vitesses uniforme.

LE ROTOR:

Sa fonction est de communiquer de l'énergie au liquide qui le traverse grâce aux aubages dont il est munit.

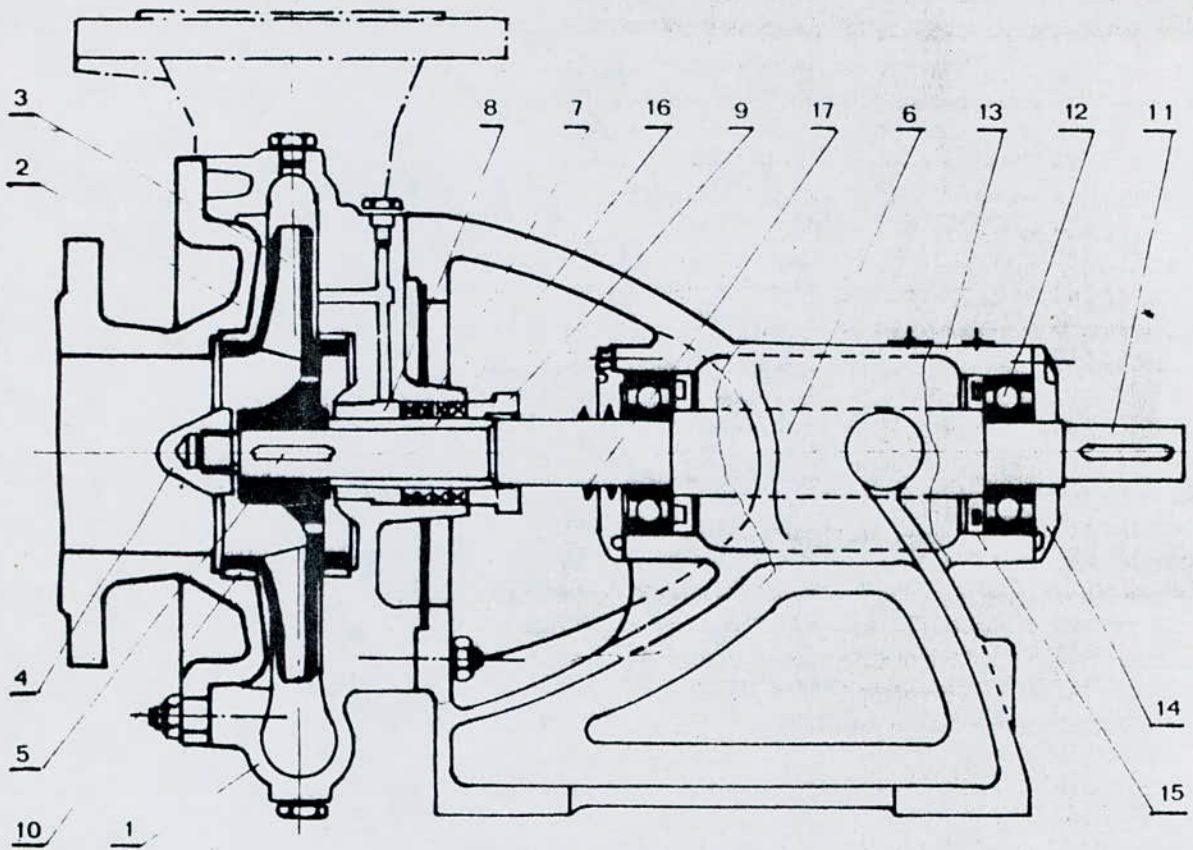
LE DIFFUSEUR:

Situé entre le rotor et la volute ,il est constitué de sections croissantes ce qui lui permet de transformer une certaine énergie cinétique en énergie de pression .On distingue des diffuseurs lisses à parois parallèles ou divergentes ou des diffuseur ailettes.

LA VOLUTE:

Elle collecte le liquide pompé à la sortie du diffuseur ou directement à la sortie du rotor si le diffuseur n'existe pas .La section de la volute croit depuis le bec initial jusqu'au divergent final. Cette croissance de section dépend de l'évolution de la vitesse moyenne dans ces sections.

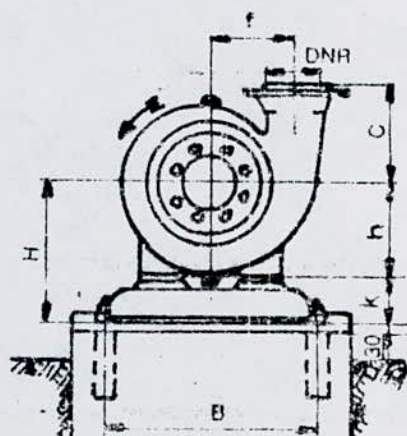
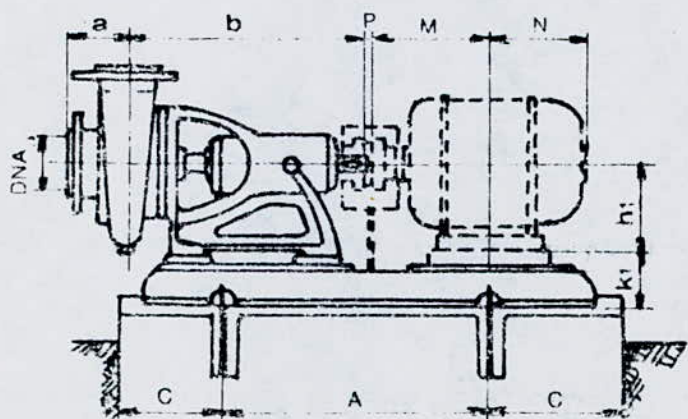
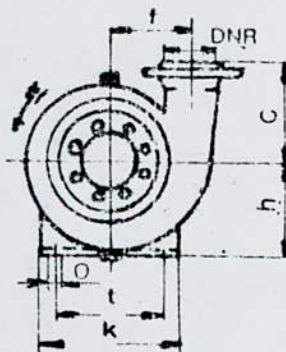
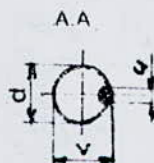
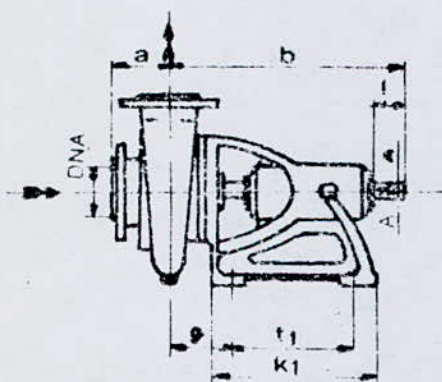
(Voir les désignations et les dimensions de la pompe sur les deux pages suivantes.)



- 1 – Corps de pompe
- 2 – Couvercle d'aspiration
- 3 – Roue centrifuge
- 4 – Ecrou de roue centrifuge
- 5 – Clavette de roue centrifuge
- 6 – Arbre
- 7 – Garniture de presse-étoupe
- 8 – Douille
- 9 – Couvercle de presse-étoupe

- 10 – Bague d'étanchéité
- 11 – Clavette d'accouplement
- 12 – Roulement à billes
- 13 – Corps du chevalet
- 14 – Couvercle de palier
- 15 – Tôle de recouvrement
- 16 – Douille de protection
- 17 – Racleur

Dimensions de la pompe	Dimensions de l'arbre	Dimensions de la tubulure
a = 95 mm	d = 20 mm	DNA = 50 mm
b = 332 mm	I = 50 mm	DNR = 40 mm
c = 140 mm	U = 6 mm	
f = 85 mm	V = 22.5 mm	
g = 635 mm		
h = 112 mm		
k = 160 mm		
k1 = 220 mm		
o = 11.5 mm		
t = 134 mm		



III-1) CALCUL DES HAUTEURS:

III-1.1) HAUTEUR D'ASPIRATION:

C'est la hauteur de pression dans la section de la tubulure d'aspiration:

$$H_{asp} = \frac{P_{asp}}{\bar{w}} = \frac{P_i}{\bar{w}} - H_a - \frac{C_1^2 - C_i^2}{2 \cdot g} - \Delta h_a$$

Δh_a -désigne les pertes d'énergie dans la conduite d'aspiration.

H_a -désigne la différence de niveau entre la surface libre de l'eau et la cote du centre de l'orifice d'aspiration.

P_i -désigne la pression à la surface libre du liquide du réservoir amont.

C_i -la vitesse.

III-1.2) HAUTEUR DE REFOULEMENT:

C'est la hauteur de pression dans la section de la tubulure de refoulement:

$$H_{ref} = \frac{P_{ref}}{\bar{w}} = \frac{P_i}{\bar{w}} + H_r + \frac{C_i^2 - C_2^2}{2 \cdot g} + \Delta h_r$$

Δh_r -désigne les pertes hydrauliques dans le tuyau de refoulement.

H_r -désigne la différence de niveau entre le centre de l'orifice de refoulement et le plan du liquide dans le réservoir amont.

P_i -désigne la pression à la surface libre du liquide du réservoir aval.

C_i -la vitesse.

III-3) HAUTEUR D'ELEVATION:

C'est l'accroissement d'énergie du liquide entre l'entrée et

la sortie de la pompe, rapporté à l'unité de poids normal du liquide:

$$H = \frac{P_{ref} - P_{asp}}{\bar{w}} + Z + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g}$$

Z-désigne la différence de niveau entre l'entrée et la sortie de la pompe.

III-2) CALCUL DES DEBITS:

III-2.1) DEBIT THEORIQUE:

Le débit théorique Q_{th} est celui qu'assurerait une pompe parfaitement étanche intérieurement et extérieurement pour sa hauteur d'élévation théorique .

III-2.2) DEBIT NOMINAL:

Le débit nominal Q_n d'une pompe est l'intensité du courant obtenue en élevant le liquide à la hauteur nominale H_n pour une vitesse nominale N_n .

III-2.3) DEBIT REEL:

Le débit réel Q_r est celui disponible à l'orifice de refoulement d'une turbo-pompe, augmenté du débit indispensable au refroidissement des paliers et presse-étoupe, si le prélèvement du liquide a lieu avant l'orifice de refoulement.

III-2.4) DEBIT OPTIMAL:

Le débit optimal Q_{opt} d'une pompe est celui qu'elle atteint lorsque son rendement total parvient au maximum .

III-3) CALCUL DES PUISSANCES:

III-3.1) PUISSANCE ABSORBÉE:

C'est la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe. Elle est définie par la formule générale:

$$P_{ar} = \frac{\bar{w} Q_r H}{\eta}$$

III-3.2) PUISSANCE EFFECTIVE:

La puissance effective P_e d'une pompe de débit effectif Q_r et de hauteur d'élévation effective H_e s'exprime par la formule générale:

$$P_e = \bar{w} \cdot Q_r \cdot H_e$$

III-4) CALCUL DU RENDEMENT:

III-4.1) RENDEMENT HYDRAULIQUE:

C'est le rapport entre les hauteurs d'élévation effective et théorique:

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}}$$

III-4.2) RENDEMENT VOLUMÉTRIQUE:

C'est le rapport entre le débit effectif et le débit interne d'une turbo-pompe (débit de la roue):

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_i}$$

III-4.3) RENDEMENT INTERNE:

C'est le produit des rendements hydraulique et volumétrique:

$$\eta_i = \eta_h \cdot \eta_v$$

III-4.4) RENDEMENT MECANIQUE:

C'est le rapport de la puissance absorbée par la roue P_{ab} à la puissance sur l'arbre:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ar}} = \frac{P_{ar} - P_m}{P_{ar}}$$

où P_m est la puissance perdue par pertes mécaniques.

III-4.5) RENDEMENT GLOBAL:

Le rendement global (total) est le rapport entre la puissance effective et la puissance sur l'arbre:

$$\eta_g = \frac{P_{eff}}{P_{ar}}$$

IV) ETABLISSEMENT DES SCHEMAS DE L'INSTALLATION:

IV-1) ELEMENTS CONSTRUCTIF DU BANC D'ESSAI (voir dessin):

- 1-La pompe du type 40-NVA-150-5 (voir § III-1) .
- 2-Le moteur entraînant la roue de la pompe (voir § VI-2) .
- 3-Le débit-mètre : C'est un diaphragme avec des brides de fixation sur la conduite (voir § V-2.1) .
- 4-Deux manomètres à mercure (en U) pour mesurer la pression à l'entrée de la pompe et la dépression causée par le diaphragme (voir § V-1.1) .
- 5-Un manomètre à tube de bourdon (à cadran) mesurant la

- pression à la sortie de la pompe (voir § V-1.2) .
- 6-La conduite d'aspiration de diamètre $D_{asp}=50$ mm munit de trois brides et d'un coude (90°) .
 - 7-La conduite de refoulement de diamètre $D_{ref}=40$ mm munit de deux coudes (90°) et d'une vanne à volant .
 - 8-Un bâti sur lequel repose le groupe moto-pompe .
 - 9-Le réservoir de moyenne capacité (environ 2.5 m^3) : Banc d'essai à circuit fermé .
 - 10-Le dispositif de réglage du débit à l'aspiration (pour la mise en évidence de la cavitation) .

IV-1.1) DESCRIPTION DU DISPOSITIF (10):

Le rôle de ce dispositif consiste à faire varier la section d'entrée de la conduite d'aspiration, donc, à faire varier le débit. Ceci grâce à deux cônes se trouvant aux bas de cette conduite. Le cône (1) est fixé à la fin de cette conduite par soudure autour du périmètre du tube ; le cône (2) qui sert à le refermer est fixé, de deux cotés opposés, aux tiges (3) et (4) . Ces deux tiges sont à leurs tours solidaire du bras (5) .

lorsqu' on fait tourner la manivelle , donc , la vis sans fin (6) , l'écrou (7) se trouvant sur le bras (5) se déplace verticalement en entraînant les tiges (3) et (4) qui entraînent à leur tour le cône (2) . Les tiges (3) et (4) sont guidées dans leur déplacement par deux glissières (8) et (9) , et le bras (5) est guidé par les glissières (10) et (11) par lesquelles passent les tiges (12) et (13) . Pour étalonner l'ouverture entre les deux

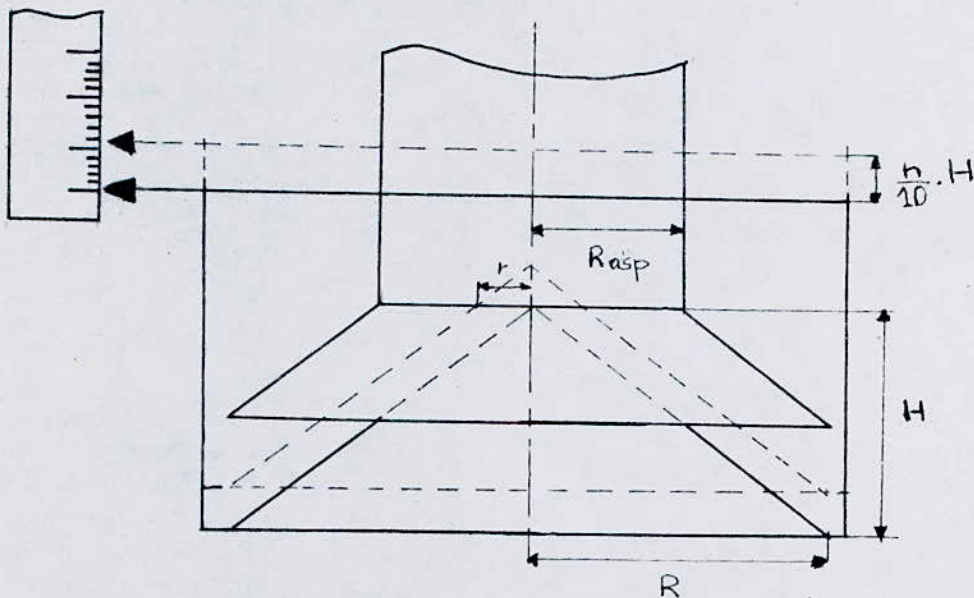
cônes, le déplacement du cône (2) est directement lié ,grâce au bras (5) , à une règle graduée (14), dont la graduation est proportionnelle à cette ouverture .

