

33/86

2EX

وزارة التعليم والبحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT : GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT

S U J E T

ESSAI TECHNIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE
(moteur diesel) ET PROPOSITION D'UN BANC
D'ESSAIS NORMALISE

3 PLANCHES

Proposé par :
Dr A. THUMA

Etudié par :
DORBANE A.
BOUTELDJA M.

Dirigé par :
Dr A. THUMA

PROMOTION : JUIN 1986

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

الطبعة المجددة
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT

S U J E T

ESSAI TECHNIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE
(moteur diesel) ET PROPOSITION D'UN BANC
D'ESSAIS NORMALISE

Proposé par :
Dr A. THUMA

Etudié par :
DORBANE A.
BOUTELDJA M.

Dirigé par :
Dr A. THUMA

PROMOTION : JUIN 1986

REMERCIEMENT

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Nous tenons à remercier :

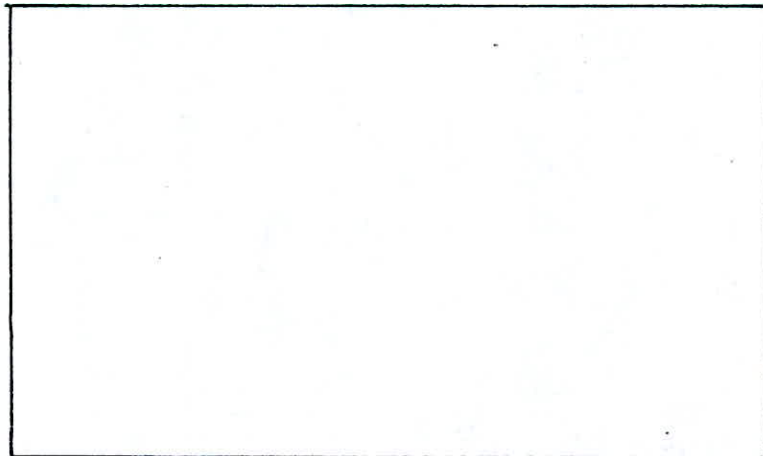
- Notre promoteur Dr. A. THUMA pour ses conseils durant l'étude de ce projet ;
- Messieurs Les enseignants et Les professeurs pour leur contribution efficace à notre formation.
- Messieurs Les membres de jury qui nous feront honneur d'apprécier notre modeste travail

DEDICACES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبية — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Pour mes chers parents
et avec toute ma grati-
tude que je dédie ce
modeste travail.

A-DORBANE

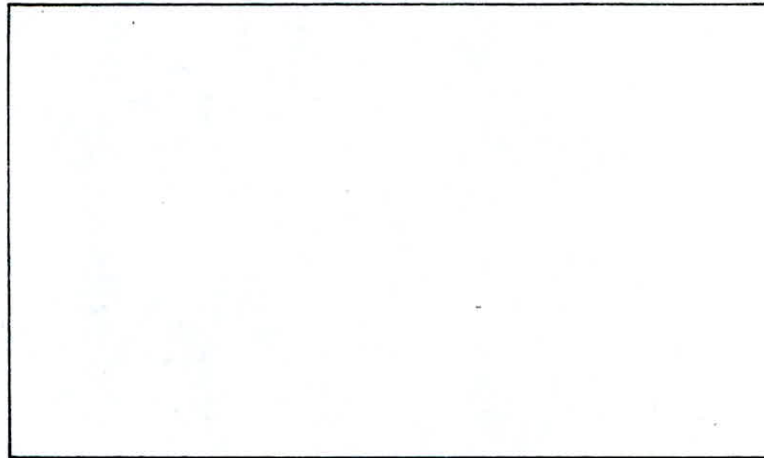


DEDICACES

Je dédie cette thèse en signe de respects
et de reconnaissances à :

- Mes chers parents
- Ma grande mère
- La mémoire de mon grand père

M. BOUTELDJA



Essai technique d'une pompe centrifuge à moteur diesel

I- Généralités

- 1 Introduction
- 2 But de travail

II But et organisation des essais

- 1 Type de bancs d'essais
- 2 Etude faite sur les différentes méthodes de mesure

III Expérience réalisée sur la pompe à moteur diesel

- 1 Présentation de la pompe centrifuge
 - 1-1 Présentation du moteur diesel
 - 1-2 Groupe moto-pompe
- 2 Principe de fonctionnement de la pompe
 - 2-1 Fonctionnement au régime optimal - rendement manométrique
 - 2-2 Fonctionnement en dehors du régime optimal
- 3 Courbes caractéristiques

IV Estimation des paramètres nominaux de la pompe

- 1 Méthodes de calcul des paramètres nominaux
 - 1-1 Estimation du débit
 - 1-2 Estimation de la hauteur
- 2 Calcul des paramètres nominaux
- 3 Autre estimation de la hauteur

V Essai technique

- 1 Introduction
- 2 Construction du circuit
 - 2-1 Remarques
- 3 Principe d'exécution des essais hydrauliques
- 4 Bilan du manomètre
- 5 Manipulation
 - 5-1 Mesures effectuées au cours de l'essai
 - 5-2 Dépouillement de mesure
 - 5-3 Puissance et rendement

6- Erreurs

2^{ème} PARTIE

Proposition d'un banc d'essais normalisé

VI- Introduction

VII- Constitution du banc d'essais normalisé

- 1- Pompes
- 2- Mesure des débits
 - 2-1- Méthode de calcul du diaphragme
 - 2-2- Calcul du diaphragme
 - 2-3- Position du diaphragme dans le système
 - 2-4- Erreurs
- 3- Vannes
- 4- Chambre de tranquillisation
- 5- Crèpine
- 6- Manomètres
- 7- Emplacement du groupe moto-pompe

VIII- Pertes de charge

IX- Notions fondamentales des caractéristiques du banc

- 1- Hauteurs géométriques
- 2- Hauteurs manométriques
- 3- Pressions
- 4- Puissances
- 5- Rendements

X- Essai de cavitation d'une pompe centrifuge

- 1- Théorie
 - 1-1- Hauteur de charge nette absolue à l'aspiration
 - 1-2- Cavitation
- 2- Manipulation

Conclusion du projet

I. GENERALITES

1- INTRODUCTION

La pompe centrifuge est une machine hydraulique servant à transformer le travail mécanique en une hausse de l'énergie hydraulique.

Elle transforme donc le travail mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique qui transmise au courant liquide permet l'élévation d'une certaine quantité de liquide dans un temps donné à une certaine hauteur, l'accroissement de la pression ou bien de la vitesse du courant liquide.

De part sa simplicité même, son encombrement et son poids relativement réduits, elle trouve un emploi de plus en plus étendu dans tous les genres d'industries.

C'est ainsi qu'on la voit s'introduire dans les centrales pour les services d'alimentation de chaudières et de condensation, pour les services portuaires et de canaux. Elle est également employée pour la distribution des eaux dans les villes, les usines, les services d'incendie et l'irrigation.

2- BUT DE TRAVAIL

Le but principale de la première partie de cette présente étude, est de déterminer les caractéristiques de la pompe centrifuge à moteur diesel existante au département d'hydraulique, dans un banc d'essais construit le plus simplement possible.

II. BUT ET ORGANISATION DES ESSAIS

Le but de l'essai consiste à vérifier avec les garanties données par le constructeur, le bon fonctionnement de la pompe elle-même.

Selon le but à atteindre, les essais se présentent sous différents aspects qui sont:

- Les essais courants à l'usine, sur de petites pompes qui n'exigent pas une grande précision et peuvent être exécutés par une seule personne.
- Les essais avec cahier des charges, souvent opérés en présence du client, soit à l'usine soit sur les lieux même de l'installation, ils requièrent dans ce cas, l'utilisation d'appareils de précision.
- Les essais sur prototype, ou essais d'étude. Ils exigent alors des appareils de haute précision utilisés par un personnel spécialisé.

D'une manière générale, les essais peuvent donc être pratiqués:

- Soit sur plate-forme d'essais du constructeur ou à défaut sur autre plate-forme spécialisée à désigner explicitement
- Soit sur place, la pompe étant montée sur les lieux même de l'installation et placée en principe, dans les conditions d'utilisation réelles prévues au contrat

1-TYPE DE BANCS D'ESSAIS

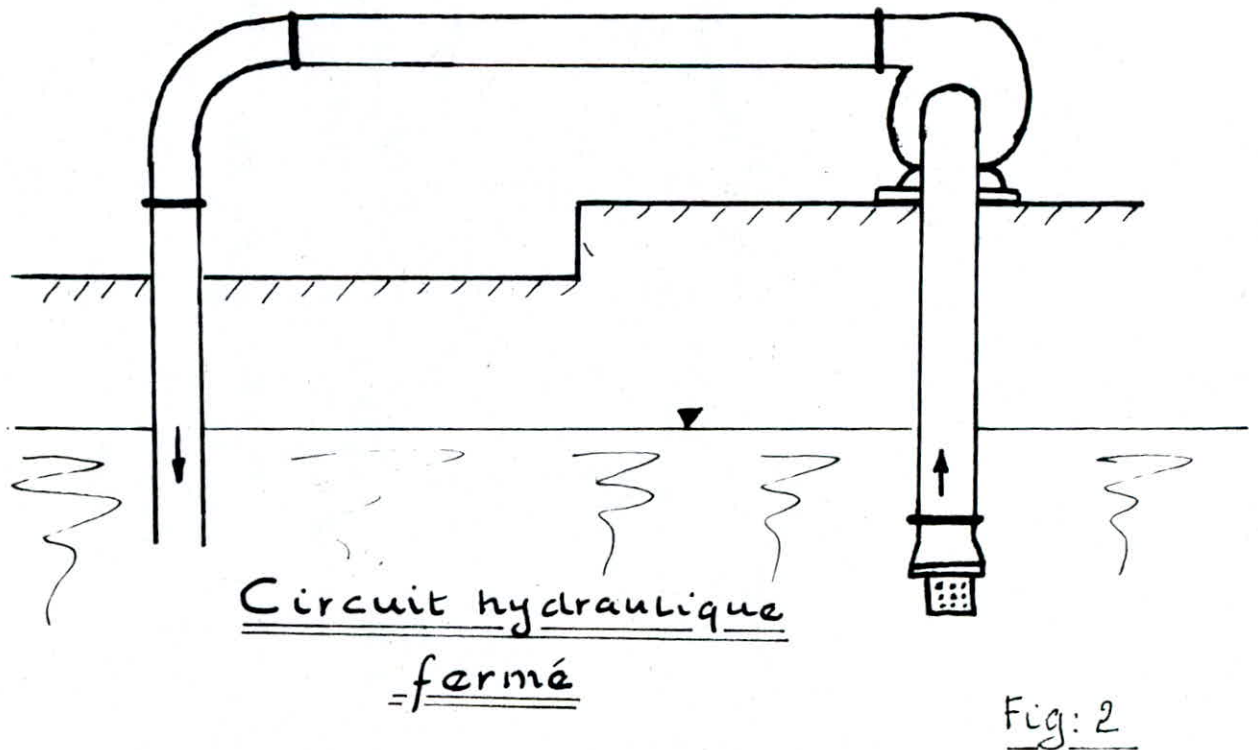
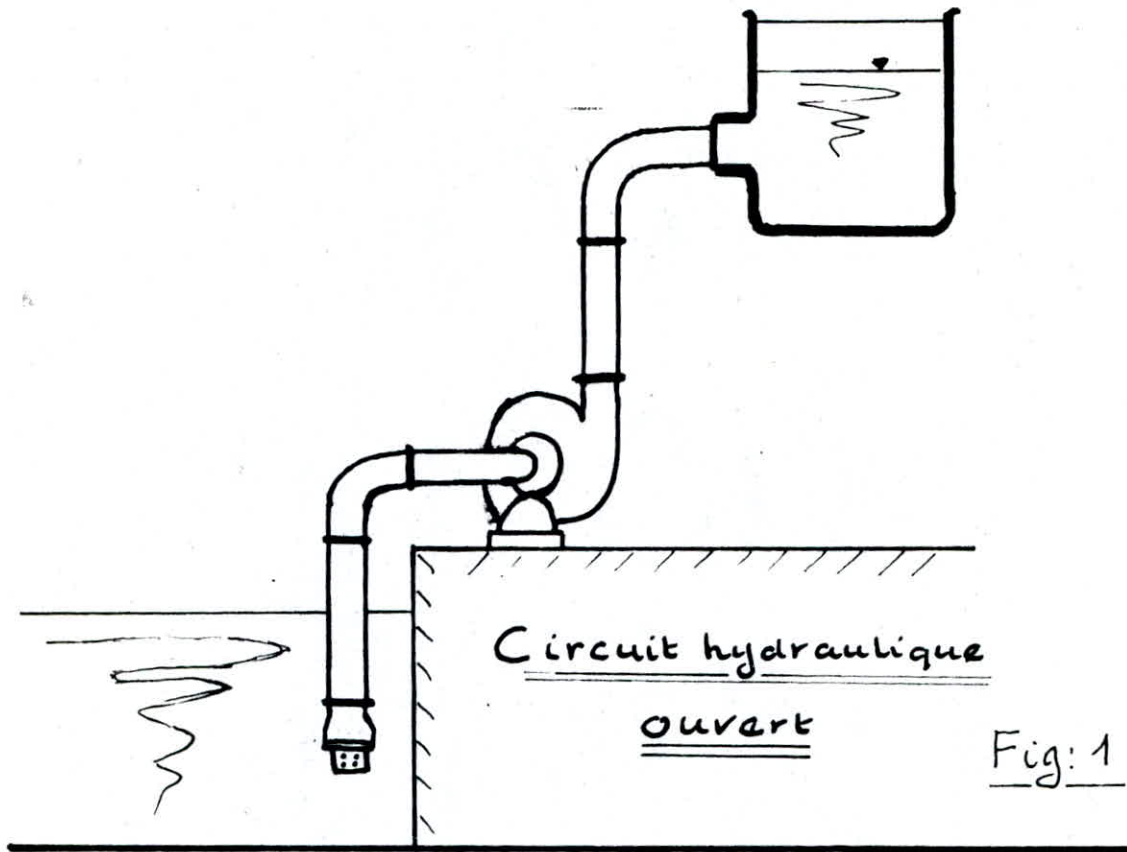
Les bancs d'essais peuvent être construits en général :

- Circuit ouvert, l'eau est aspirée d'un bassin pour être refoulée dans un réservoir (Fig: 1)
- Circuit fermé, l'eau est aspirée et refoulée dans le même réservoir ou bassin (Fig: 2)

2- ETUDE FAITE SUR LES DIFFERENTES METHODES DE MESURES

Les méthodes de mesures de: $H(\varphi)$; $\eta(\varphi)$; $\eta_{gp}(\varphi)$; $NPSH(\varphi)$, sont faites lors :

- Lors de la réception, les mesures sont faites au labo afin de vérifier les garanties devant le client
- Lors d'une recherche, les mesures sont faites à



partir de dimensions moyennes avec une grande précision

- Lorsque c'est le cas de grandes pompes, les mesures sont faites sur des modèles réduits (pompes homologues) et reportées par similitude sur les pompes considérées.
- Lors des essais techniques, les mesures sont faites au labo dans des conditions réelles
- A la fin de la fabrication des pompes, les mesures sont faites à la fin du chaînage pour vérifier les performances.

III EXPERIENCE REALISEE SUR LA POMPE A MOTEUR DIESEL

Nous allons introduire la pompe centrifuge à moteur diesel dans un banc d'essai afin d'étudier l'exercice technique de cette pompe au cours d'un essai de pompage.

1- PRESENTATION DE LA POMPE CENTRIFUGE

Une telle machine est composée des diverses parties décrites ci après en suivant une particule fluide (Fig: 3) dont l'écoulement est radial par la roue:

- a) L'entrée (E) raccordée à la tuyauterie d'aspiration à laquelle correspond l'indice (A).
- b) une roue mobile tournant dans le sens (ω), composée de six (06) aubes.
nous affecterons l'indice (1) à l'entrée et l'indice (2) à la sortie.
- c) une volute (V) dont le but est de collecter tous les filets sortant de la roue et de les ramener à une bride de sortie unique (S) indice (B) qui constitue le raccordement à la tuyauterie de refoulement