Tout le dispositif est fixé par deux brides le long de la conduite .

L'utilisation des cônes est nécessaire pour la normalisation et la continuité des filets fluides entrant dans la conduite .

ETALONNAGE DE LA SECTION ENTRE LES CONES:

Ceci consiste à connaître la section de passage du liquide entre les deux cônes en lisant le déplacement de l'éiguille sur la règle graduée (voir schéma ci-dessous):



Soit la position première où la section de passage entre les cônes (1) et (2) est maximale, égale à S_a

Sachant que la hauteur du cône (2) est H et son rayon de base est R . Quant on remonte ce cône de $H = \frac{n}{10} H$, la section de passage sera ,alors:

$$S_n = S_1 - S_2$$

où: S1-Section de la conduite d'aspiration.

S2-Section de la base du cône de rayon r qui a pénétré dans la conduite d'aspiration pour l'obturer.

Sn-Section de passage correspondant à une remontée de n dixième de H.

Or: $S1 = \pi \cdot (Rasp)^2$

$$S2 = \pi \cdot r^2$$

En utilisant les triangles semblables:

$$\frac{(n/10) \cdot H}{r} = \frac{H}{R} \implies r = \frac{n}{10} \cdot R$$

D'où: $S_n = \pi \cdot (Rasp)^2 - \pi \cdot r^2 = \pi \cdot (Rasp)^2 - \pi \cdot \frac{n^2}{100} \cdot R^2$

$$S_n = \pi \cdot \left[(Rasp)^2 - \frac{n^2}{100} R^2 \right]$$

Soit: $R = 2 \cdot Rasp \implies S_n = \pi \cdot \left[(Rasp)^2 - \frac{n^2}{100} \cdot 4 \cdot (Rasp)^2 \right]$

$$S_n = \pi \cdot (Rasp)^2 \cdot \left[1 - \frac{n^2}{25} \right]$$

Avec: $Rasp = \frac{Dasp}{4} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{4} \text{ m} = 12,5 \text{ mm}$

Donc, si la règle graduée est partitionnée en 10 parties, alors, pour chaque graduation n, la section de passage est donnée par la formule de Sn ci-dessus.

Pour prendre dix mesures, on divise la règle entre la position max et la position min en dix partitions tel que: n = 1; 1,5; 2; 2,5;; 4,5.

D'après les dimensions désignées par le dessin , chaque graduation correspond à un déplacement vers le haut de 3 mm.

V)CHOIX DES METHODES DE MESURES:

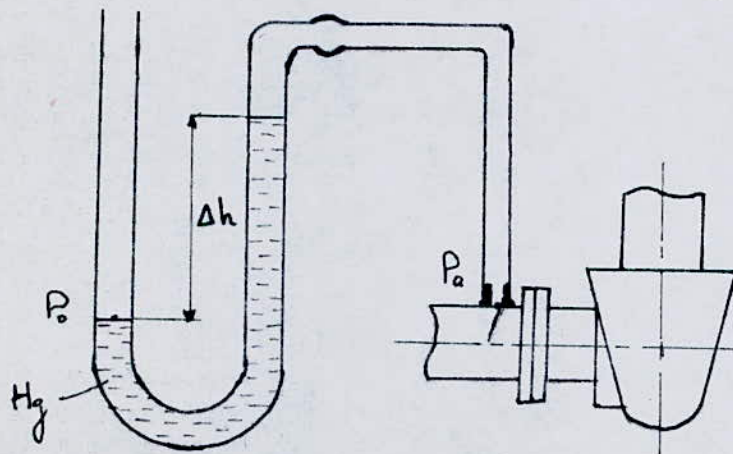
V-1)MESURE DE LA PRESSION:

Il existe plusieurs instruments de mesure de pression .

V-1.1)LE TUBE A MERCURE:

C'est l'instrument le plus simple et le moins couteux pour les faibles pressions , c'est un tube gradué transparent et rempli de mercure ,la différence de niveaux entre les deux branches du tube définit la différence de pression entre les deux prises .

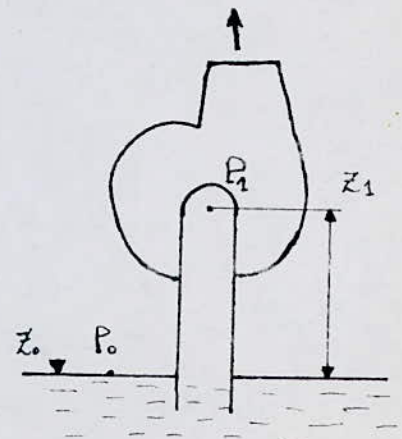
C'est le manomètre qu'on a utilisé à l'entrée de la pompe où on a une dépression .



(fig.1)

DIMENSIONNEMENT DU MANOMETRE D'ASPIRATION:

Appliquons le théorème de Bernoulli en mouvement absolu entre les prises de pression à l'entrée de la pompe et à la surface libre du réservoir .



$$\frac{P_0}{\bar{w}} + \frac{C_0}{2g} + Z_0 = \frac{P_1}{\bar{w}} + \frac{C_1}{2g} + Z_1 + \Delta h_{01}$$

Avec: P_0 : Pression atmosphérique

$C_0 = 0$ m/s (Vitesse négligeable à la surface libre du réservoir) .

$Z_0 = 0$ m (Origine des hauteurs) .

$Z_1 \leq 4$ m (Données du constructeur) .

$$\text{D'où: } \frac{P_0 - P_1}{\bar{w}} = \frac{C_1^2}{2g} + Z_1 + \Delta h_{01}$$

$$C_{1\max} = \frac{Q_{\max}}{S}$$

$$C_{1\max} = 5.17 \text{ m/s}$$

$$\Delta h_{01} = \Delta h_{\text{cône}} + \Delta h_{\text{coude}} + \Delta h_{\text{linéaires}}$$

$$\Delta h_{\text{coude}} = \xi \cdot \frac{C_1^2}{2g} \quad \text{avec: } \xi = 0.3$$

$$\Delta h_{\text{linéaires}} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{C_1^2}{2g} \quad \text{avec: } \lambda = \frac{0.3164}{Re} = \frac{0.3164}{207006.37} = 0.015$$

$$\Delta h_{\text{cône}} = \xi \cdot \frac{C_1^2}{2g} \quad \text{avec: } \xi = 0.4$$

$$\Delta h_{01} = \left(\xi + \lambda \cdot \frac{L}{D} + \xi \right) \cdot \frac{C_1^2}{2g} \quad \text{avec: } L_1=0.5\text{m et } L_2=1.2\text{m}$$

$$\text{D'où: } \Delta h_{01} = 1.82 \text{ m} \quad \text{et} \quad \frac{P_0 - P_1}{\bar{w}} = 3.32 \text{ m de colonne d'eau.}$$

La différence de hauteur maximale que doit donner le manomètre à l'aspiration est .

$$P_0 - P_1 = 3.32 \cdot \bar{w} = 32592.05 \text{ N/m}$$

Et la différence de hauteur de mercure est de: 247.7 mm Hg

D'où, la longueur minimale des tubes est: $L = 247.7 \text{ mm}$

DIMENSIONNEMENT DU MANOMETRE INDIQUANT LA DEPRESSION CAUSE PAR LE DIAPHRAGME:

C'est le même manomètre que celui de la conduite d'aspiration.

Sachant que:

$$Q_{\max} = C.E.s \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_e}} \quad (\text{voir } \S \text{ V-2.3})$$

$$\implies \Delta P_{\max} = \frac{\rho_e}{2} \left[\frac{Q_{\max}}{C.E.s} \right]^2$$

Or: $\beta = 0.6925$ (voir § VII-.1)

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} = 1.1396$$

$$C = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.4} - 0.1840 \cdot \beta^8 + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{\text{Red}} \right)^{0.15} = 0.6037$$

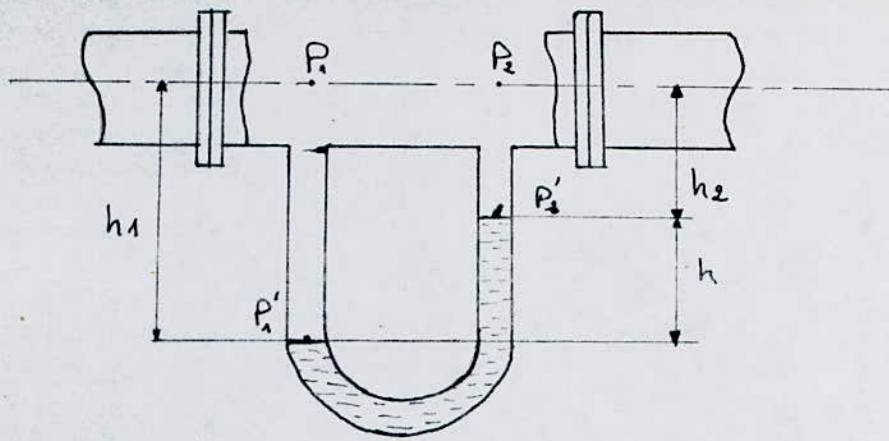
$$Q_{\max} = 0.0065 \text{ m}^3/\text{s} ; d = 27.7 \text{ mm}$$

$$\text{A.N: } \Delta P_{\max} = \frac{10^3}{2} \cdot \left[\frac{6.5 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{0.6037 \cdot 1.1396 \cdot \pi \cdot (27.7 \cdot 10^{-3})^2} \right]^2$$

$$\Delta P_{\max} = 122955.4 \text{ Pa}$$

Donc la différence de hauteur minimale de mercure est: $L = 934.5 \text{ mm}$

Mesure de ΔP au niveau du diaphragme :



$$P'1 = P1 + \rho_e \cdot g \cdot h1 \implies P1 = P'1 - \rho_e \cdot g \cdot h1$$

$$P'2 = P2 + \rho_e \cdot g \cdot h2 \implies P2 = P'2 - \rho_e \cdot g \cdot h2$$

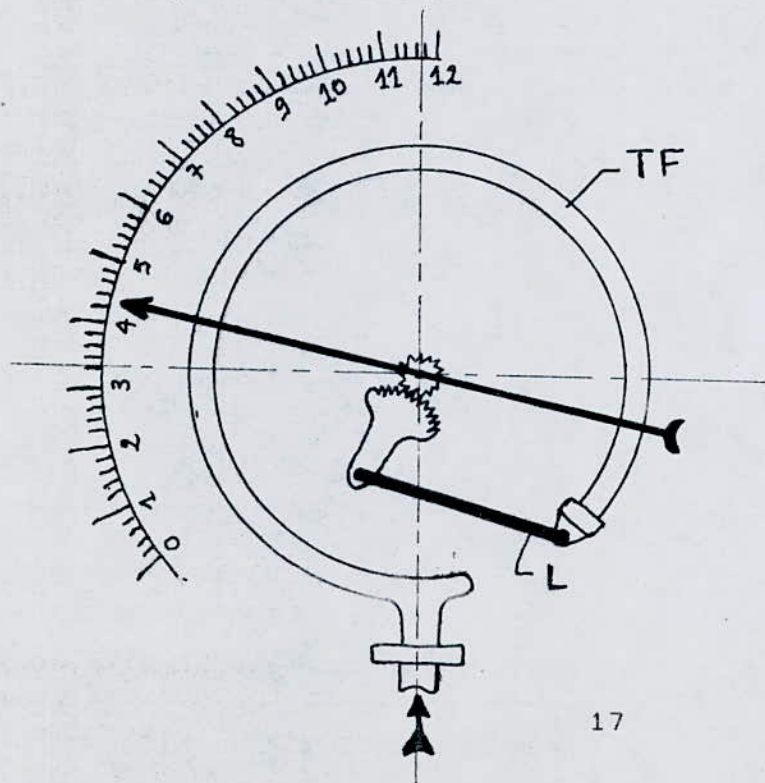
$$\text{Or: } P'1 = P'2 + \rho_{Hg} \cdot g \cdot h$$

$$\begin{aligned} \text{D'où: } P1 - P2 &= P'1 - P'2 - \rho_e \cdot g \cdot h1 + \rho_e \cdot g \cdot h2 \\ &= \rho_e \cdot g \cdot h - \rho_{Hg} \cdot g \cdot (H1 - H2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Donc: } \Delta P = P1 - P2 &= \rho_{Hg} \cdot g \cdot h - \rho_e \cdot g \cdot h \\ \Delta P &= g \cdot (\rho_{Hg} - \rho_e) \cdot h \end{aligned}$$

V-1.2) MANOMETRE A TUBE DE BOURDON:

Voir figure ci-dessous.



(fig.2)

Il est constitué d'un tube métallique TF de section ovale centré en forme de C. Une des extrémités du tube est fixée à un bloc pourvu d'un raccord fileté et ouverte qui reçoit la pression à contrôler. L'autre extrémité, obturée, est libre et se redresse ou se courbe davantage sous l'effet de la pression appliquée à l'intérieur du tube. Le mouvement de déformation est transmis à l'aiguille indicatrice par l'intermédiaire d'un levier L et d'un ensemble secteur denté et pignon (voir fig.2).

La déformation est proportionnelle à la pression à contrôler, donc, il existe un coefficient de proportionnalité qui dépend de:

- *La longueur du tube .
- *Son rayon de courbure .
- *L'épaisseur de ses parois .
- *Son degré d'ovalisation .
- *Le module d'élasticité du matériaux du tube .

LES CARACTERISTIQUES DU MECANISME:

- * $-1 \text{ bar} \leq \Delta P \leq 0 \text{ bar}$ pour les dépressions
- * $0 \text{ bar} \leq \Delta P \leq 10.000 \text{ bars}$ pour les pressions positives
- * Précision comprise entre 1% et 1.6% de la limite supérieur

Sachant que la pompe choisit a une hauteur d'élévation de 23.5 m, il ne serait pas pratique d'utiliser un manomètre à mercure car cela nous demanderait une colonne de mercure très longue à la sortie de la pompe. Il est, donc, commode d'utiliser un manomètre du type à tube de bourdon.

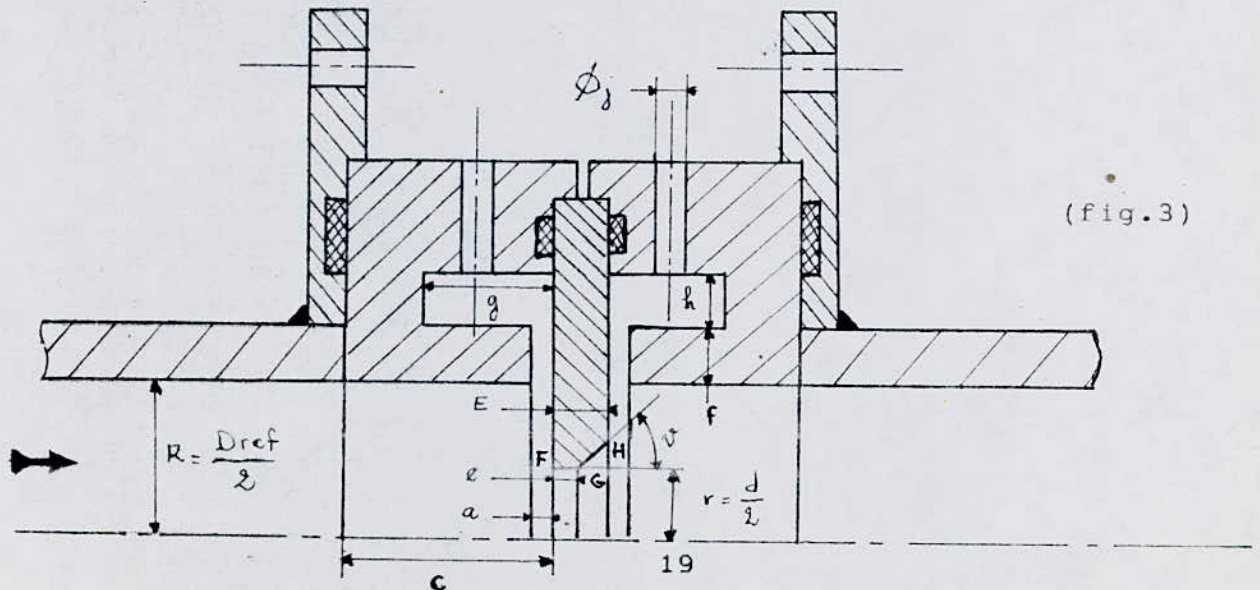
V-2)MESURE DU DEBIT:

Il existe plusieurs méthodes de mesure de débit telles que:

- α).Méthode basé sur l'intégration plus ou moins simplifiée de la courbe de répartition des vitesses dans la section de mesure
- β).Méthode utilisant la loi d'écoulement des fluides incompressibles (équation de Bernoulli):Orifice de vidange d'un réservoir, venturi ,systèmes déprimogènes ,déversoir ,etc...)
- Γ).Méthode de mesure volumétrique ou massique .
- δ).Méthodes diverses :Electriques ,chimiques ,mécaniques ,etc...

Dans notre cas ,nous allons utiliser un système déprimogène. Tous les systèmes déprimogènes peuvent être considérés comme des applications du phénomène de Venturi .Pour des raisons d'économie, au lieu d'employer un convergent-divergent ,on crée une contraction de la veine de fluide en intercalant ,soit un diaphragme, soit une tuyère, soit un Venturi-tuyère entre deux brides de la conduite .

Dans notre cas, on est intéressé par le diaphragme ; celui-ci est un joint plein, mince et percé d'un trou dont le centre coïncide avec l'axe de la conduite .On mesure la différence de pression entre les deux faces ,(voir figure ci-dessous).



V-2.1) CALCUL THEORIQUE DU DIAPHRAGME:

Selon la norme ISO 5167-1980 (Measurement of fluid flow by means of orifices plates, napples and Venturi tube insered in circular cross-section conduits running full), il faut tenir compte des relations suivantes:

$$4 \text{ mm} \leq \emptyset j \leq 10 \text{ mm} \quad \implies \quad \emptyset j = 5 \text{ mm}$$

$$0.01D \leq a \leq 0.02D \quad \implies \quad a = 0.02 \times 40 \cdot 10^{-3} = 0.8 \text{ mm}$$

$$0.005D \leq e \leq 0.02D \quad \implies \quad e = 0.8 \text{ mm}$$

$$E \leq 0.05D \quad \implies \quad E = 2 \text{ mm}$$

$$30^\circ \leq v \leq 45^\circ \quad \implies \quad v = 45^\circ$$

$$C \leq 0.5 \times D \quad \implies \quad C = 35 \text{ mm}$$

$$f \geq 2a \quad \implies \quad f = 5 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} g \cdot h \geq 62.8 \text{ mm} \\ \text{Si } h = g/2 \end{array} \right\} \implies \left. \begin{array}{l} h \geq 5.6 \text{ mm} \\ \text{Si } h = 10 \text{ mm} \end{array} \right\} \implies g = 20 \text{ mm}$$

(Voir dessin)

Il est très important d'avoir des arrêtes vives dans les points F, G et H .

En régime d'utilisation nous avons le nombre de Reynolds tel que :

$$\text{Red} = \frac{C \cdot D}{\nu}$$

β	Red
0.23 ÷ 0.45	5000 ÷ 10 ⁸
0.45 ÷ 0.77	10.000 ÷ 10 ⁸
0.77 ÷ 0.8	20.000 ÷ 10 ⁸

La rugosité relative admissible est le rapport de la rugosité absolu et du diamètre de la conduite (k/D) .

$\beta \leq$	0.3	0.32	0.34	0.36	0.38	0.40	0.45
$k/D(10^4)$	25	18.1	12.9	10.0	8.3	7.1	5.6

$\beta \leq$	0.50	0.60	0.70	0.80
$k/D(10^4)$	4.9	4.2	4.0	3.9

Ainsi si les conditions citées plus haut sont dûment remplies à la réalisation du diaphragme ,alors, le coefficient de débit C sera :

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.4} - 0.1840\beta^2 + 0.0029\beta^{2.5} (1000000/Red)^{0.75}$$

(Equation de stolz)

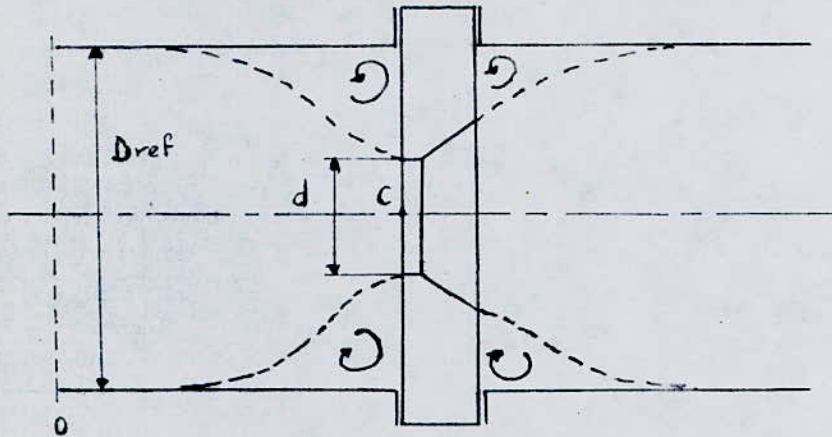
et $\Delta P' = \frac{1 - C E \beta^2}{1 + C E \beta^2} (P_1 - P_2)$ est la perte de pression dûe à l'organe primaire (diaphragme).

V-2.2) CALCUL DU DEBIT THEORIQUE:

Soit ρ la masse volumique du fluide et P_0, C_0 la pression statique et la vitesse à l'amont de l'appareil ,en un endroit où la veine fluide occupe toute la conduite (section S); P_c, C_c , la pression statique et la vitesse dans la région où la section de la veine est minimale (section s) .

$$\text{On pose : } m = \frac{s}{S} = \frac{C_0}{C_c}$$

Appliquons le théorème de Bernoulli entre "0" et "C" . Voir figure ci-dessous :



$$\frac{C_c^2 - C_0^2}{2} = \frac{P_0 - P_c}{\rho} \implies C_c^2 = \frac{2 \cdot (P_0 - P_c)}{\rho \cdot (1 - m^2)}$$

On pose: $E = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}}$ (Coefficient de vitesse d'approche)

D'où: $C_c = E \sqrt{\frac{2 (P_0 - P_c)}{\rho}}$

Le débit volumique théorique est alors:

$$q_v = s \cdot C_c = E \cdot s \cdot \sqrt{\frac{2 (P_0 - P_c)}{\rho}}$$

Pour obtenir le débit réel ,il faut multiplier la valeur précédente par un coefficient de débit inférieur à 1 ,déterminé expérimentalement et qui traduit l'influence des pertes par frottement ,par tourbillons et par l'inégale répartition des vitesses dans la section de la tuyère .

On tient compte aussi de :

• Dans le calcul on prend s=section minimale de l'appareil

déprimogène sans tenir compte du coefficient de contraction .

Les prises de pression annulaires (Voir fig.3) sont constituées par deux chambres pratiquées dans des couronnes prévus en amont et en aval du diaphragme et maintenues par deux brides , ceci pour prendre des mesures de pression moyennes et n'est pratiquement pas influencé par des variations local de pression .Ainsi ,au lieu de mesurer P_0 et P_c , on mesure P_1 et P_2 dans les angles morts amont et aval de l'appareil déprimogène, mais ceci nécessite une nouvelle correction :

Le débit réel est :
$$qv = C.E.s. \sqrt{\frac{2 (P_1 - P_2)}{\rho_0}}$$

V-2.3) CALCUL DE β AU POINT DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE:

Sachant que:

Δh_d -Différence de niveau du mercure dans le manomètre.

D-Diamètre de la conduite.

Q_{max} -Débit maximal de la pompe.

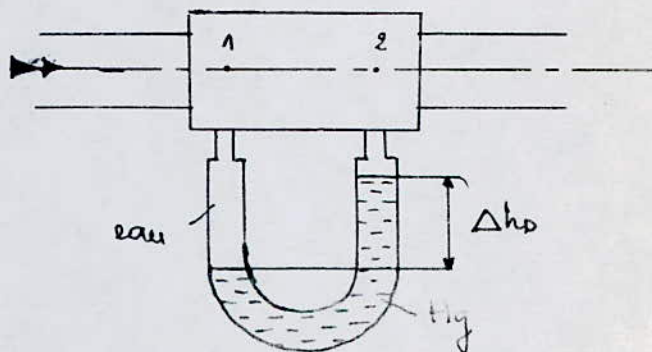
Q_n -Débit nominal de la pompe.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = g \cdot (\rho_{Hg} - \rho_{eau}) \cdot \Delta h_d$$

$$Q_{max} = C.E.s \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_0}} = C.E. \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_0}}$$

$$= C.E. \beta^2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_0}}$$

====>
$$C.E. \beta^2 = \frac{Q_{max}}{(\pi D^2 / 4) \cdot \sqrt{(2 \Delta P / \rho_0)}}$$



D'après la formule Stolz: $C = C(\text{Red}, \beta)$

$$\text{Avec: } \text{Red} = \frac{C_o \cdot D}{\mathcal{V}} = \frac{Q_{\max}}{\pi \cdot D^2 / 4} \cdot \frac{D}{\mathcal{V}} = \frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot D \cdot \mathcal{V}}$$

$$\text{Et: } E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} = E(\beta)$$

En calculant le nombre de Reynolds, on trouve l'intervalle où se trouve β .

Sachant la formule de E et la formule de Stolz, on calcule la valeur: $C \cdot E \cdot \beta^2$ pour quelques valeurs successives de β .

On trace le graphe de la fonction $C E \beta^2 = f(\beta)$.

Nous calculons ensuite la valeur de: $\frac{Q_{\max}}{(\pi \cdot D^2 / 4) \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho}}$

que nous situons sur le graphe.

D'où nous tirons la valeur de β^* correspondante.

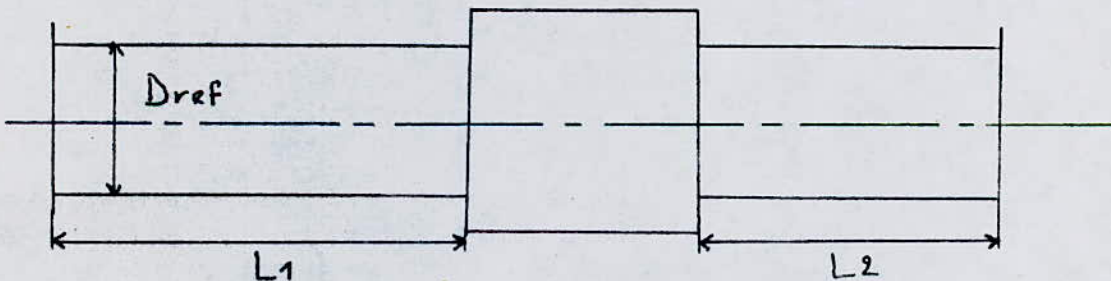
$$\text{Sachant que: } \beta = \frac{d}{D} \implies d = \beta \cdot D$$

V-2.4) CALCUL DE LA POSITION DU DIAPHRAGME:

Les éléments d'une installation provoquent une perturbation dans l'écoulement. Pour avoir une bonne précision de mesure, il faut tenir compte des longueurs de conduites données par le tableau ci-dessous:

β	L1/D	L2/D
0.2	34 (17)	4 (2)
0.25	34 (17)	4 (2)
0.3	34 (17)	5 (2.5)
0.35	36 (18)	5 (2.5)
0.4	36 (18)	6 (3)
0.45	38 (19)	6 (3)
0.5	40 (20)	6 (3)
0.55	44 (22)	6 (3)
0.6	48 (24)	7 (3.5)
0.65	54 (27)	7 (3.5)
0.7	62 (31)	7 (3.5)
0.75	70 (35)	8 (4)

NB: On peut prendre aussi les valeurs entre parenthèses.



Donc sachant β , nous connaissons L_1/D et L_2/D , nous déterminons L_1 et L_2 .

VI) CHOIX DE LA POMPE ET DU MOTEUR:

VI-1) CHOIX DE LA POMPE:

La pompe retenue est celle existant déjà dans le laboratoire de mécanique énergétique. C'est une pompe monocellulaire fabriquée par

le complexe pompes et vannes de Berrouaghia ,du type 40-NVA-150-5 .

Où: 40-désigne le diamètre de la conduite de refoulement.

150- " " roue centrifuge.

5- " l'épaisseur du canal de la roue centrifuge.