Schéma de présentation
de la pompe centrifuge

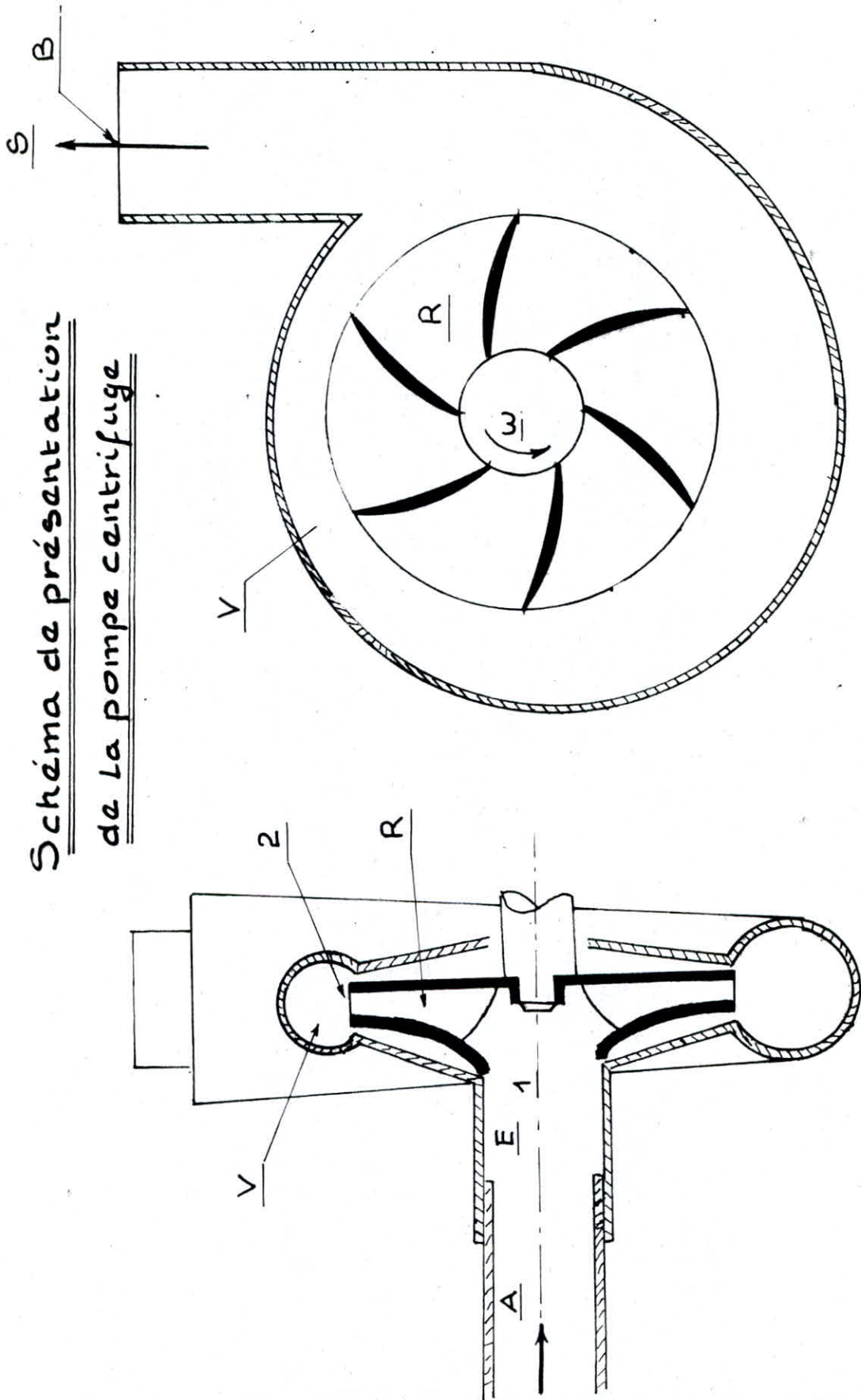


Fig: 3

1-1- PRESENTATION DU MOTEUR DIESEL

C'est un moteur à combustion "moteur diesel" qui fonctionne avec un combustible liquide pulvérisé qui s'enflamme et brûle au contact d'air chaud. Le combustible utilisé est le gas-oil.

C'est un moteur à quatre temps, mono-cylindre alimenté par un réservoir en gravité, l'alimentation est faite par une pompe à haute pression.

La puissance de ce moteur est 9 ch, le nombre de tour est de 3000 tr/min; (Fig: 4)

Mode d'emploi

— Démarrage

Le démarrage se fait par manivelle.

Après avoir tiré sur le levier supplément et arrêt, on doit tirer sur le levier décompression afin de pouvoir tourner la manivelle.

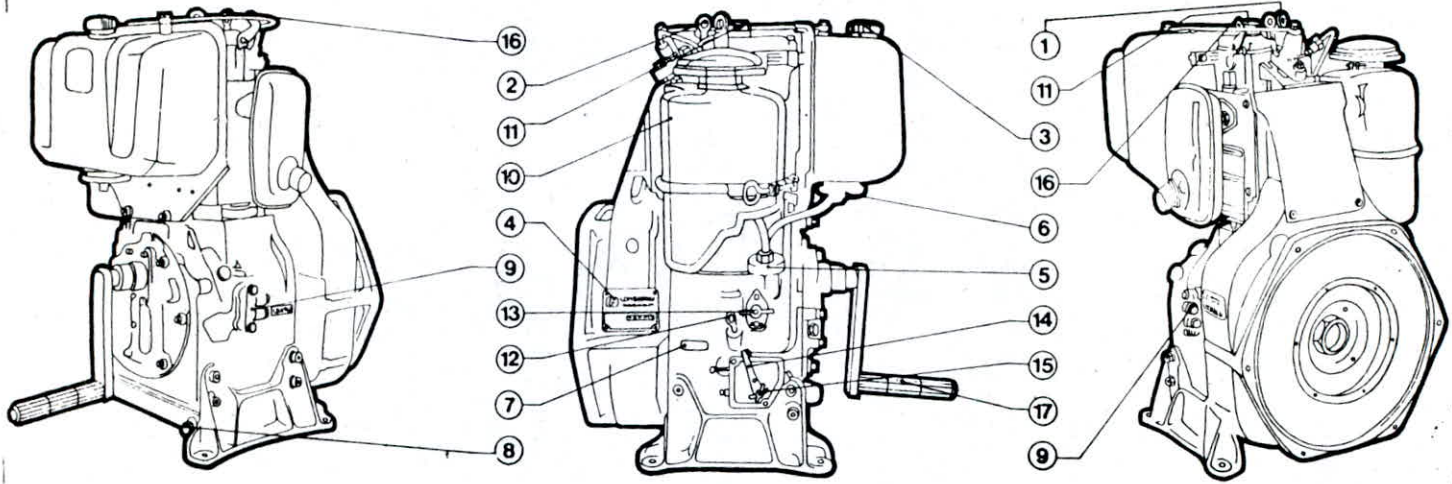
Après le démarrage, le moteur doit tourner pendant 5 minutes au ralenti.

— Arrêt

Avant l'arrêt, laisser le moteur tourner pendant 5 minutes au ralenti puis mettre le levier arrêt en position de Stop.



Moteur diesel avec manivelle



IDENTIFICATION

Fig: 4

- | | |
|---|-------------------------------|
| 1 Bouchon starter | 12 Jauge niveau huile |
| 2 Bague de lavage | 13 Levier supplément et arrêt |
| 3 Bouchon remplissage combustible | 14 Levier accélération |
| 4 Type du moteur | 15 Ecrou arrêt accélérateur |
| 5 Raccord tuyau de débit | 16 Levier décompression |
| 6 Filtre combustible | 17 Manivelle démarrage |
| 7 Numéro de série | |
| 8 Bouchon vidange huile | |
| 9 Prédisposition filtre à huile | |
| 10 Filtre à air | |
| 11 Bouchon remplissage huile et reniflard | |

1-2- GROUPE MOTO-POMPE

La pompe et le moteur diesel constituant ainsi un groupe moto-pompe qui présentera un encombrement aussi réduit que possible (Fig: 5)

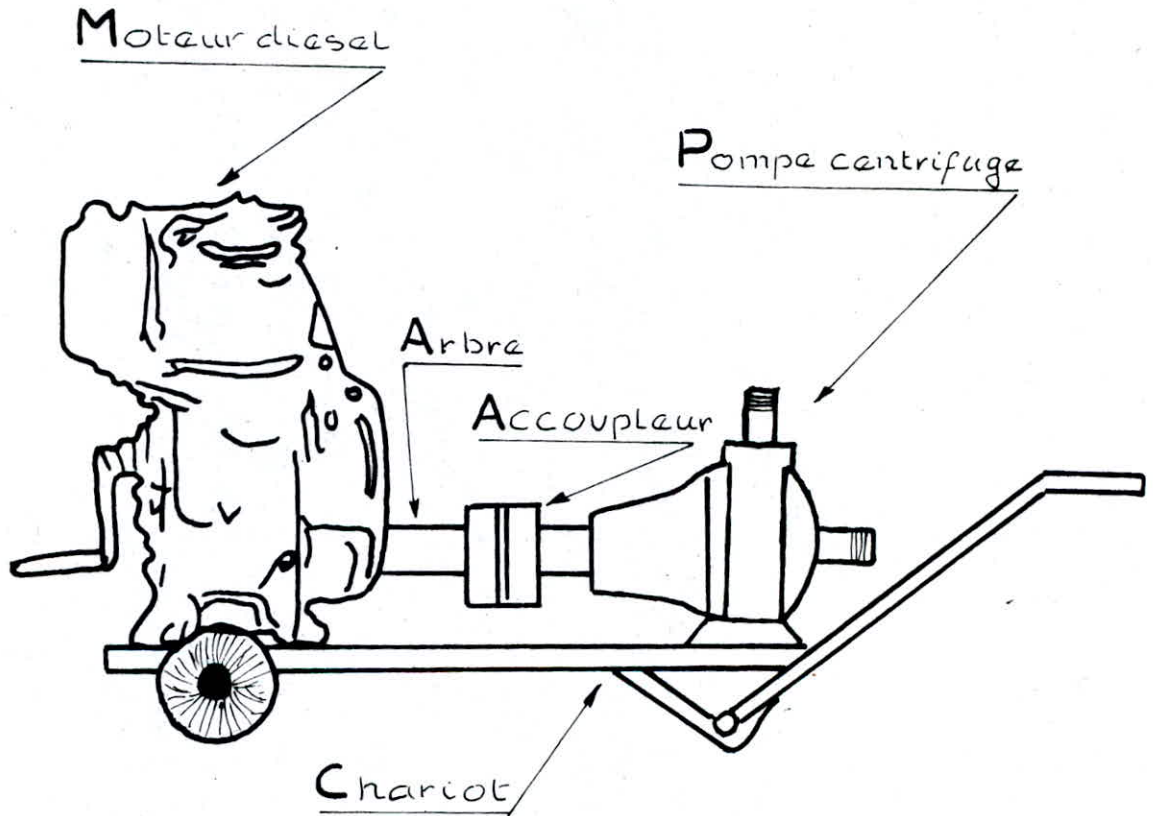


Schéma du groupe
moto-pompe

Fig: 5

2- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE

La pompe centrifuge fonctionne suivant le principe d'Euler

Soient:

C : La vitesse absolue du fluide

U : La vitesse d'entraînement (circonférentielle)

W : La vitesse relative (angulaire)

A l'entrée et à la sortie de la roue mobile ces vitesses forment deux triangles appelés triangles des vitesses (Fig: 6)

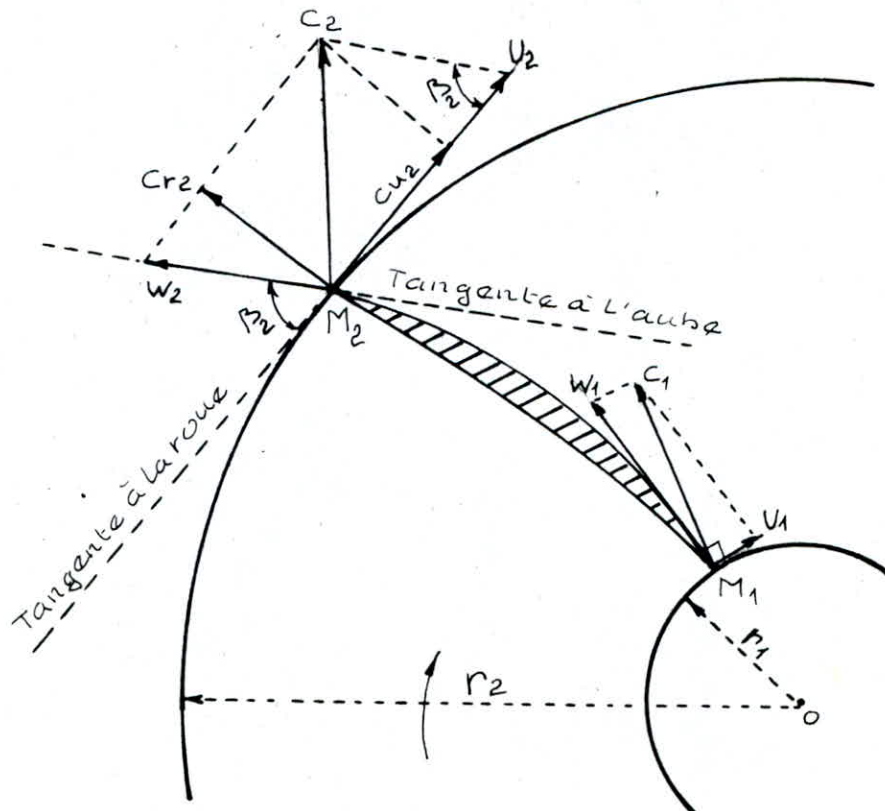


Fig: 6

Donc nous aurons les triangles suivants :

- Triangle de vitesses pour l'entrée de la roue (Fig: 7)
- Triangle de vitesses pour la sortie de la roue (Fig: 8)

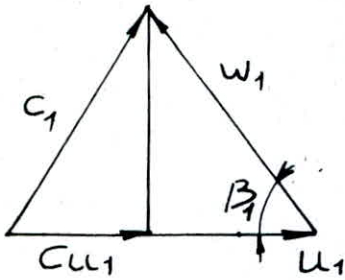


Fig: 7

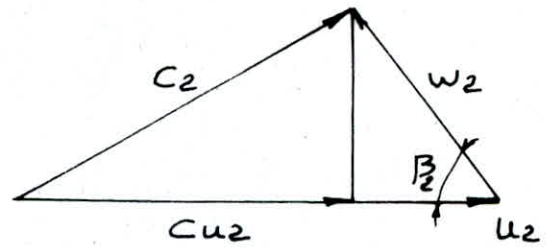


Fig: 8

Les équations d'Euler permettent d'exprimer le couple sur l'arbre et la puissance absorbée en fonction du débit et des vitesses.

$$M = G [r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}]$$

$$P = G [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}]$$

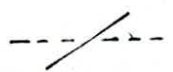
G: débit en masse (Kg/s)

C_u: projection de C sur U c'est la composante tangentielle

Le rapport:

$$\frac{P}{Gg} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} = H_{th}$$

H_{th}: hauteur théorique ou effective.



Ce rapport est homogène à une longueur, il caractérise la puissance absorbée rapportée au débit poids dit hauteur théorique, ce serait la hauteur fournie par la pompe si le rendement était égal à l'unité

Remarque

Pour la pompe centrifuge à axe horizontal, l'eau arrive à l'entrée de la roue sans pré-rotation. Ce qui nous donne une vitesse circonférentielle nulle ($u_1 = 0$) et une vitesse absolue égale à la vitesse relative, donc $C_1 = w_1$ d'où la composante de C_1 sur u_1 est égale à zéro ($C_{u1} = 0$).

Donc la valeur de la hauteur théorique sera

$$H_{th} = \frac{u_2 C_{u2}}{g}$$

2-1-FONCTIONNEMENT AU REGIME OPTIMAL -RENDEMENT MANOMETRIQUE

Le régime optimal de la pompe est caractérisé par le fait que la vitesse \vec{w}_1 à l'entrée de la roue est tangente à l'aube et la vitesse absolue \vec{C}_2 à la sortie de la roue est perpendiculaire à l'aube. Les seules pertes de charge du liquide à la

traversée de la pompe sont celles dues aux frottements, des filets liquide entre eux et contre les parois de la machine dans la roue. Désignons par " Σ_d " l'ensemble de ces pertes de charge et en conséquence en fournissant sur l'arbre de la pompe une énergie représentée par la hauteur effective, nous recueillons en fait, que la hauteur nette (H_n) telle que :

$$H_n = H_{eff} - \Sigma_d$$

et le rendement manométrique optimal de la pompe sera :

$$\eta = \frac{H_n}{H_{eff}}$$

2-2-FONCTIONNEMENT EN DEHORS DU REGIME OPTIMAL

Une pompe centrifuge fonctionne rarement à régime constant correspondant au régime optimal, Il se produit généralement des variations de régime dues aux nécessités de l'exploitation.

3- COURBES CARACTERISTIQUES

Il est commode de connaître, pour une pompe comment varie la hauteur qu'elle peut fournir, ainsi que le rendement et la puissance, en fonction du débit qui lui est demandé. On a ainsi un ensemble de courbes caractéristiques de la pompe

Le fonctionnement d'une pompe centrifuge aux différents régimes possibles est caractérisé par une surface ayant pour équation:

$$F(H, \varphi, N) = 0$$

H: hauteur d'élévation.

φ : débit

N: nombre de tours.

Toutefois pour ne pas avoir un système à trois dimensions, on considère qu'une des trois variables soit constante.

En général, c'est la variable 'N' qui est supposée constante et on peut ainsi étudier pour une pompe centrifuge: (Fig: 9)

- 1- La caractéristique $H_{eff} = F(\varphi)$ à vitesse constante
- 2- La caractéristique $H_n = F(\varphi)$ à vitesse constante

3_ La caractéristique $P = F(\varphi)$ de la puissance fournie à l'arbre de la pompe en fonction du débit, à vitesse constante