Les caractéristiques de cette pompe sont les suivantes:

Diamètre nominal d'aspiration:	Dasp = 50 mm
" " de refoulement:	Dref = 40 mm
Débit nominal:	Q = 18 m ³ /h
Hauteur manométrique nominale:	H = 23.5 m
Puissance nominale:	P = 1.85 Kw
NPSHr (requis):	NPSHr = 2.7 m
Vitesse de rotation nominale:	N = 2900 tr/mn
Masse:	m = 23.1 Kg

VI-2)CHOIX DU MOTEUR:

L'entraînement se fait à l'aide d'un moteur asynchrone se trouvant également dans le laboratoire énergétique de marque SEVER et du type: ZK90L2 ,moteur triphasé de tension 380 V et ayant les caractéristiques suivantes:

Puissance:	P = 2.2 Kw
Vitesse de rotation:	N = 2885 tr/mn
Fréquence:	f = 50 Hz
Cos θ :	cos θ = 0.86

VII) APPLICATION DES DONNEES AU CALCUL DU DIAPHRAGME:

VII-1) DIAMETRE D'ETRANGLEMENT d:

Sachant que: $Q_{nom} = 18 \text{ m}^3/\text{h} = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$

et: $Q_{max} = 1.3 \times Q_{nom} = 23.4 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0065 \text{ m}^3/\text{s}$

fixons $\Delta h_d = 1 \text{ m}$ (voir § V-2.3)

D'où: $\Delta P = P_1 - P_2 = g \cdot (\rho_{Hg} - \rho_{eau}) \cdot \Delta h_d$

A.N: $\Delta P = 9.81(13600 - 1000) \times 1$

$\Delta P = 123606 \text{ Pa}$

$$CE\beta^2 = \frac{Q_{max}}{(\pi \cdot D^2 / 4) \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_e}} \quad (\text{voir § V-2.3})$$

Sachant que, le diamètre de refoulement est $D = 40 \text{ mm}$

et que la viscosité cinématique de l'eau à $T=20^\circ\text{C}$ est $\nu = 10^{-6}$

nous calculons le nombre de Reynolds:

$$Re_d = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 6.5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-6}} \quad Re_d = 207006.37$$

D'où d'après (§ V-2.1), $\beta \in [0.23 \div 0.8]$

Déterminons les valeurs du produit $CE\beta^2$ pour 7 ou 8 valeurs de β successives, sachant la formule de Stolz pour déterminer le facteur

C et la formule :
$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

Nous dressons le tableau suivant:

β	0.23	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
β^2	0.05	0.09	0.16	0.25	0.36	0.49	0.64
E	1.0014	1.0041	1.0131	1.0328	1.0719	1.1471	1.3014
C	0.5976	0.5988	0.6013	0.6041	0.6061	0.6039	0.5899
$CE\beta^2$	0.0299	0.0541	0.0975	0.1560	0.2339	0.3394	0.4913

A l'aide de ces valeurs nous traçons le graphe de la fonction $CE\beta^2 = f(\beta)$. (voir le graphe sur la page suivante)

$$\text{Or: } CE\beta^2 = \frac{Q_{\max}}{(\pi \cdot D^2 / 4) \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_e}} = \frac{4,6,5 \cdot 10^{-3}}{\pi (40 \cdot 10^{-3})^2 \sqrt{2 \cdot 123606 / 1000}}$$

====> $CE\beta^2 = 0.328$ correspond graphiquement à $\beta = 0.6925$

$$\text{Sachant que } \beta = \frac{d}{D} \quad \text{====>} \quad d = \beta \times D = 0.6925 \times 40 \cdot 10^{-3}$$

$$d = 27.7 \text{ mm}$$

VII-2) CALCUL DE LA POSITION DU DIAPHRAGME:

$$\beta = 0.6925 \quad \text{====>} \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{L1}{D} = 62 \quad \text{====>} \quad L1 = 2.48 \text{ m} \\ \frac{L2}{D} = 7 \quad \text{====>} \quad L2 = 0.28 \text{ m} \end{array} \right.$$

VIII) ELABORATION DE LA METHODE DE DEPOUILLEMENT DES MESURES:

VIII-1) LE DEBIT: Q

$$Q = CE\beta^2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{eau}}}$$

Avec: $CE\beta^2 = 0.328$

$$\Delta P = g \cdot (\rho_{Hg} - \rho_{eau}) \cdot h$$

D'où:
$$Q = 0.328 \cdot \frac{\pi \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 (\rho_{Hg} - \rho_{eau}) \cdot g \cdot h}{\rho_{eau}}}$$

A.N:
$$Q = 0.328 \cdot \frac{\pi (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 (13600 - 1000) 9.81 h}{1000}}$$

$$Q = 6.4778 \cdot 10^{-3} \sqrt{h}$$

Donc: sachant h nous calculons Q.

VIII-2) LA HAUTEUR MANOMETRIQUE TOTAL: Hm

C'est la différence de pression en mètre de colonne liquide entre les orifices d'aspirations et de refoulements.

$$H_m = \frac{P_{ref} - P_{asp}}{g \cdot \rho_2} + H_2 - H_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g}$$

$H_2 - H_1 = Z$ Distance relative entre le point d'aspiration et de refoulement: $Z = 140 \text{ mm}$

$$Q = C_1 \times S_1 = C_2 \times S_2$$

$$= C_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = C_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$$

$$\begin{aligned} \implies \frac{C2^2 - C1^2}{2.g} &= \frac{1}{2.g} \left[\left[\frac{4.Q}{\pi.D1^2} \right]^2 - \left[\frac{4.Q}{\pi.D2^2} \right]^2 \right] \\ &= \frac{16.Q^2}{2.\pi^2.g} \left[\frac{1}{D1} - \frac{1}{D2} \right] \end{aligned}$$

$$\text{D'où: } H_m = \frac{P2 - P1}{\rho.g} + Z + \frac{8.Q^2}{\pi^2.g} \left[\frac{1}{D1^2} - \frac{1}{D2^2} \right]$$

$$\text{A.N: } H_m = \frac{P2 - P1}{9.81 \cdot 10^3} + 0.14 + \frac{8.Q^2}{\pi^2 \cdot 9.81} \left[\frac{1}{(50 \cdot 10^{-3})^2} - \frac{1}{(40 \cdot 10^{-3})^2} \right]$$

D'où: Connaissant le débit Q et les pressions P1 et P2 , nous calculons Hm.

P1-voir dénivellation du mercure.

P2-voir manomètre à cadran.

VIII-3) LA PUISSANCE TOTAL ABSORBEE PAR LA POMPE: Pp

$$P_p = \eta_{om} \times P_m \quad (a) \quad P_m: \text{puissance absorbée par le moteur}$$

La puissance absorbée par le moteur est mesurée à l'aide d'un wattmètre branché sur le circuit du moteur ,c'est aussi la puissance fournit par le réseau .Si U est la tension aux bornes d'une phase du stator, I le courant dans cette phase et θ le déphasage entre U et I alors: $P_m = 3UI \cos \theta$.

Connaissant la caractéristique du moteur donnant le rendement du moteur en fonction de la puissance fournit par le circuit , nous déterminons ce rendement pour chaque puissance correspondante aux différents régimes de fonctionnement de la pompe.

D'où nous revenons à la formule (a) pour calculer la puissance total absorbée par la pompe.

LA CARACTERISTIQUE DU MOTEUR:

On trace les caractéristiques en fonction de la puissance utile P_u exprimée en Kw ou en CV.

Le rendement η part de zéro à vide et croît avec P_u suivant une caractéristique ayant à peu près la même allure pour toutes les machines tournantes. Il doit avoir une valeur voisine de son maximum pour le fonctionnement nominal. Il diminue ensuite de plus en plus rapidement pour redevenir nul à l'arrêt.

Le maximum de η croît d'ordinaire avec la puissance de la machine. Il est d'autant meilleur que l'on n'impose pas au rotor d'être résistant et que les conditions d'utilisation du moteur permettent un mode de refroidissement plus efficace.

La figure sur la page suivante donne un exemple de caractéristiques pour un moteur de moyenne puissance.

On a d'abord tracé la totalité des courbes donnant $I_1, \cos \phi_1, g, C_u$ et η . Les flèches indiquent dans quel sens elles sont décrites quant on va de la marche à vide jusqu'à l'arrêt. Les parties correspondant à la branche instable de la caractéristique mécanique sont tracées en traits interrompus.

On a ensuite repris la partie utile des caractéristiques c'est à dire celle comprise entre la marche à vide et une légère surcharge en prenant pour g, C_u et I_1 des échelles permettant une meilleure lecture.

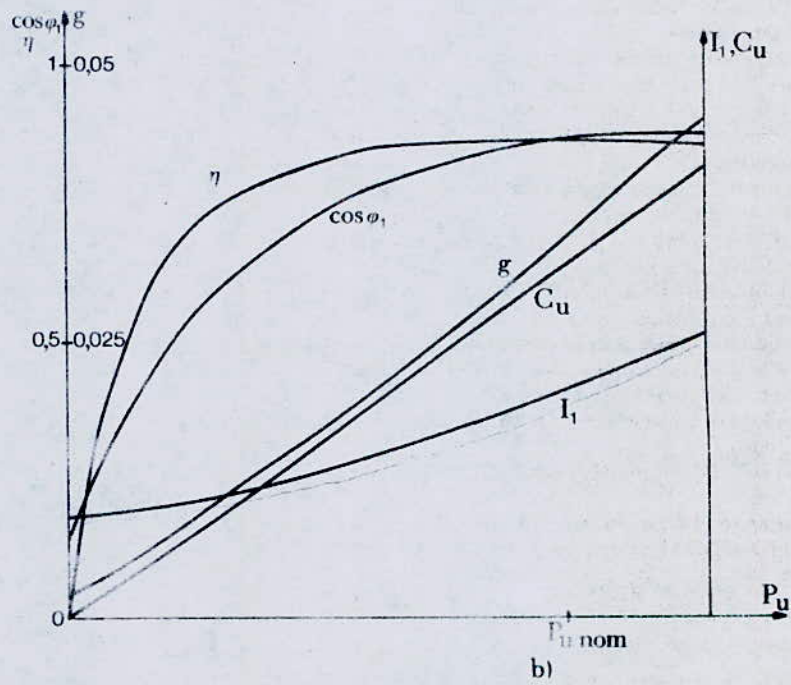
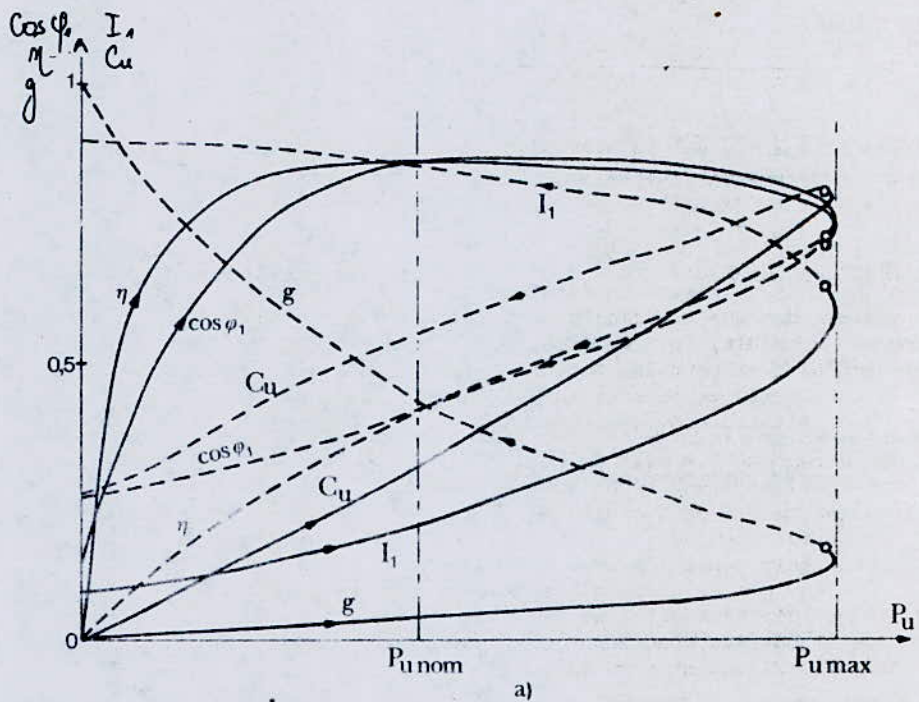


Fig. 10

VIII-4) LE RENDEMENT: η

$$\eta = \frac{P}{P_t}$$

$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m$: Puissance effective de la pompe

D'où:
$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m}{P_t}$$

VIII-5) CHARGE NETTE A L'ASPIRATION: NPSH

VIII-5.1) NOTION SUR LA CAVITATION:

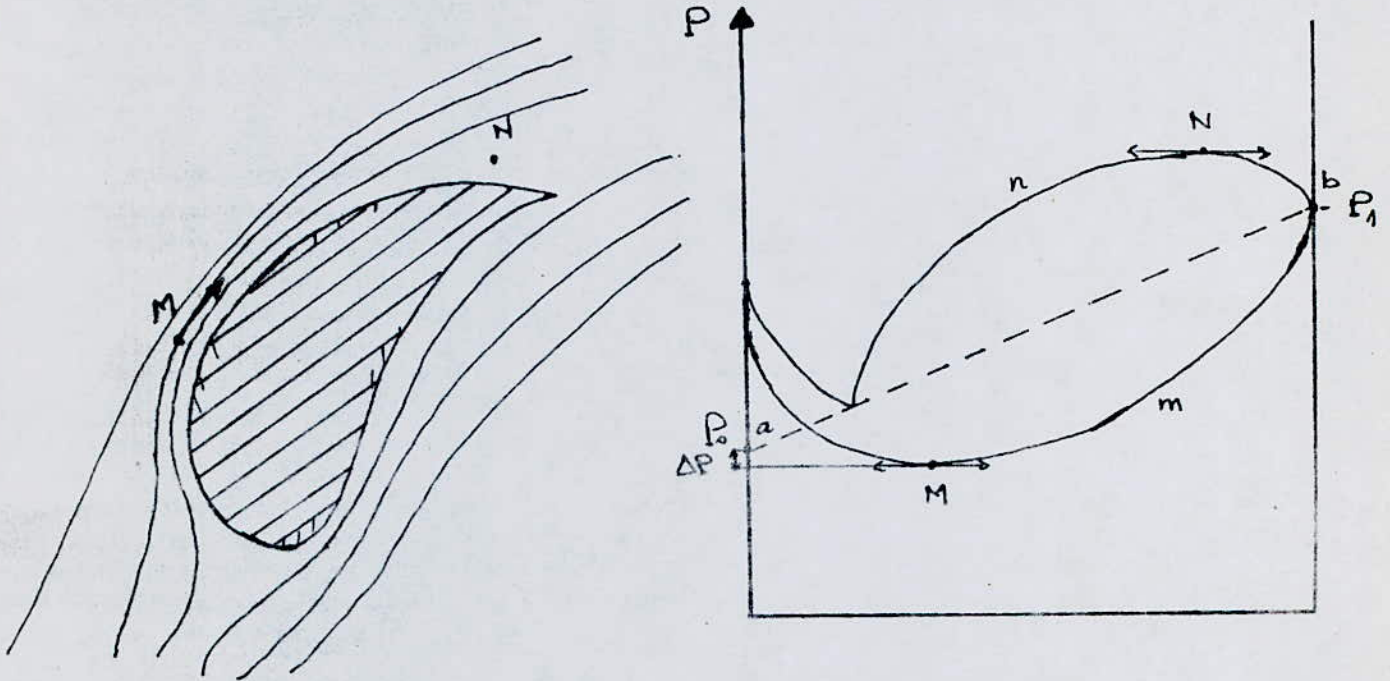
La cavitation est un phénomène destructif provoqué par l'abaissement, dans certaines régions de la pompe, de la pression au-dessous de la valeur critique qui est la tension de vapeur à la température donnée pendant le fonctionnement. Ce phénomène consiste dans la formation de bulles remplies d'air et de gaz dans cette région, et qui se dirigent ensuite avec le courant autour de la roue vers des régions de plus hautes pressions où elles sont écrasées (implosions). La basse pression est plus ou moins égale à la pression de saturation, selon le degré de pureté de l'eau.

Pendant l'implosion, qui se produit avec une très grande fréquence, les surfaces exposées à la cavitation sont soumises à l'action d'ondes de chocs de haute intensité.

Les chocs provoqués par la répétition des implosions arrachent du matériaux aux endroits les moins résistants (pores, fissures, cassures, etc...) , ce qui provoque :

- .Des vibrations .
- .Des craquements et des bruits continus .
- .Une réduction considérable de la hauteur d'élévation et du rendement de la pompe .

L'analyse de l'installation montre que le point de plus faible pression est le point M sur l'extrados de l'aube ,et, le point de plus haute pression est le point N du même côté de l'aube (voir schémas ci-dessous) .



écoulement autour d'une aube mobile

Diagramme des pressions

Sur une aube ,la pression évolue de P_0 à l'entrée ,jusqu'à P_1 à la sortie avec une surpression (anb) et une dépression (amb). Donc , la pression la plus basse ,où il y a apparition des bulles de vapeur ,est la pression P_M ($<P_0$) . Et la pression la plus haute, où il y a implosions des bulles de vapeur ,est la pression P_N ($>P_1$) .

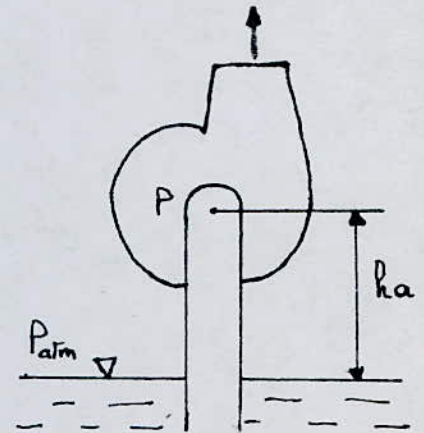
VIII-5.2) LES CAUSES DE LA CAVITATION:

La cavitation est favorisée par les conditions de fonctionnement suivantes :

- α). Une trop grande hauteur d'aspiration ou trop petite charge à l'aspiration .
- β). Dépassement du débit normal , d'où, accroissement de la vitesse d'écoulement et baisse de pression .
- γ). Alimentation défectueuse de la roue et brusques modifications de la direction de l'écoulement .

VIII-5.3) INTERPRETATION ANALYTIQUE:

Supposons une pompe centrifuge fonctionnant à une hauteur d'aspiration h_a (voir figure ci-contre) . D'après la loi de Bernoulli entre le niveau de la surface libre de l'eau du réservoir et l'entrée de la pompe nous avons :



$$\frac{P}{\rho g} + h_a + \frac{v^2}{2g} + h_{a'} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \int \cdot g \cdot 0 + \frac{0}{2g}$$

Avec: $h_{a'}$ -perte de charge dans la conduite d'aspiration .

$$\implies P = P_{atm} - \int \cdot g \cdot h_a - \int \cdot \frac{v^2}{2} - \int \cdot g \cdot h_{a'}$$

Sachant qu'il y a une dépression ΔP entre l'entrée de l'aube et le point M de l'extrados de l'aube , d'où:

$$P_M = P - \Delta P$$

Avec:
$$\Delta P = \lambda \cdot \int \cdot \frac{W^2}{2}$$

Où: W -Vitesse relative de l'eau à l'entrée de l'aube.

λ -Coefficient de dépression dynamique, dépendant du tracé et de l'épaisseur de l'aube (En générale on requit la valeur :

$\lambda = 0.18$ pour les pompes centrifuge) .

$$\text{Donc: } PM = P_{atm} - \rho \cdot g \cdot h_a - \rho \cdot \frac{V^2}{2} - \rho \cdot g \cdot h_a' - \lambda \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2}$$

Sachant que pour éviter la cavitation, il faut que: $PM > P_{sat}$

$$\implies (P_{atm} - \rho \cdot g \cdot h_a - \rho \cdot \frac{V^2}{2} - \rho \cdot g \cdot h_a' - \lambda \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2}) > P_{sat}$$

$$\implies \frac{P_{atm}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{sat}}{\rho \cdot g} - h_a - h_a' > \frac{\rho}{2} \cdot (V^2 + \lambda \cdot W^2)$$

$$\text{Où: } \frac{P_{atm}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{sat}}{\rho \cdot g} - h_a - h_a' = NPSH_d \quad (d:\text{disponible}) \quad (a)$$

C'est la charge nette à l'aspiration, disponible, d'un système de pompage .

$$\text{Et: } \frac{P_{atm}}{\rho \cdot g} \cdot (V^2 + \lambda \cdot W^2) = NPSH_r \quad (r:\text{requis})$$

$$= \frac{P_1 - P_{sat}}{\rho \cdot g} + \frac{C_1}{2 \cdot g}$$

$$= \sigma \cdot H$$

σ :Paramètre de cavitation de THOMA, sa valeur constitue le critère du risque de cavitation à l'intérieur d'une pompe .

$$\sigma = \frac{1.21 Ns^{\frac{4}{3}}}{1000}$$

$$Ns = N \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Vitesse spécifique}$$

$$N = 2900 \text{ tr/mn}$$

$$Q = 18 \text{ m}^3/\text{h} = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 23.5 \text{ m}$$

$$\text{A.N:} \quad Ns = 2900 \cdot \frac{(5 \cdot 10^{-3})^{\frac{1}{2}}}{23.5^{\frac{3}{4}}} = 19.21 \text{ tr/mn}$$

$$\implies \sigma = \frac{1.21 \cdot 19.21^{\frac{4}{3}}}{1000} = 0.062$$

$$\implies \text{NPSHr} = \sigma \cdot H = 0.062 \times 23.5 = 1.457 \text{ m}$$

Pour avoir un fonctionnement sans cavitation de la pompe, il faut s'assurer que le NPSHd et le NPSHr qui est une caractéristique de la pompe, satisfont la condition de non cavitation suivante:

$$\text{NPSHd} > \text{NPSHr} \quad (\beta)$$

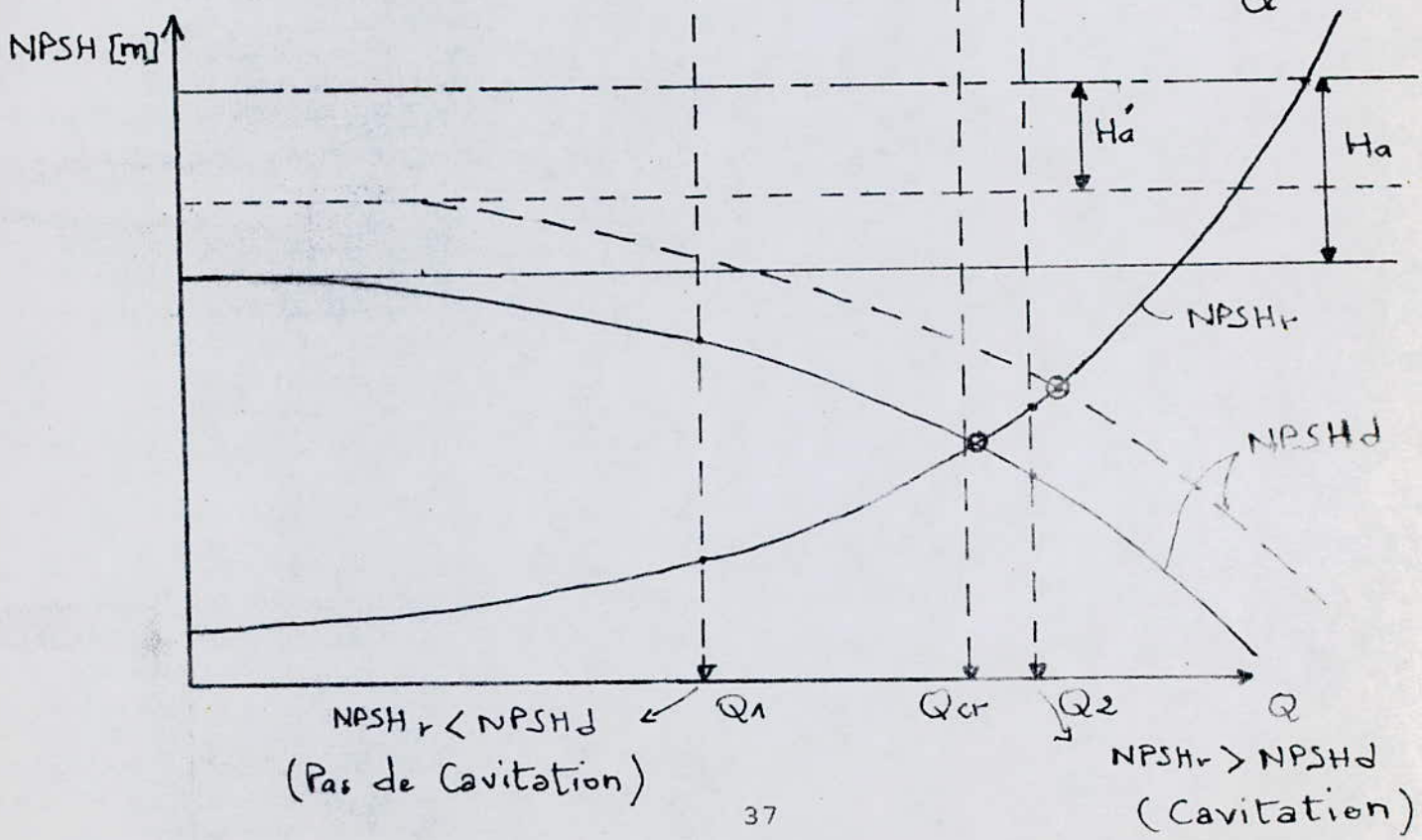
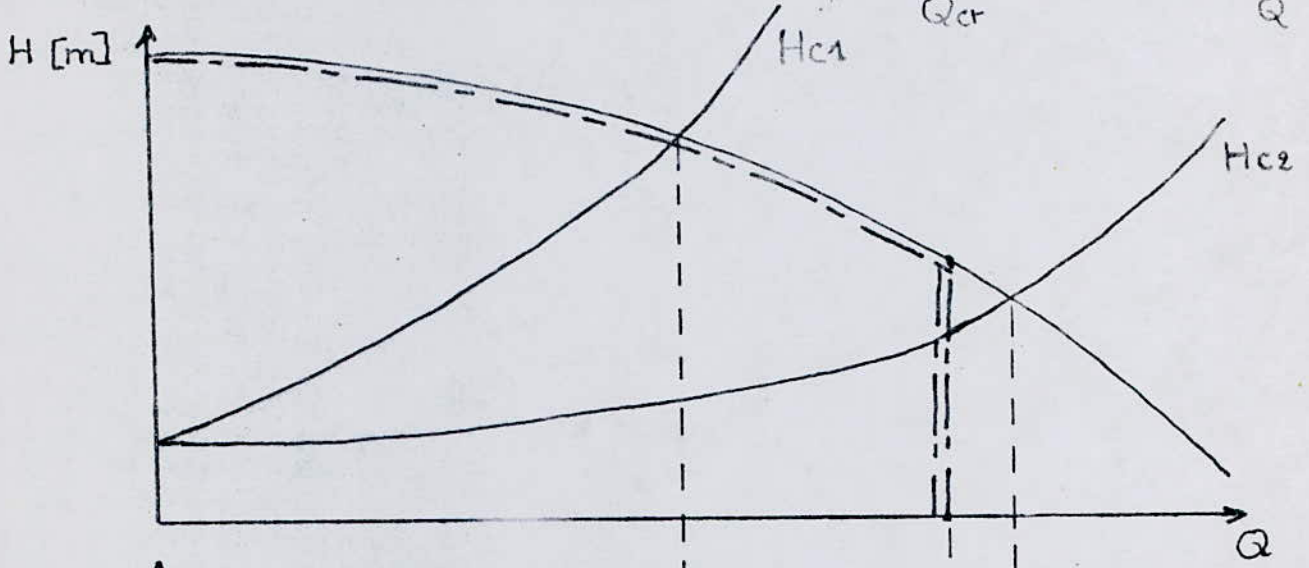
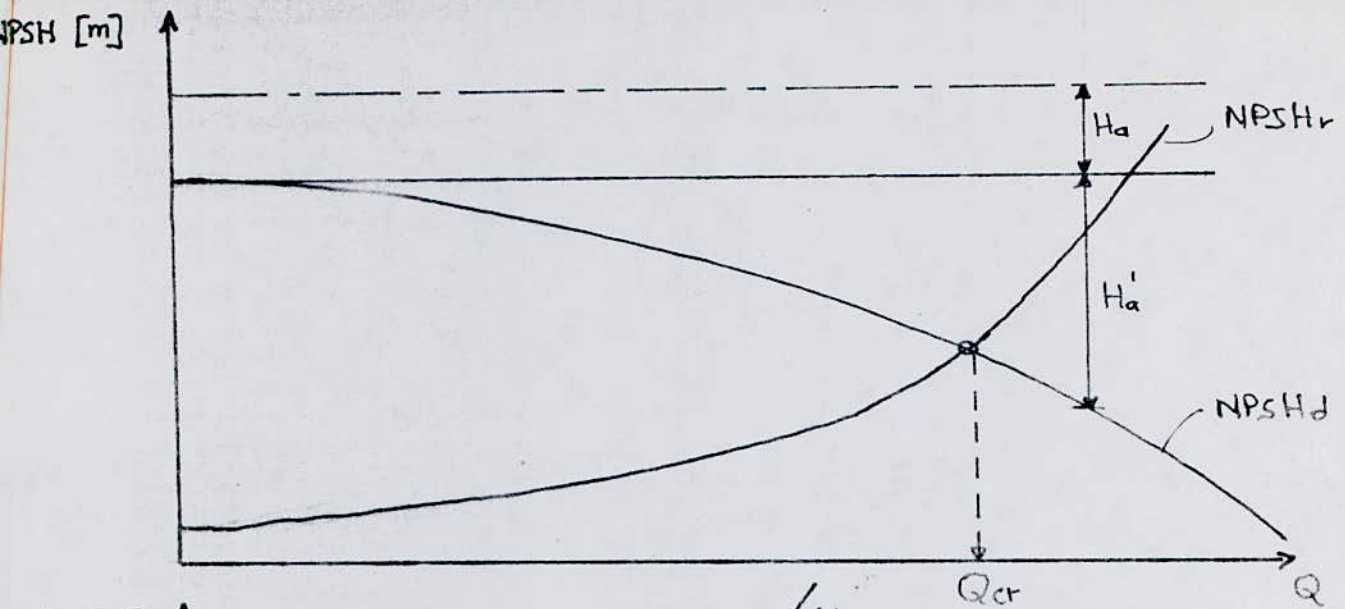
La hauteur d'aspiration s'écrit, d'après la formule (α):

$$ha = \frac{P_{atm} - P_{sat}}{\bar{w}} - \text{NPSHd} - ha'$$

D'où, d'après la formule (β), la hauteur d'aspiration maximale sera:

$$ha(\text{max}) = \frac{P_1 - P_{sat}}{\bar{w}} - \text{NPSHr} - ha'$$

Voir graphes ci-dessous.