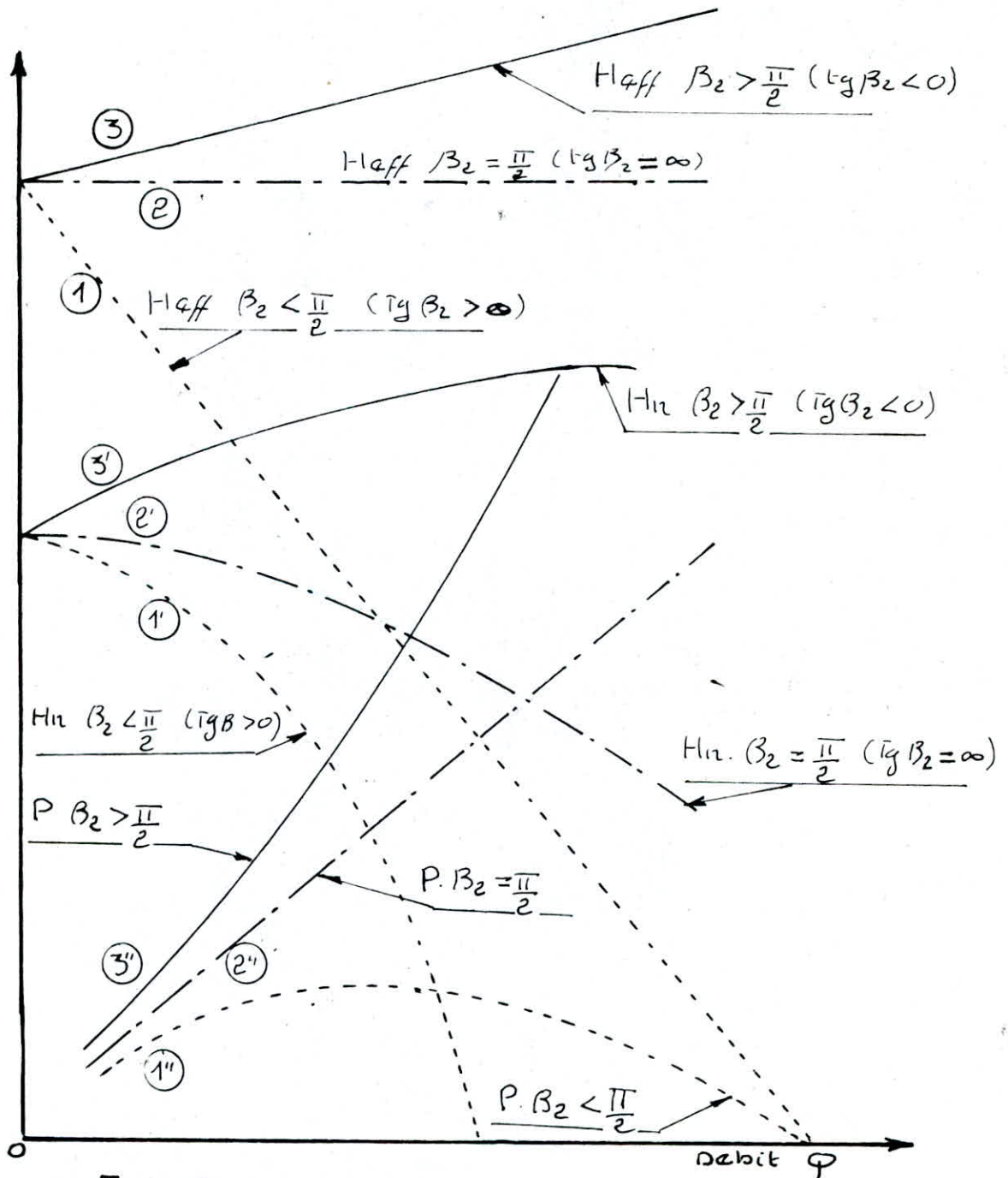


Fig: 9

La figure 9' est celle des caractéristiques, de la hauteur effective (H_{eff}), de la hauteur nette (H_n) et de la puissance (P) en fonction du débit à vitesse constante.

Les formes des caractéristiques sont intimement liées à la valeur de l'angle β_2 ou "angle de sortie des aubes" qui est, rappelons-le, l'angle formé à la sortie de la roue par la tangente à l'aube orientée dans le sens de \vec{W}_2 et la tangente à la roue orientée dans le sens inverse de \vec{U}_2 (voir Fig: 6).

IV-E ESTIMATION DES PARAMETRES NOMINAUX DE LA POMPE

L'installation d'une pompe centrifuge dans un banc d'essai technique exige la connaissance de ses paramètres nominaux qui sont :

Débit nominal (Q_n)

Hauteur d'élévation nominale (H_n), assurée à la vitesse de rotation admise (V_n)

Mais il importe autant de connaître le comportement de la pompe dans des conditions différentes de celles admises, dans son calcul et aussi sa faculté d'adaptation à des conditions de fonctionnement modifiées.

1-METHODES DE CALCUL DES PARAMETRES NOMINAUX.

1.1- ESTIMATION DU DEBIT.

$$Q_{\text{estimé}} = Q_i \cdot \eta_v = \left(\frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) \cdot \pi \cdot C_e$$

Q_i : Le débit interne

η_v : Le rendement volumétrique

D_e : diamètre d'entrée

d_e : diamètre de l'arbre

C_e : vitesse d'entrée



Nous avons: $C_e = E\sqrt{2gH}$

E : coefficient d'entrée, il dépend uniquement du nombre de tours spécifiques.

$$E = K \cdot nq^{2/3}$$

$K = 0,015$ pour les grandes machines

$K = 0,019$ pour les petites machines (notre cas)

nq : nombre de tours spécifique.

$$nq = n \cdot \varphi^{1/2} \cdot H^{-3/4}$$

n : nombre de tours

φ : débit

H : hauteur d'élévation

$$\varphi_{\text{estimé}} = \eta_v \left(\frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) \pi 0,019 \sqrt{2gH} \left(n \varphi^{1/2} H^{-3/4} \right)^{2/3}$$

Soit:

$$B = \left(\frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) \pi \sqrt{2g} 0,019$$

$$\varphi_{\text{estimé}} = \eta_v \cdot B \cdot n^{2/3} \varphi_{\text{est}}^{1/3}$$

d'où:
$$\varphi_{\text{estimé}} = n(\eta_v \cdot B)^{3/2}$$

B et n étant connus

il nous reste l'inconnue η_v qui sera déduite du rendement standard (η_{st}).

η_{st} est déterminé de deux façons

1^{er}: par le diagramme de HAIDER (Fig:10)

2^{er}: par la formule de HAIDER

Diagramme de HAIDER

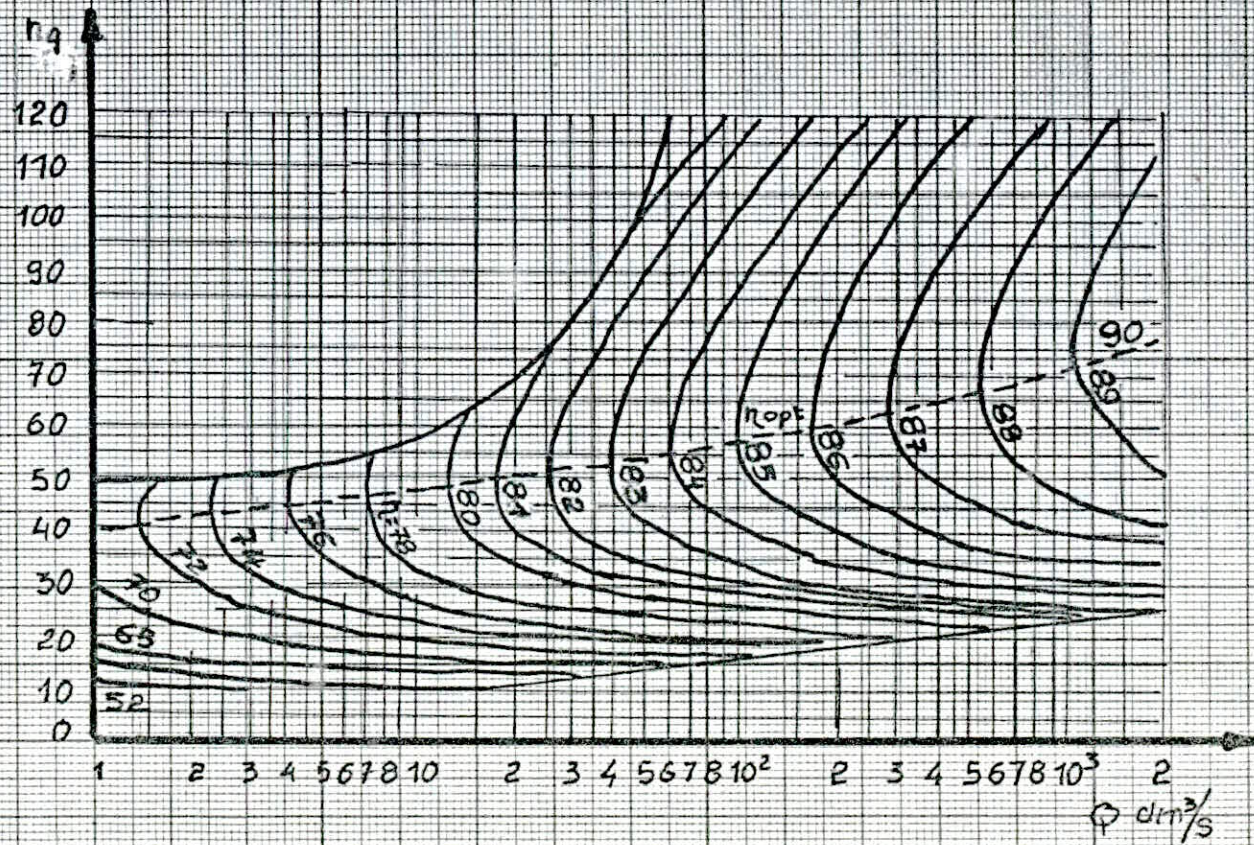


Fig. 10

Formule de HAIDER

$$\eta_{st} [\%] = 50,5 + 3,18 \frac{n}{60} \varphi + 0,06 n q + \left(110 + 16,4 n q - 71,9 \frac{n}{60} \varphi \right)^{1/2}$$

$$n = [\text{tr/min}]$$

$$\varphi = [\text{m}^3/\text{s}]$$

nq = considéré comme adimensionnel

Pour le calcul de η_{st} , nous avons deux inconnus

(nq ; φ)