H_0 : Courbe caractéristique de la conduite où travaille la pompe.

H_{c2} : Obtenue, si on ouvre la vanne dans le circuit.

Théoriquement, quand on atteint le débit critique Q_{cr} , la courbe de la fonction $H(Q)$ chute (voir trait mixte fin); Donc même si on ouvre la vanne pour passer de H_{c1} à H_{c2} , on n'atteindra pas le débit Q_2 (projection de H_{c2}). Donc, avec H_c (cavitation), le débit ne peut augmenter, il reste Q_{cr} ; Ceci est dû au fait qu'à partir du point critique, il existe des bulles de vapeur qui remplissent la pompe. Si on diminue la hauteur de plaçage, h_a , de la pompe jusqu'à h_a' , le point d'intersection des courbes $NPSH_r$ et $NPSH_d$ s'éloigne à droite, ainsi on pourra atteindre des débits supérieurs sans tomber dans le cas de cavitation.

VIII-5.4) PREVENTION DE LA CAVITATION:

Pour éviter la cavitation, il existe deux solutions:

- a). Solution dépendant du constructeur qui doit calculer convenablement l'écoulement et éviter les régimes de survitesses. On peut améliorer la construction pour réduire la cavitation.

Pour cela, on a recouru à l'utilisation de matériaux résistants à l'action de la cavitation et soigner la composition chimique, la dureté, le mode de fabrication (moulage, laminage, forgeage), le traitement thermique, etc... C'est ainsi qu'on a classé les matériaux suivants dans un ordre croissant de résistance à la cavitation :

- .Fonte
- .Bronze ordinaire
- .Bronze d'Aluminium
- .Acier
- .Acier à 13% de Chrome
- .Acier inox type 18/8 (en plaquettes soudées sur les aubes)

b).Solution dépendant de l'utilisateur qui doit placer la pompe convenablement pour éviter la cavitation ,solution possible à réaliser en respectant la hauteur maximale d'aspiration, en utilisant le minimum de coudes, tés, vannes, ou toute autres obstacles susceptible de diminuer la charge d'aspiration .

VIII-5.5)COMMENT REPERER LA CAVITATION PENDANT LE FONCTIONNEMENT:

Il est très difficile de savoir expérimentalement et avec précision le moment de l'apparition de la cavitation .

On peut adopter comme critères de début de cavitation ,soit l'apparition de bruits et de vibrations , donc signes acoustiques, soit une certaine chute du pouvoir manométrique ou du rendement à débit donné .

Il est certain qu'on ne peut déceler un début de cavitation que si celui-ci devient important .Donc pour détecter les premières bulles on utilise plusieurs procédés :

a).La visualisation du phénomène en laboratoire en utilisant un stator à parois transparentes à l'entrée de la roue et un appareillage stroboscopique .On peut ,alors, voir nettement l'apparition des toutes premières bulles .

Cette méthode est surtout utilisée dans les turbines

hydrauliques .Elle est plus difficile pour les pompes car, au lieu de se diriger vers l'extérieur de la roue ,qui est plus facilement observable , les bulles sont emportées par le courant à l'intérieur des aubages où leur observation cesse d'être possible .

b).L'observation en utilisant un microscope enregistreur qui repère l'apparition des premiers petits chocs dûs à la cavitation par différence avec le bruit normal fait par la machine au point de fonctionnement considéré .

Des essais effectués dans un centre d'EDF ont montré que le bruit relatif commençait toutefois à croître légèrement avant même l'apparition de toute cavitation .L'explication de ce fait est que la teneur en air de l'eau a une influence sur le bruit ;Plus elle est élevée ,plus le bruit naturel de la machine est amorti .

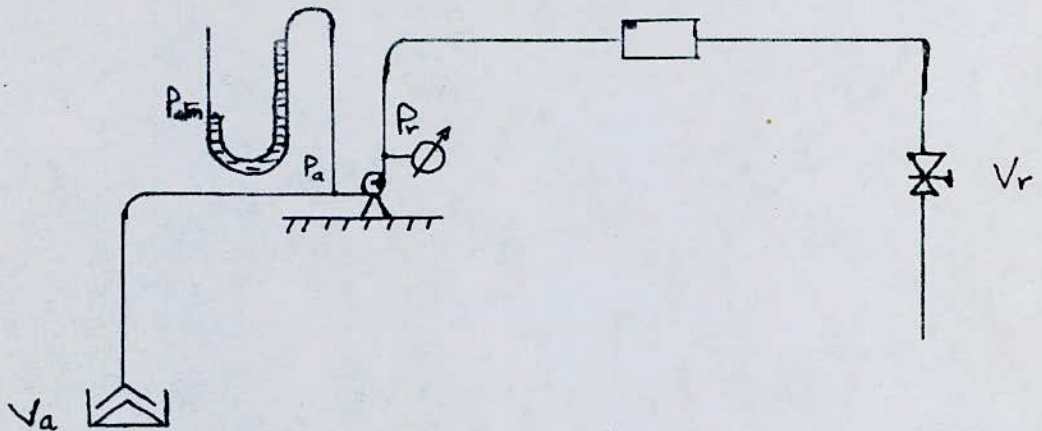
Ainsi ,du point de vue technique ,il est intéressant d'avoir des informations sur l'apparition de la cavitation ,mais du point de vue industriel ,ce début de cavitation n'affecte pas les caractéristiques de la pompe ; et ne gêne pas s'il ne met pas la vie de la roue en danger .

Si celle-ci peut être changée au bout d'un certain temps pour un prix raisonnable , on peut tolérer une cavitation plus accélérée .

Du point de vue industriel ,la cavitation tolérable est ,donc, difficile à définir ,et relève en fait de cas d'espèces .

VIII-5.6) ORGANIGRAMME POUR LA PRISE DES MESURES ET LE TRACAGE DES

DIFFERENTES COURBES:



- 1). Vérifier l'état de marche de l'installation.
- 2). Purger les appareils de mesure.
- 3). On ouvre la vanne V_a au maximum (voir schéma ci-dessus): La dixième graduation de la règle (a) correspond à cette ouverture maximale, où la section de passage entre les deux cônes (b) et (c) est égale à la section de la conduite d'aspiration.
- 4). On règle le débit à la valeur $Q_{max} = 1.3 \times Q_{nom}$, à l'aide de la vanne V_r de la conduite de refoulement.
- 5). On ferme V_a du dixième de sa section maximale; Quand le flux est uniforme dans toute la section, on relève les pressions P_{asp} et P_{ref} et la dénivellation h du mercure causée par la dépression au niveau du diaphragme pour calculer les valeurs de Q , H_m , η , et $NPSH_d$.
- 6). On porte ces valeurs sur les graphes des fonctions $H_m(Q)$, $\eta(Q)$, et $NPSH_d(Q)$.
- 7). On ferme V_a d'un autre dixième et on refait les étapes (5) et (6), jusqu'à atteindre la pression d'aspiration $P_{asp} = P_{sat}$ (apparition de la cavitation).

8). Dans le cas de $P_{asp} = P_{sat}$, on calcul la vitesse d'aspiration C_1 en fonction du débit Q correspondant et du diamètre D_{asp} , puis, on calcul le NPSHd correspondant qu'on porte sur le graphe de la fonction $NPSHd = NPSHd(Q)$.

9). On trace les courbes qu'on interprète ensuite, en mettant en évidence les variations brusques de ces courbes dès l'apparition de la cavitation (voir § VIII-5.3).

IX) METHODE DES MOINDRES CARRES POUR LE DEPOUILLEMENT DES MESURES:

On suppose qu'on peut représenter la fonction f sous forme d'une combinaison linéaire finie des fonctions d'un système:

$$\begin{aligned} & \varphi_0(x), \varphi_1(x), \varphi_2(x), \dots : \\ f(x) &= \sum_{j=0}^m \alpha_j \varphi_j(x) \end{aligned} \quad (a)$$

mais on ne connaît ni le nombre m ni les coefficients $\alpha_j (j=0, \dots, m)$. A partir des valeurs approchées (mesurées) \bar{f}_i de $f(x_i), i=1, \dots, n$, où n est suffisamment grand, on veut déterminer le nombre m et les coefficients $\alpha_j \approx \alpha_j (j=0, 1, \dots, m)$.

$$y_m(x) = \sum_{j=0}^m \alpha_j \varphi_j(x) \quad (b)$$

Soit une bonne approximation de la fonction f (dans un intervalle) selon la méthode des moindres carrés on détermine les coefficients $\alpha_j (j=0, 1, \dots, m)$ à partir de la condition:

$$H(\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_m) = \sum_{i=1}^n w(x_i) \left[\bar{f}_i - \sum_{j=0}^m \alpha_j \varphi_j(x_i) \right]^2 = \min \quad (c)$$

où $x \rightarrow w(x)$ est une fonction positive connue, nommé poids. Si

l'on mesure les valeurs \bar{f}_i avec une même précision, alors: $w(x)=1$.

La méthode des moindres carrés permet de déterminer aussi le nombre m .

La condition nécessaire pour que la fonction H admet un maximum est:

$$\frac{\partial H}{\partial \alpha_k} = -2 \sum_{i=1}^n w(x_i) \left[\bar{f}_i - \sum_{j=0}^m \alpha_j \psi_j(x_i) \right] \psi_k(x_i) = 0 \quad (d)$$

$$(k = 0, 1, \dots, m)$$

le système (d) est un système linéaire de $m+1$ équations à $m+1$ inconnues.

On peut démontrer que, si le système (d) possède une solution unique, alors, la fonction H admet pour cette solution la valeur maximale.

Le système (d) s'écrit sous forme (en remplaçant les paramètres inconnues par leurs estimations):

$$(e) \left\{ \begin{array}{l} a_0 \sum w_i \psi_0 \psi_0 + a_1 \sum w_i \psi_1 \psi_0 + \dots + a_m \sum w_i \psi_m \psi_0 = \sum w_i \bar{f}_i \psi_0 \\ a_0 \sum w_i \psi_0 \psi_1 + a_1 \sum w_i \psi_1 \psi_1 + \dots + a_m \sum w_i \psi_m \psi_1 = \sum w_i \bar{f}_i \psi_1 \\ \vdots \\ a_0 \sum w_i \psi_0 \psi_m + a_1 \sum w_i \psi_1 \psi_m + \dots + a_m \sum w_i \psi_m \psi_m = \sum w_i \bar{f}_i \psi_m \end{array} \right.$$

$$\text{où: } \sum w_i \psi_l \psi_k = \sum_{i=1}^n w(x_i) \psi_l(x_i) \psi_k(x_i) ;$$

$$\sum w_i \bar{f}_i \psi_k = \sum_{i=1}^n w(x_i) \bar{f}_i \psi_k(x_i) ; \quad k = 0, 1, \dots, m$$

Pour éliminer l'influence des erreurs des coefficients du système (e) sur sa solution, on étudiera désormais le système (e) sous

l'hypothèse que les fonctions $\varphi_0(x), \dots, \varphi_m(x)$ forment un système orthogonal sur l'ensemble des points x_1, x_2, \dots, x_n .

DEFINITION:

1°) Les fonctions $\varphi_k(x)$ et $\varphi_j(x), (k \neq j)$, sont dites orthogonales par rapport au poids $w(x)$ sur l'ensemble des points x_1, x_2, \dots, x_n si :

$$\sum_{i=1}^n w_i \varphi_k(x_i) \varphi_j(x_i) = 0 \quad (f)$$

2°) Le système $\varphi_0(x), \varphi_1(x), \dots, \varphi_m(x)$ est dit système orthogonal des fonctions par rapport au poids $w(x)$ sur l'ensemble des points x_1, x_2, \dots, x_n s'il y a lieu la condition (f) pour $k \neq j$ ($k, j = 0, 1, \dots, m$).

Le système $\varphi_0(x), \varphi_1(x), \dots, \varphi_m(x)$ étant un système orthogonal par rapport au poids $w(x)$ sur l'ensemble des points x_1, x_2, \dots, x_n , le système linéaire (e) admet la forme :

$$a_k \sum_{i=1}^n w_i \varphi_k^2(x_i) = \sum_{i=1}^n w(x_i) \bar{f}_i \varphi_k(x_i) ; \quad (k = 0, 1, \dots, m)$$

D'où :

$$a_k = \frac{1}{\lambda_k} \sum_{i=1}^n w(x_i) \bar{f}_i \varphi_k(x_i) \quad (g)$$

$$\text{où : } \lambda_k = \sum_{i=1}^n w(x_i) \varphi_k^2(x_i) ; \quad k = 0, 1, \dots, m$$

La formule (g) montre que le coefficient a_k ne dépend pas des autres coefficients $a_0, a_1, \dots, a_{k-1}, a_{k+1}, \dots, a_m$.

Si, donc on ajoute un système orthogonal $\varphi_0(x), \varphi_1(x), \dots, \varphi_m(x)$ encore une fonction $\varphi_{m+1}(x)$ il suffit de calculer le coefficient a_{m+1} (selon la formule (g), avec "m" = m+1). Les coefficients a_0, a_1, \dots, a_m

restent sans changement .C'est une propriété importante de la méthode étudiée.

Construction d'un système orthogonal des polynômes:

$$Q_k(x) = 1 x^k + \alpha_k^{(1)} x^{k-1} + \dots + \alpha_k^{(k-1)} x + \alpha_k^{(k)} \quad (k=0,1,\dots)$$

par rapport au poids $w(x)$ sur l'ensemble des points x_1, x_2, \dots, x_n .

Un tel système se construit de la manière suivante :

Tout polynôme $Q_k(x)$ est de degré k dont le coefficient de x est égal à 1. On a donc : $Q_0(x) = 1$

Et $Q_1(x)$, on peut le mettre sous la forme:

$$Q_1(x) = x - C_1 \quad Q_0(x) = x - C_1$$

Comme: $\sum w_i Q_1 Q_0 = 0 \iff \sum w_i (x_i - C_1) = 0 \iff \sum w_i x_i = C_1 \sum w_i$

On a:

$$C_1 = \frac{\sum_{i=1}^n w(x_i) \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n w(x_i)}$$

Et si l'on mesure \bar{f}_i ($i=1, \dots, n$) avec une même précision , alors, $w_i = w(x_i) = 1$ ($i=1, \dots, n$) et on a:

$$C_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

Ainsi on a:

$$Q_0(x) = 1, \quad Q_1(x) = x - C_1 \quad (h)$$

où: $C_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$ (on suppose $w(x)=1$)

Le polynôme suivant se met sous la forme :

$$\varphi_2(x) = (x - C_2^{(1)}) \cdot \varphi_1(x) - C_2^{(2)} \cdot \varphi_0(x)$$

Et pour déterminer les coefficients $C_2^{(1)}$ et $C_2^{(2)}$ on a les deux conditions :

$$\sum \varphi_2 \cdot \varphi_0 = 0 \quad \text{et} \quad \sum \varphi_2 \cdot \varphi_1 = 0 \quad (\text{en supposant } w(x)=1)$$

On peut établir des formules de récurrence exprimant $\varphi_{k+1}(x)$ par $\varphi_k(x)$ et $\varphi_{k-1}(x)$:

On obtient ces formules en se servant du théorème suivant:

THEOREME:

Si $\varphi_r(x)$, ($r=0,1,\dots,m$) est un système orthogonal des polynômes sur l'ensemble des points x_1, x_2, \dots, x_n on a:

$$\sum_{i=1}^n x_i^k \varphi_r(x_i) = 0 \quad \text{pour } k = 0, 1, \dots, r-1 \quad (i)$$

Il en résulte de ce théorème que si $\psi(x)$ est un polynôme de degré $k < r$ on a:

$$\sum_{i=1}^n \psi(x_i) \varphi_r(x_i) = 0 \quad (j)$$

THEOREME:

Si les polynômes $\varphi_0(x), \varphi_1(x), \dots, \varphi_k(x)$ forment un système orthogonal sur l'ensemble des points x_1, \dots, x_n , alors le polynôme

$$\varphi_{k+1}(x) = (x - C_{k+1}^{(1)}) \cdot \varphi_k(x) - C_{k+1}^{(2)} \cdot \varphi_{k-1}(x) \quad ; \quad k=1, 2, \dots \quad (k)$$

Où:

$$C_{k+1}^{(1)} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot \varphi_k^2(x_i)}{\sum_{i=1}^n \varphi_k^2(x_i)} \quad ; \quad C_{k+1}^{(2)} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot \varphi_{k-1}(x_i) \cdot \varphi_k(x_i)}{\sum_{i=1}^n \varphi_{k-1}^2(x_i)} \quad (l)$$

$$k = 1, 2, 3, \dots$$

Est orthogonal par rapport à chaque polynôme $(x)^r$, ($r=0,1,\dots,k$) sur l'ensemble des points x_1, \dots, x_n .

REMARQUE:

Si $x_{i+1} = x_i + n$ ($i=1, \dots, n-1$), le calcul des coefficients $C_{k+1}^{(1)}$ et $C_{k+1}^{(2)}$ se simplifie si on fait un changement de la variable x ;

$$u = \frac{x - \bar{x}}{n}, \quad \text{où} \quad \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

ERREURS COMMISES SUR L'EVALUATION DES VALEURS APPROCHEES a_j DES PARAMETRES α_j ($j=0,1,\dots,m$) :

Si les mesures des valeurs approchées \bar{f}_i de $f(x_i)$ ($i=1, \dots, n$) ont les propriétés suivantes:

- 1°) Elles sont indépendantes
- 2°) Elles sont faites avec une même précision
- 3°) On ne commet pas d'erreurs systématiques
- 4°) Les erreurs inévitables suivent la loi normale d'un écart quadratique σ (qui caractérise l'erreur de mesure)

On a alors:

$$\sigma^2 \approx s_m^2 = \frac{1}{n-m-1} \sum_{i=1}^n \left[\bar{f}_i - (a_0 \cdot \varphi_0(x_i) + a_1 \cdot \varphi_1(x_i) + \dots + a_m \cdot \varphi_m(x_i)) \right]^2 \quad (m)$$

L'erreur moyenne quadratique δ_{a_j} de l'évaluation a_j du paramètre inconnu α_j est donnée par la formule :

$$\sigma = \frac{\sigma}{\sqrt{\lambda_j}} ; \quad \text{où} \quad \lambda_j = \sum_{i=1}^n w_j^2(x_i) \quad (n)$$

$$j = 0, 1, \dots, m$$

et pour l'erreur moyenne quadratique σ de la mesure, on a la formule approchée:

$$\sigma \approx s_m \quad (o)$$

où s_m^2 est donné par la formule (m).

DETERMINATION D'UN DEGRE OPTIMAL m_0 DU POLYNOME (b):

On fait les calculs pour $m=1$, puis pour $m=2$, etc...., en calculant chaque fois s_m^2 suivant la formule (m).

Si $m < m_0$, la valeur de s_m^2 dépend non seulement des erreurs inévitables des mesures (de f_i) mais surtout du fait que m est trop petit. C'est pourquoi, si m croît alors s_m^2 diminue sensiblement. Lorsque m atteint la valeur optimale m_0 , la valeur $s_{m_0}^2$ sera à peu près égale à σ^2 , les erreurs inévitables de mesures étant prises en considération (elles sont en général inférieures à σ). Si m continue de croître, la valeur s_m^2 conservera pratiquement la même valeur. Il en résulte qu'on détermine le degré optimal m_0 du polynôme (b) en se servant de la condition :

$$s_{m_0}^2 \approx s_{m_0-1}^2 \approx \sigma^2 \quad (p)$$

LES VARIABLES PRINCIPALES UTILISEES DANS LE PROGRAMME:

- N ---> nombre de prise de mesure.
- $h(I)$ ---> dénivellation du mercure au niveau du diaphragme.
- $Q(I)$ ---> débit.
- PI ---> π
- D1 ---> diamètre de la conduite d'aspiration.
- D2 ---> " " " de refoulement.
- G ---> gravitation.
- R_{hg} ---> masse volumique du mercure (13600 Kg/m^3).
- R_e ---> " " de l'eau (1000 Kg/m^3).
- $H_m(I)$ ---> hauteur manométrique.
- P_{asp} ---> pression d'aspiration.
- P_{ref} ---> " de refoulement.
- Z ---> distance relative entre le point d'aspiration et le point de refoulement.
- $P_p(I)$ ---> puissance total absorbée de la pompe.
- $R_p(I)$ ---> rendement de la pompe.
- $P_m(I)$ ---> puissance absolue du moteur.
- $R_m(I)$ ---> rendement du moteur.
- P_{atm} ---> pression atmosphérique.
- P_{sat} ---> " de saturation de l'eau à la température T (20°)
- $C_1(I)$ ---> vitesse de l'eau à l'entrée de la pompe.
- $C_2(I)$ ---> " " la sortie de la pompe.
- X(I) ---> xi
- F(I) ---> f_i : valeurs mesurées.

$Y(I) \rightarrow$ approximation de la fonction $f(x_i)$.

$H(I) \rightarrow \varphi_0(x_i)$

$G(K, I) \rightarrow \varphi_k(x_i)$

$A \rightarrow a_0 \quad ; \quad A(K) = a_k$

$S \rightarrow s_0^2 \quad ; \quad S(K) = s_k^2$

X) CONCLUSION:

Ce travail ,terminé avec l'aide de dieu, peut avoir deux intérêts: D'un côté ,il a consisté a étudier les performances d'une pompe de fabrication local du type 40-NVA-150-5 ,en essayant en même temps de lui adopter des instruments convenables et pouvant être réalisés au niveau de notre atelier de génie mécanique .De l'autre côté ,il est intéressant dans l'élaboration d'un polycopié de travaux pratiques nécessaire aux étudiants dans leurs manipulations sur les pompes .

Un autre intérêt de cette manipulation , c'est l'étude d'un phénomène destructif sur les pompes pour lui trouver une solution économique et efficace .

Ainsi ,la réalisation et la manipulation pratique nous permettrons de vérifier les courbes et les résultats obtenus théoriquement .De même ,il serait préférable que l'étude soit élargie aux matériaux et instruments utilisés en vue de trouver des solutions optimales pour les diamètres des conduites ,les vannes , les coudes et autres ,pour diminuer les pertes de charges d'un côté et augmenter le rendement de l'installation de l'autre côté .

Ce que nous souhaitons ,c'est qu'on réalise ce banc d'essai pour permettre une évaluation plus détaillée des performances de la pompe ,notamment, en faisant varier d'autres paramètres de fonctionnement .

BIBLIOGRAPHIE

1).Cours de turbomachines .

de Mr: KHEMIS

2).Turbomacines hydrauliques et thermiques: tome 2

de M.SEDILLE

3).Turbopompes: Théorie ,tracé ,et construction .

de A.T.TROSKOLANSKI

4).Technique de l'ingénieur .


```

20 PRINT
22 PRINT "*****"
26 PRINT "2°) calcul du rendement de la pompe en fonction du débit:"
27 PRINT "-----"
000 FOR I=1 TO 10
010 READ RM(I),PM(I)
011 NEXT I
020 DATA .9533,1956.6,.9484,1956.6,.9406,1956.6,.9388,1956.6,.9332,1957,
021 PRINT TAB(12)"Pp";TAB(35);"Rp"
025 FOR I=1 TO N
030 PP(I)=RM(I)*PM(I)
050 RP(I)=Q(I)*R2*G*HM(I)/PP(I)
060 PRINT TAB(8);(STR$(PP(I))+" ");TAB(31);(STR$(RP(I))+" ")
070 F(I)=RP(I)
075 X(I)=Q(I)
090 F(I)=F(I)/B2
095 REM F(I) sans dimension
096 NEXT I
097 GOSUB 9000
110 PRINT "Représentation D'une fonction F(X) établi par une mesure"
115 PRINT "Degré";J+1
116 PRINT"x : valeurs mesurées du débit."
117 PRINT"f : valeurs mesurées du rendement."
118 PRINT"y : valeurs estimées du rendement."
120 PRINT TAB(15);"x";TAB(35);"f";TAB(55);"y"
130 FOR I=1 TO N
140 Y(I)=A*H(I)
150 FOR K=1 TO J+1
160 Y(I)=Y(I)+(A(K)*G(K,I))
170 NEXT K
175 PRINT TAB(8);STR$(X(I))+" ";TAB(31);STR$(F(I)*B2)+" ";TAB(50);
TR$(Y(I)*B2)+" "
180 NEXT I
190 PRINT "Erreur quadratique (sigma) sans dimension"
191 PRINT "S( 0 )=";SQR(S)
192 FOR I=1 TO J+1
195 PRINT "S(";I;)"=";SQR(S(I))
196 NEXT I
200 PRINT
205 PRINT "*****"
211 PRINT "3°) calcul du NPSHd [m] en fonction du débit:"
212 PRINT "-----"
010 PRINT TAB(10)"NPSHd(I)"
020 FOR I=1 TO N
025 NPSHD(I)=PASP(I)/(R2*G)+(C1(I)^2/(2*G))-(PSAT/(R2*G))
030 PRINT TAB(8);(STR$(NPSHD(I))+" ")
040 F(I)=NPSHD(I)
050 X(I)=Q(I)
060 F(I)=F(I)/B3
065 REM F(I) Sans dimension
070 NEXT I
075 GOSUB 9000
090 PRINT "Représentation D'une fonction F(X) établi par une mesure"

```

```

095 PRINT "Degré";J+1
096 PRINT "x : valeurs mesurées du débit."
097 PRINT "f : valeurs mesurées du NPSHd."
098 PRINT "y : valeurs estimées du NPSHd."
000 PRINT TAB(15);"x";TAB(35);"f";TAB(55);"y"
10 FOR I=1 TO N
20 Y(I)=A*H(I)
30 FOR K=1 TO J+1
40 Y(I)=Y(I)+A(K)*G(K,I)
50 NEXT K
55 PRINT TAB(8);STR$(X(I))+ " " ";TAB(31);STR$(F(I)*B2)+ " " ";TAB(50);
STR$(Y(I)*B3)+ " " "
60 NEXT I
70 PRINT "Erreur quadratique (Sigma) sans dimension"
71 PRINT "S( 0 )=";SQR(S)
72 FOR I=1 TO J+1
75 PRINT "S(";I;")=";SQR(S(I))
76 NEXT I
90 PRINT "*****"
000 STOP
000 REM *****
001 REM Sous programme pour la méthode des moindres carres:
002 REM -----
010 REM
020 REM Représentatif d'une fonction établi par une mesure
030 REM Méthode des moindres carres
040 REM Représentation par un système orthogonal des polynômes
050 REM
060 REM *****
090 LET A=0
100 FOR I=1 TO N
110 H(I)=1
120 A=A+F(I)
130 NEXT I
140 A=A/N
150 S=0
160 FOR I=1 TO N
170 E(I)=F(I)-(A*H(I))
180 S=S+(E(I)^2)
190 NEXT I
200 S=S/(N-1)
210 M=0
220 FOR I=1 TO N
230 M=M+X(I)
240 NEXT I
250 C1=M/N
260 M=0
270 M1=0
280 FOR I=1 TO N
290 G(1,I)=X(I)-C1
300 M=M+G(1,I)*F(I)
310 M1=M1+G(1,I)*G(1,I)
320 NEXT I

```

```

330 A(I)=M/M1
340 M=0
350 FOR I=1 TO N
360 E(I)=E(I)-A(1)*G(1,I)
370 M=M+E(I)*E(I)
380 NEXT I
390 S(1)=M/(N-1)
400 FOR K=1 TO N-1
410 M1=0
420 M2=0
430 M3=0
440 M4=0
450 FOR I=1 TO N
460 M1=M1+X(I)*G(K,I)*G(K,I)
470 M2=M2+G(K,I)*G(K,I)
475 IF K=1 THEN LET M5=H(I)
476 IF K>1 THEN LET M5=G(K-1,I)
480 M3=M3+X(I)*M5*G(K,I)
490 M4=M4+M5*M5
500 NEXT I
510 C1=M1/M2
520 C2=M3/M4
530 M1=0
540 M2=0
550 FOR I=1 TO N
555 IF K=1 THEN LET M5=H(I)
556 IF K>1 THEN LET M5=G(K-1,I)
560 G(K+1,I)=(X(I)-C1)*G(K,I)-C2*M5
570 M1=M1+F(I)*G(K+1,I)
580 M2=M2+G(K+1,I)*G(K+1,I)
590 NEXT I
600 A(K+1)=M1/M2
610 M=0
620 FOR I=1 TO N
630 E(I)=E(I)-(A(K+1)*G(K+1,I))
640 M=M+(E(I)^2)
650 NEXT I
655 IF K=N-2 THEN LET S(K+1)=M:GOTO 9670
660 S(K+1)=M/(N-K-2)
670 IF K=1 THEN INPUT "Degré";J:LET J=J-1
680 IF J=K THEN GOTO 9710
690 NEXT K
710 FOR I=1 TO N
720 Y(I)=A*H(I)
730 FOR K=1 TO J+1
740 Y(I)=Y(I)+A(K)*G(K,I)
750 NEXT K
770 NEXT I
790 RETURN

```


2°) calcul du rendement de la pompe en fonction du débit:

Pp	Rp
1865.227	-.2522279
1855.639	3.876938E-02
1840.378	.1909405
1836.856	.3214582
1826.273	.4269231
1812.573	.5142103
1792.025	.5601992
1764.431	.6144553
1712.962	.663912
1595.346	.7269569

Représentation D'une fonction F(X) établi par une mesure Degré 5

- x : valeurs mesurées du débit.
- f : valeurs mesurées du rendement.
- y : valeurs estimées du rendement.

x	f	y
6.144968E-03	-.2522279	.1638234
5.971835E-03	3.876938E-02	.3539319
5.793531E-03	.1909405	.4451883
5.609562E-03	.3214582	.4799541
5.419351E-03	.4269231	.484359
5.222218E-03	.5142103	.4699458
5.017345E-03	.5601992	.4373689
4.803742E-03	.6144553	.3836005
4.580188E-03	.663912	.3151929
4.345148E-03	.7269569	.2722311