Pour cela nous sommes obligés de faire une estimation

sur le nombre de tour spécifique et la vitesse d'entrée

— nq : est de l'ordre de 20 ÷ 50 (Roue radiale)

— C_e : est de l'ordre de 2,5 ÷ 3 [m/s]

L'estimation étant faite, on calcul:

$$\varphi_i = \left(\frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) \pi \cdot C_e$$

aussi:

$$\eta_{st} = F(n, \varphi_i, nq) \quad \text{et} \quad \eta_v = \sqrt[6]{\eta_{st}}$$

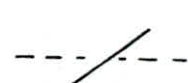
ainsi que

$$\varphi_{est} = n (\eta_v \cdot B)^{3/2}$$

1.2 - ESTIMATION DE LA HAUTEUR

$$H = \Upsilon \frac{U_e^2}{2g}$$

Υ : coefficient de pression qui ne dépend pas de la grandeur de la vitesse qui a une certaine valeur



concernant les roues géométriquement semblable et le fonctionnement semblable

$$\Upsilon = \left(\frac{300}{270 + nq} \right)^{3/4}$$

Υ , peut être déterminé graphiquement (Fig: 11)

U_2 : vitesse circonférentielle

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

D_2 : Diamètre moyen de sortie

Du tableau suivant nous tracerons la courbe

$$H = F(\varphi)$$

Tableau: 1

nq	nq_1	nq_2	nq_3
$\Upsilon = \left(\frac{300}{270 + nq} \right)^{3/4}$	Υ_1	Υ_2	Υ_3
$H = \Upsilon \frac{U_2^2}{2g}$	H_1	H_2	H_3
$\varphi = \frac{nq^2 H^{3/2}}{n^2}$	φ_1	φ_2	φ_3

Pour avoir une bonne estimation, nous utilisons le processus de calcul donné par l'organigramme présenté par la figure: 12



DETERMINATION GRAPHIQUE DE γ

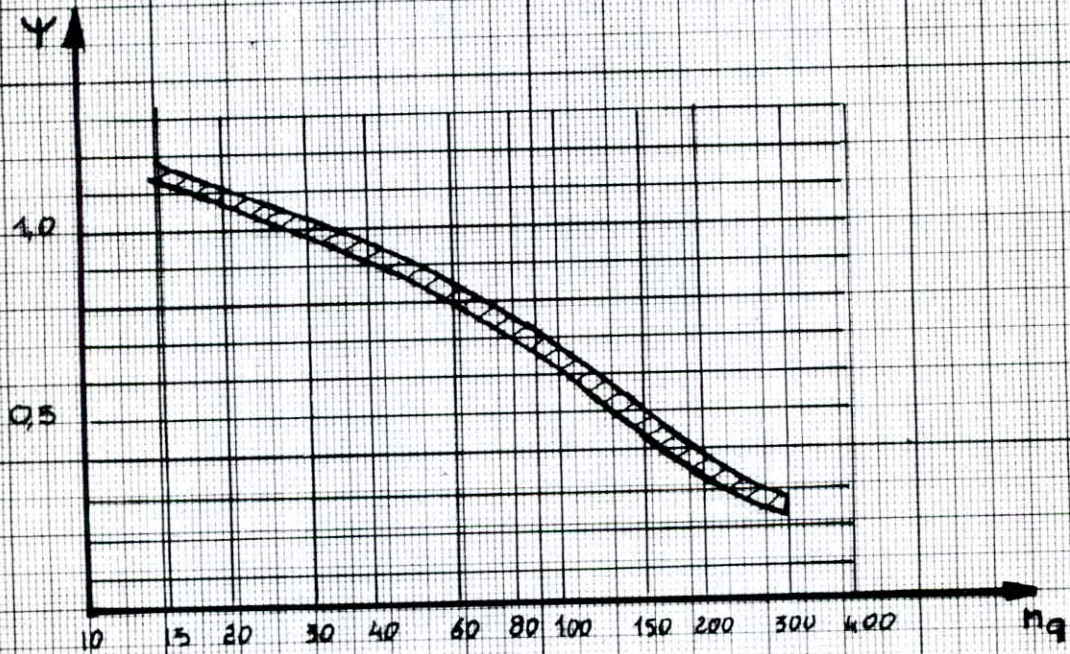


Fig: 11

ORGANIGRAMME DONNANT LE PROCESSUS DE CALCUL

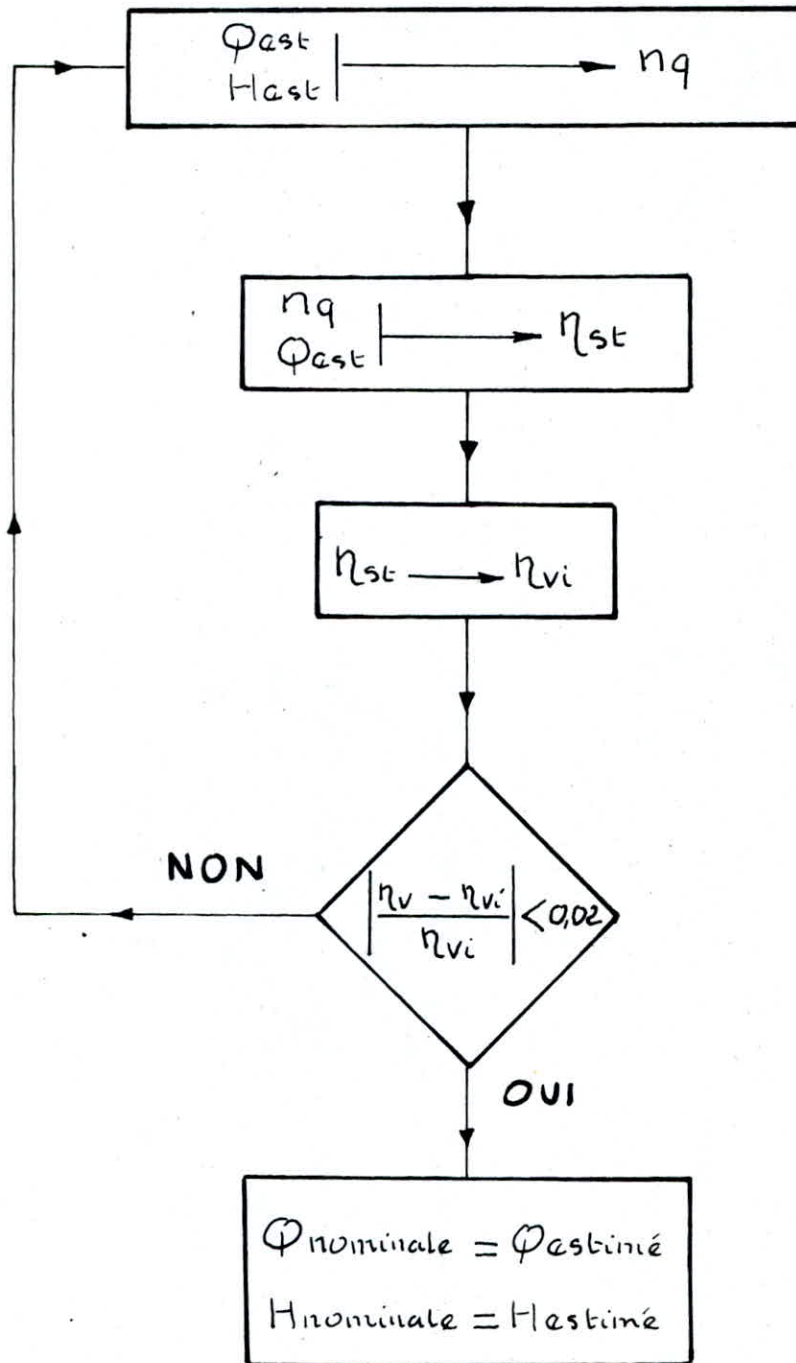
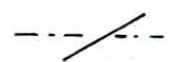


Fig: 12



2- CALCUL DES PARAMETRES NOMINAUX

Données: (voir fig 13)

$$D_2 = 124 \text{ mm}$$

$$D_e = 68 \text{ mm}$$

$$n = 3000 \text{ tr/min}$$

$$K = 0,019$$

$d_e = 0$ (dans notre cas la section de l'arbre n'affecte en rien la section d'entrée de la pompe)