Erreur quadratique (sigma) sans dimension

- S(0)= .3602688
- S(1)= .3602688
- S(2)= .3880746
- S(3)= .4153662
- S(4)= .4547704
- S(5)= .5082503

3°) calcul du NPSHd [m] en fonction du débit:

NPSHd(I)
9.330588
8.283458
7.236327
6.189198
5.142068
4.094938
3.047809
2.000679
.9535491
-9.358096E-02

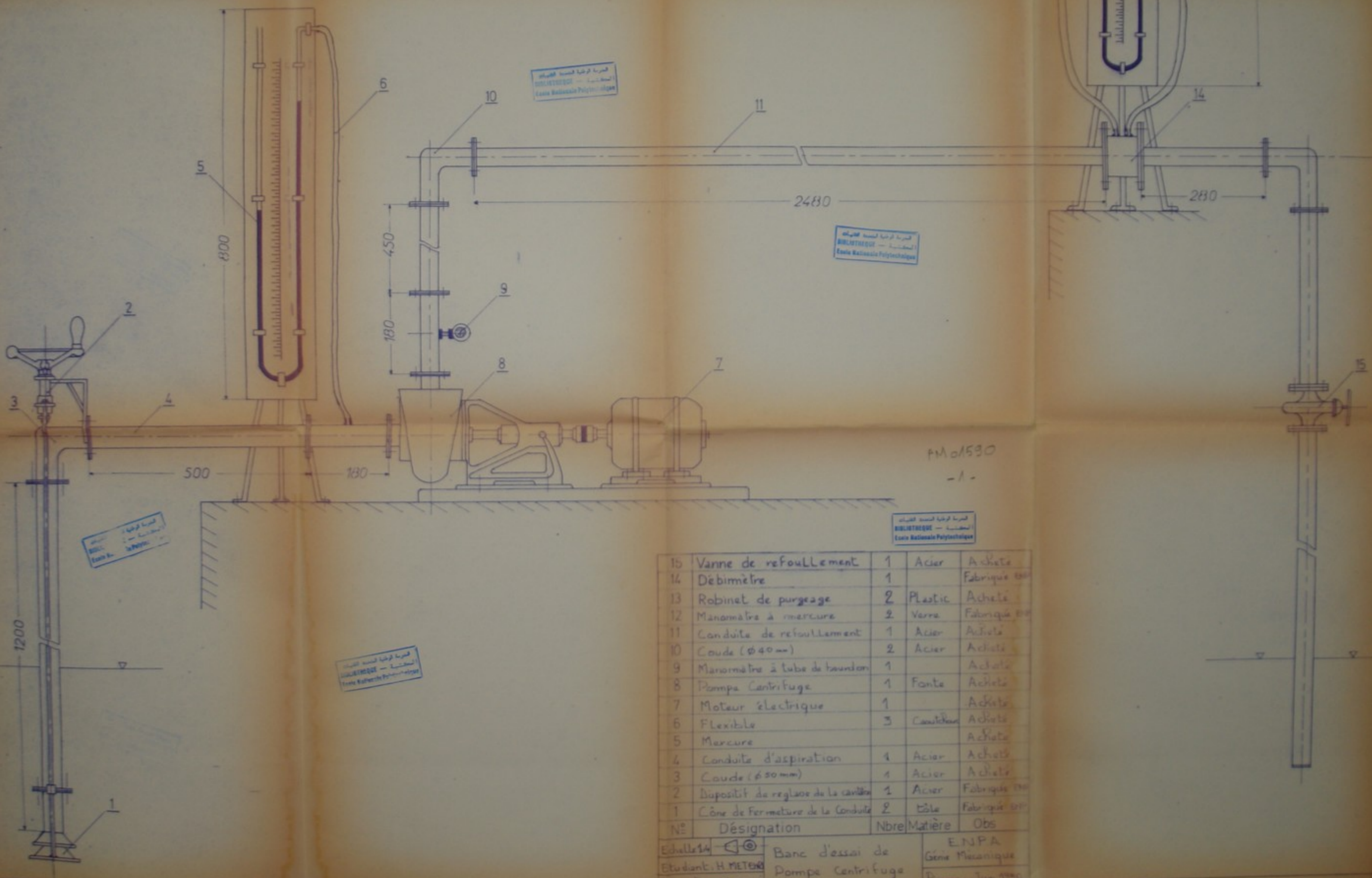
Représentation D'une fonction F(X) établi par une mesure
Degré 5

x : valeurs mesurées du débit.
f : valeurs mesurées du NPSHd.
y : valeurs estimées du NPSHd.

x	f	y
6.144968E-03	9.330588	4.8502
5.971835E-03	8.283458	4.71114
5.793531E-03	7.236327	4.599273
5.609562E-03	6.189198	4.517136
5.419351E-03	5.142068	4.467727
5.222218E-03	4.094938	4.454619
5.017345E-03	3.047809	4.4821
4.803742E-03	2.000679	4.555379
4.580188E-03	.9535491	4.680869
4.345148E-03	-9.358096E-02	4.866588

Erreur quadratique (Sigma) sans dimension

S(0)= 1.174201
S(1)= 1.174201
S(2)= 1.329869
S(3)= 1.436422
S(4)= 1.573522
S(5)= 1.759251

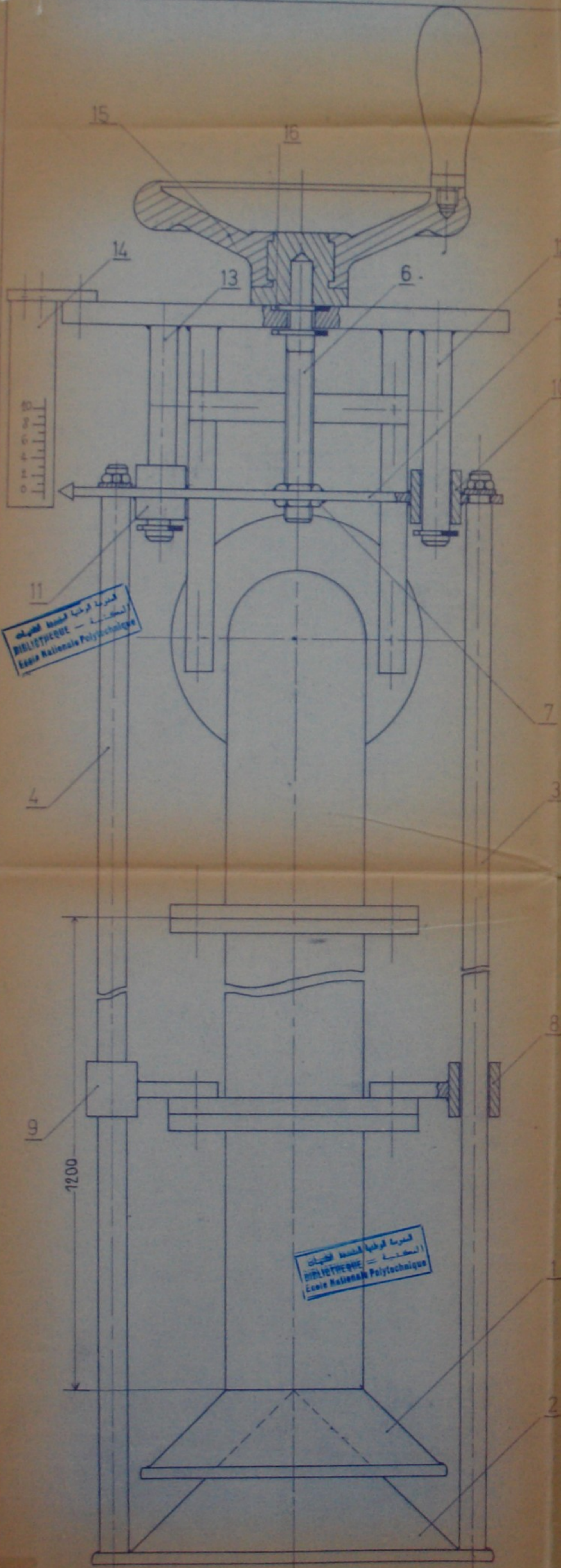


15	Vanne de refoulement	1	Acier	Achete
14	Débimètre	1		Fabrique
13	Robinet de purgeage	2	Plastic	Achete
12	Manometre à mercure	2	Verre	Fabrique
11	Conduite de refoulement	1	Acier	Achete
10	Coude (φ40mm)	2	Acier	Achete
9	Manometre à tube de baudouin	1		Achete
8	Pompe Centrifuge	1	Fonte	Achete
7	Moteur électrique	1		Achete
6	Flexible	3	Cauchoou	Achete
5	Mercure			Achete
4	Conduite d'aspiration	1	Acier	Achete
3	Coude (φ50mm)	1	Acier	Achete
2	Dispositif de reglage de la cantine	1	Acier	Fabrique
1	Cône de fermeture de la Conduite	2	tôle	Fabrique
N°	Désignation	Nbre	Matière	Obs

Echelle 1/4
 Etudiant: H. METOU
 Promoteur: M. MENEZES

Banc d'essai de
 Pompe Centrifuge

ENPA
 Génie Mécanique
 Promo: Juin 1980



المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

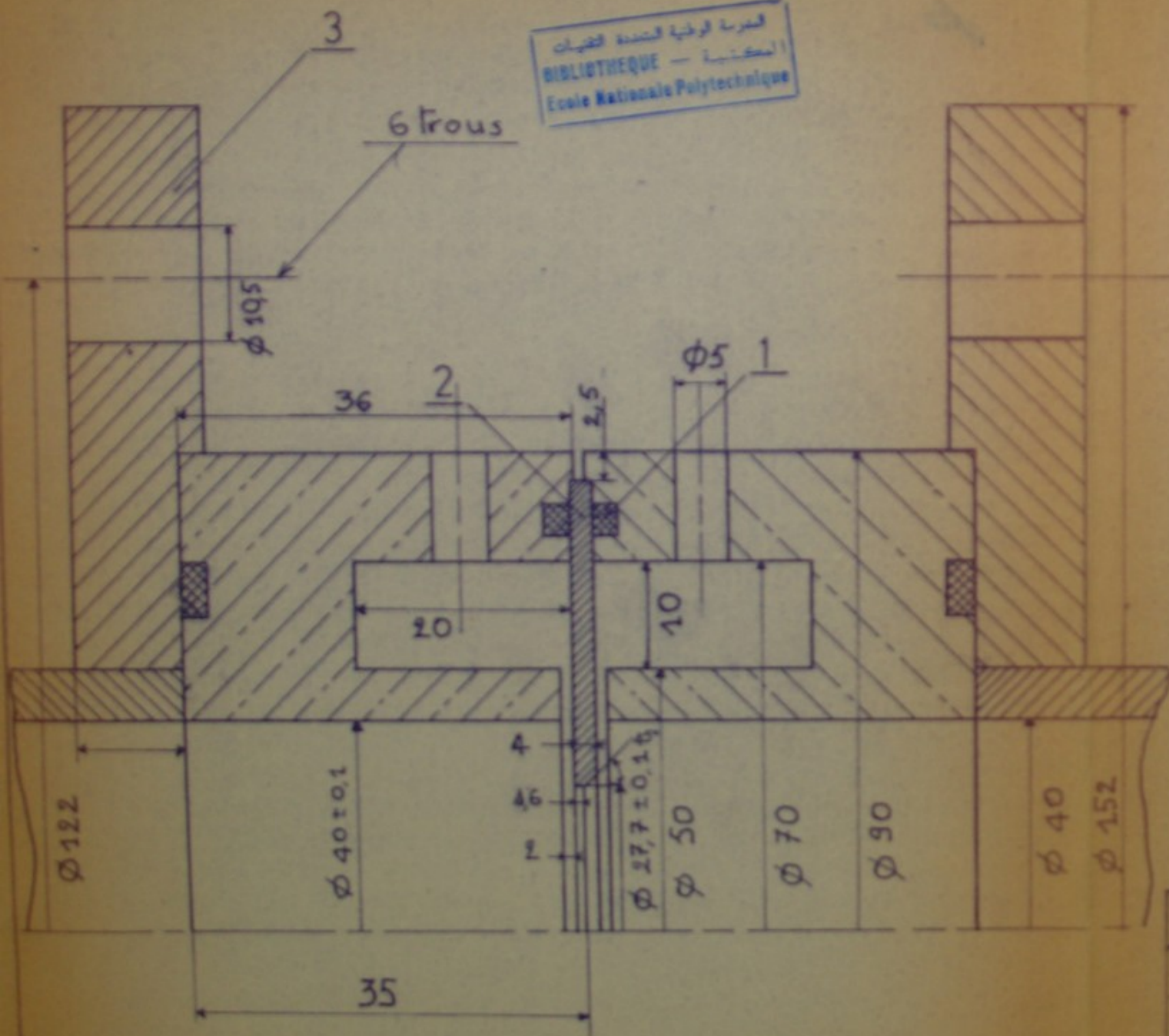
PM01590
- 2 -

المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

N°	Désignation	Nbre	Matière	Observation										
16	Anneau élastique 10*1	4	XC 75	Acheté										
15	Volant plein de 120. Alésage 8	1	Bakelite	Acheté										
14	Règle graduée	1	Verra	Fabriquée ENP										
13	Même axe que 11	1	XC 35	"										
12	Axe	1	XC 35	Fabriquée ENP										
11	Même cylindre que 8	1												
10	Même cylindre que 8	1												
9	Même cylindre que 8	1												
8	Cylindre creux, ép. 4 mm	1	Acier	Fabriquée ENP										
7	Ecrou H, M10	1	Acier	Acheté										
6	Axe fileté Ø10	1	XC 35	Fabriquée ENP										
5	Fer plat de largeur l=30mm	1	XC 35											
4	Même axe que 3	1												
3	Axe	1	XC 35	Fileté										
2	Cône en tôle: e=2mm	1	Acier	Soudée										
1	Cône en tôle: e=2mm	1	Acier	Soudée										
<table border="1"> <tr> <td>Echelle: 1/1</td> <td rowspan="3">Dispositif de réglage De la Coûtation</td> <td colspan="2">ENPA</td> </tr> <tr> <td>Etudiant: H. METEHRJ</td> <td colspan="2">Génie Mécanique</td> </tr> <tr> <td>Promoteur: M. MADANI</td> <td colspan="2">Promo: Juin 1990</td> </tr> </table>					Echelle: 1/1	Dispositif de réglage De la Coûtation	ENPA		Etudiant: H. METEHRJ	Génie Mécanique		Promoteur: M. MADANI	Promo: Juin 1990	
Echelle: 1/1	Dispositif de réglage De la Coûtation	ENPA												
Etudiant: H. METEHRJ		Génie Mécanique												
Promoteur: M. MADANI		Promo: Juin 1990												

المركز الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المركز الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



PM01590
- 3 -

3	Bride de fixation	2	Acier	Fabriqué BP
2	Diaphragme	1	Fonte	"
1	Joint d'étanchéité	4	Goutchouc	Acheté
N:	Désignation	Nbre	Matière	Observation
Echelle 2:1				E.N.P.A
Etudiant: H. METEHR		Débit-mètre		Génie Mécanique
Promoteur: M. MADANI				Promo: Juin 1990