Pour notre calcul, nous fixons:

$$n_q = 30$$

$$C_e = 3 \text{ m/s}$$

$$\text{donc: } \varphi_i = \frac{D_2^2 \cdot \pi \cdot C_e}{4} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

d'après la formule de HAIDER:

$$\eta_{st} = F(n, \varphi_i, n_q) = 77,76 \%$$

Le rendement volumétrique est:

$$\eta_v = \sqrt[6]{\eta_{st}} = 0,96$$

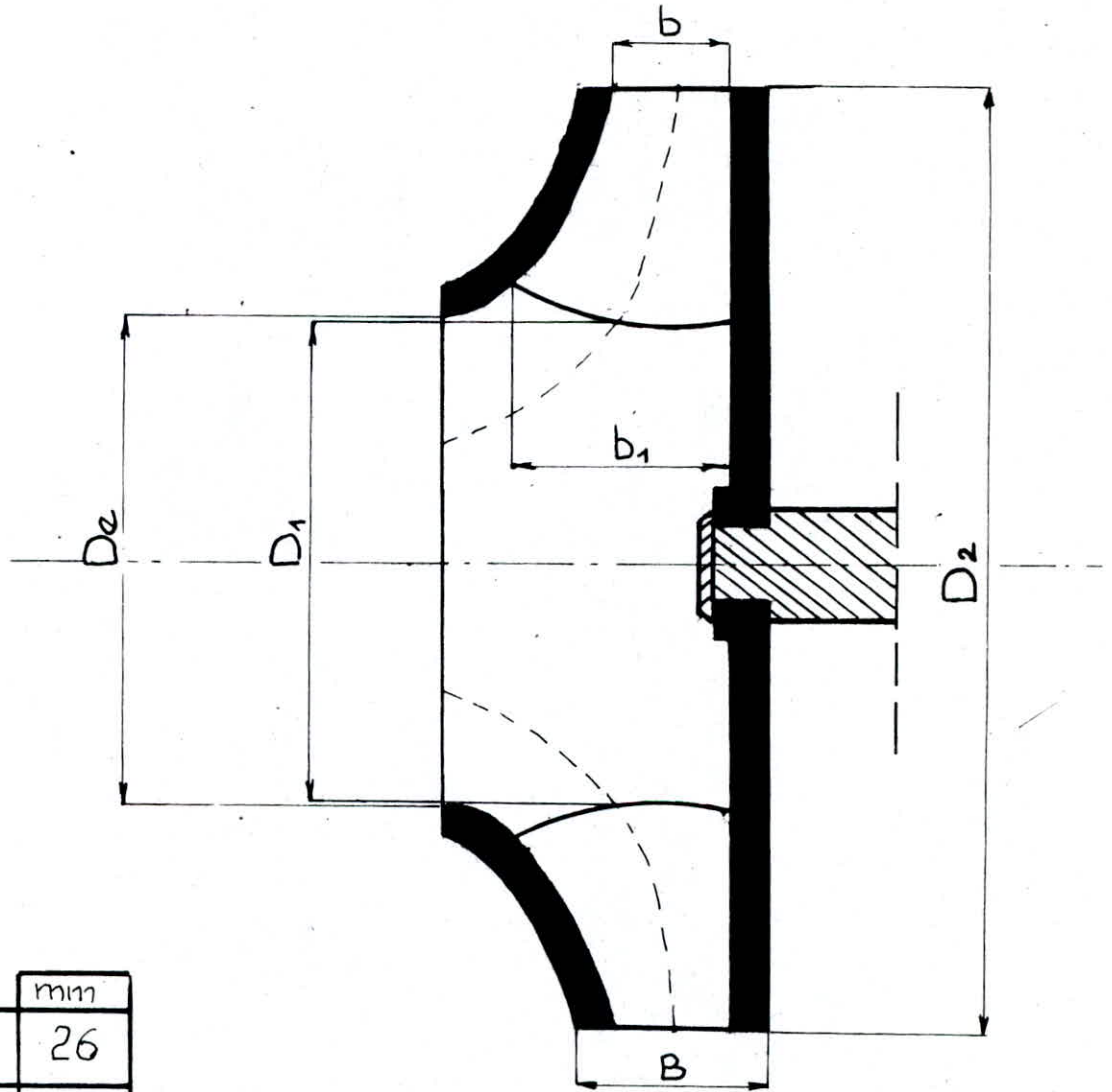
$$\varphi_{est} = (\eta_v \cdot B)^{3/2} \cdot n$$

$$B = \frac{D_2^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2g} \cdot K}{4} = 0,0003$$

$$\text{d'où } \varphi_{est} = 0,0147 \text{ m}^3/\text{s}$$



COUPE MERIDIENNE DE LA ROUE



	mm
B	26
b	16
b_1	26
D_e	68
D_1	67
D_2	124

Fig: 13

$$H = \gamma \frac{U_2^2}{2g}$$

$$U_2 = \frac{D_2 \pi n}{60} = 19,48 \text{ m/s}$$

d'où : $H = 19,48 \gamma$

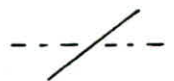
Dressons le tableau suivant pour tracer la courbe $H = F(\varphi)$ (fig: 14)

Tableau: 2

$nq.$	30	35	40	45	50
$\gamma = \left(\frac{300}{270 + nq} \right)^{9/4}$	1,00	0,96	0,93	0,90	0,86
$H = \gamma \frac{U_2^2}{2g}$	19,34	18,57	17,99	17,41	16,63
$\varphi = \frac{nq^2 H^{3/2}}{n^2}$	0,0085	0,0109	0,0135	0,0163	0,0188

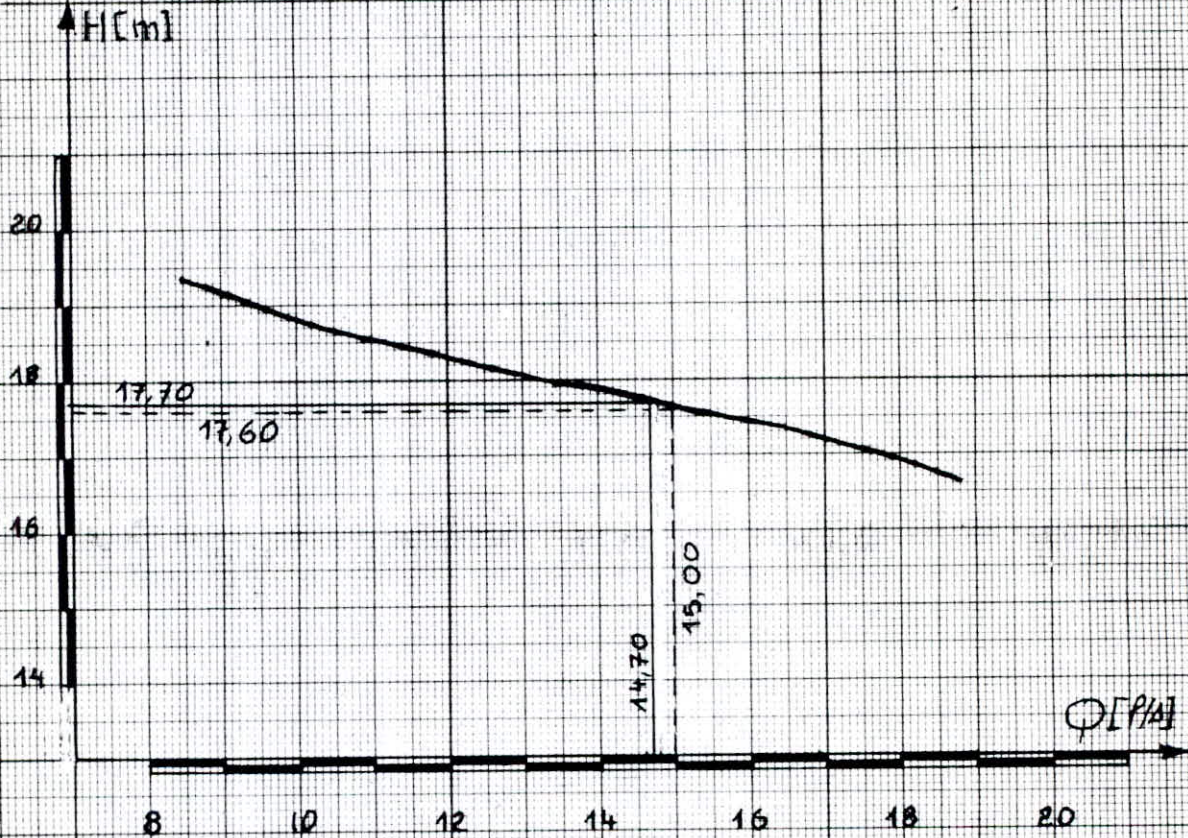
Connaissant la valeur de φ_{est} , nous tirons de la courbe $H = F(\varphi)$ la valeur de H lui correspondant

$$\varphi_{est} = 14,7 \text{ p/s} \longrightarrow H = 17,70 \text{ m}$$



COURBE $H=F(Q)$

Tracée à partir du
tableau N°2



Ech: Ver: 1m \rightarrow 1cm
hor: 1 l/s \rightarrow 1cm

$Q = 14,70 \text{ l/s} \rightarrow H = 17,70 \text{ m}$

$Q = 15,00 \text{ l/s} \rightarrow H = 17,60 \text{ m}$

Fig: 14

Ces deux valeurs nous permettent de calculer le nombre de tours spécifiques (nq_1):

$$nq_1 = \eta \cdot \varphi^{1/2} \cdot H^{-3/4} = 42$$

Connaissant les valeurs de: η_v , H , nq_1 d'après la première estimation,

Nous recalculons:

$$\varphi_{est,1} = \varphi_{i,1} \cdot \eta_v = \frac{D_c^2 \cdot \pi}{4} \cdot C_{a,1} \cdot \eta_v$$

$$C_{a,1} = E_1 \sqrt{2gH}$$

$$E_1 = K nq_1^{2/3} = 0,23$$

$$\text{d'où } C_{a,1} = 4,29 \text{ m/s}$$

donc nous aurons

$$\varphi_{est,1} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta_{st,1} = F(\eta, \varphi_{est,1}, nq_1) = 82,70\%$$

$$\eta_{v,1} = \sqrt[6]{\eta_{st,1}} = 0,97$$

Faisons la vérification suivante

$$\left. \begin{array}{l} \left| \frac{\eta_v - \eta_{v,1}}{\eta_{v,1}} \right| < 0,02 \\ \left| \frac{0,96 - 0,97}{0,97} \right| = 0,01 \end{array} \right\} \Rightarrow \text{Estimation acceptable}$$

Ce qui est logique de fixer les valeurs de φ_n et H_n

$$\varphi_{nominal} = \varphi_{estime,1} = 15 \text{ l/s}$$

$$H_{nominal} = H_{estime,1} = 17,60 \text{ m (tiré de la courbe)}$$

3- AUTRE ESTIMATION DE LA HAUTEUR (analytiquement)

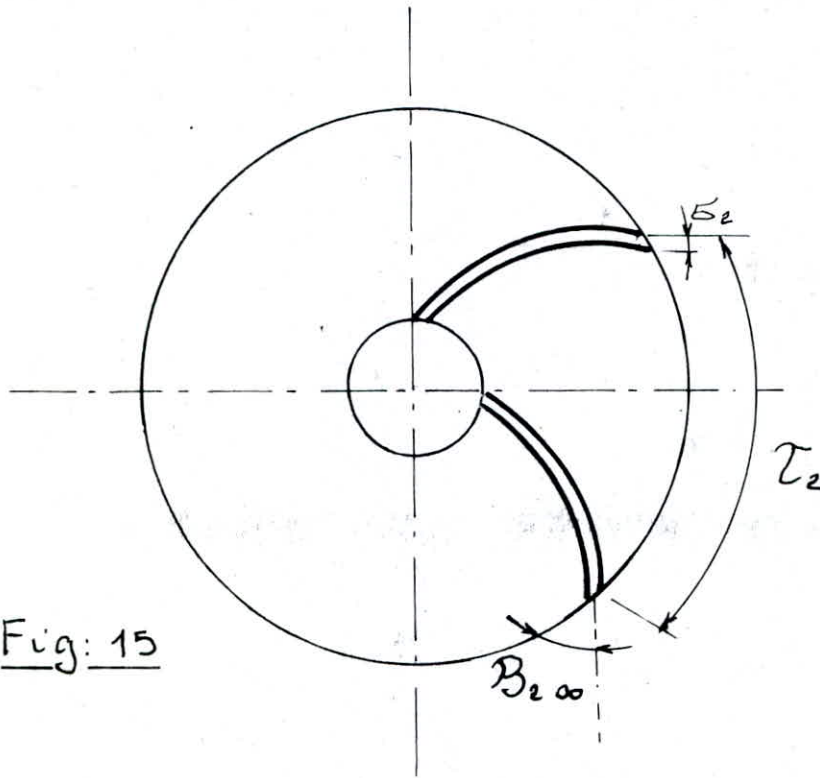
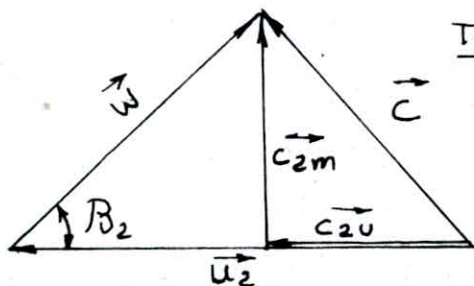


Fig: 15

- $\beta_{2\infty}$: angle d'aube à la sortie = 45° ;
- D_2 : diamètre moyen de sortie = 124 mm;
- D_1 : diamètre moyen d'entrée = 67 mm;
- b_2 : largeur de la roue à la sortie = 16 mm;
- S_2 : largeur d'aube à la sortie = 5 mm;
- N : nombre d'aube = 6



Triangle des vitesses à la sortie,

Fig: 16

$$C_{2m} = \frac{\Phi}{\eta_v D_2 \pi b_2 \psi_2}$$

C_{2m} : vitesse meridienne

η_v : rendement volumétrique

ψ_2 : coefficient de contraction à la sortie

Φ : débit déjà estimé = $15 \text{ l/s} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\tau_2 = \frac{D_2 \pi}{N}$$

τ_2 : Le pas = $0,0649 \text{ m}$

$$b_2 = \frac{S}{\sin \beta_{2a}}$$

b_2 : arc développé par l'épaisseur de l'aube à

La sortie = $0,0071 \text{ m}$

d'où :

$$\psi_2 = \frac{\tau_2 - b_2}{\tau_2} = 0,891$$

nous aurons donc :

$$C_{2m} = 2,788 \text{ m/s.}$$

D'après la figure: 16, nous avons :

$$C_{2u} = u_2 - \frac{C_{2m}}{\tan \beta_{2a}} = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} - \frac{C_{2m}}{\tan \beta_{2a}} = 15,54 \text{ m/s}$$

d'où

$$H_{th\infty} = \frac{C_{2u} \cdot u_2}{g} = 30,84 \text{ m}$$

donc

$$H_{th} = \lambda \cdot H_{th\infty}$$

λ : coefficient de défaut de puissance

$$\lambda = \frac{N}{N+2}$$



Q : coefficient de FLIDERER, calculé par la formule :

$$Q = \Psi' \frac{2}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$$

Ψ' : autre coefficient de FLIDERER, calculé par la formule :

$$\Psi' = 0,6 + 0,6 \sin \beta_{20} = 1,024$$

$$\Rightarrow Q = 2,892$$

Ce qui nous donne

$$H_{th} = 20,82 \text{ m}$$

$$H = \eta_v \cdot H_{th}$$

$$\eta_v = \sqrt[6]{\eta_{st}}$$

On prenant η_{st} déjà estimé = 82,70%

$$\eta_v = 0,97$$

d'où

$$H = 20,20 \text{ m} = H_{estimé}$$

NB: En comparant la hauteur estimée analytiquement avec celle estimée par la méthode grapho-analytique, nous constatons que la différence est de 2,60 m, ce qui n'est pas très important et qui nous amène à conclure que l'estimation est satisfaisante.

V-ESSAI TECHNIQUE

1. INTRODUCTION

Il est indispensable d'effectuer des essais en plate-forme ou sur le lieu d'installation si l'on désire connaître les caractéristiques de fonctionnement non encore relevées d'une pompe. En effet cette machine devant refouler un débit déterminé à une pression également fixée à l'avance en consommant une quantité d'énergie dont le maximum est garanti ou limité, il y a lieu de vérifier ces diverses valeurs avant la mise en service.

En général, ces caractéristiques sont relevées à vitesse constante. Le débit étant une fonction de la hauteur de refoulement, on détermine la courbe caractéristique débit-pression.

De plus, on recherche pour les pompes les limites de hauteur d'aspiration assurant une marche sans cavitation accentuée.

Les essais techniques, consistent dans le contrôle du fonctionnement de la pompe dans les conditions réelles de travail et en regard à des paramètres déterminées.

Parmi ces essais techniques, on note la détermination de l'allure des courbes caractéristiques:

$H = F(\varphi)$; $P = F(\varphi)$; et $\eta = F(\varphi)$ de la pompe

2. CONSTRUCTION DU CIRCUIT

L'étude du banc d'essai d'une pompe centrifuge nécessite tout un système de pompage permettant de tester le fonctionnement dans des conditions tout à fait particulières.

L'installation des différents accessoires de pompage exige une estimation parfaite des paramètres de la pompe.

Le circuit de pompage est construit de telle façon à rendre possible l'étude de cette pompe centrifuge. En tenant compte des possibilités et des conditions matérielles d'installer ce banc d'essai technique, la construction comporte. (Fig: 17)

- Ensemble moteur-pompe (moto-pompe)
- Une conduite d'aspiration de cinq (05) mètres de long.
- Deux conduites de refoulement (cinq mètres chacune) intercalées par une vanne de réglage.
- Un bassin de refoulement avec une chambre de tranquillisation et un déversoir triangulaire pour la détermination du débit par étalonnage
- D'un limnimètre
- Un bassin d'aspiration.
- Un manomètre en "U" rempli de mercure

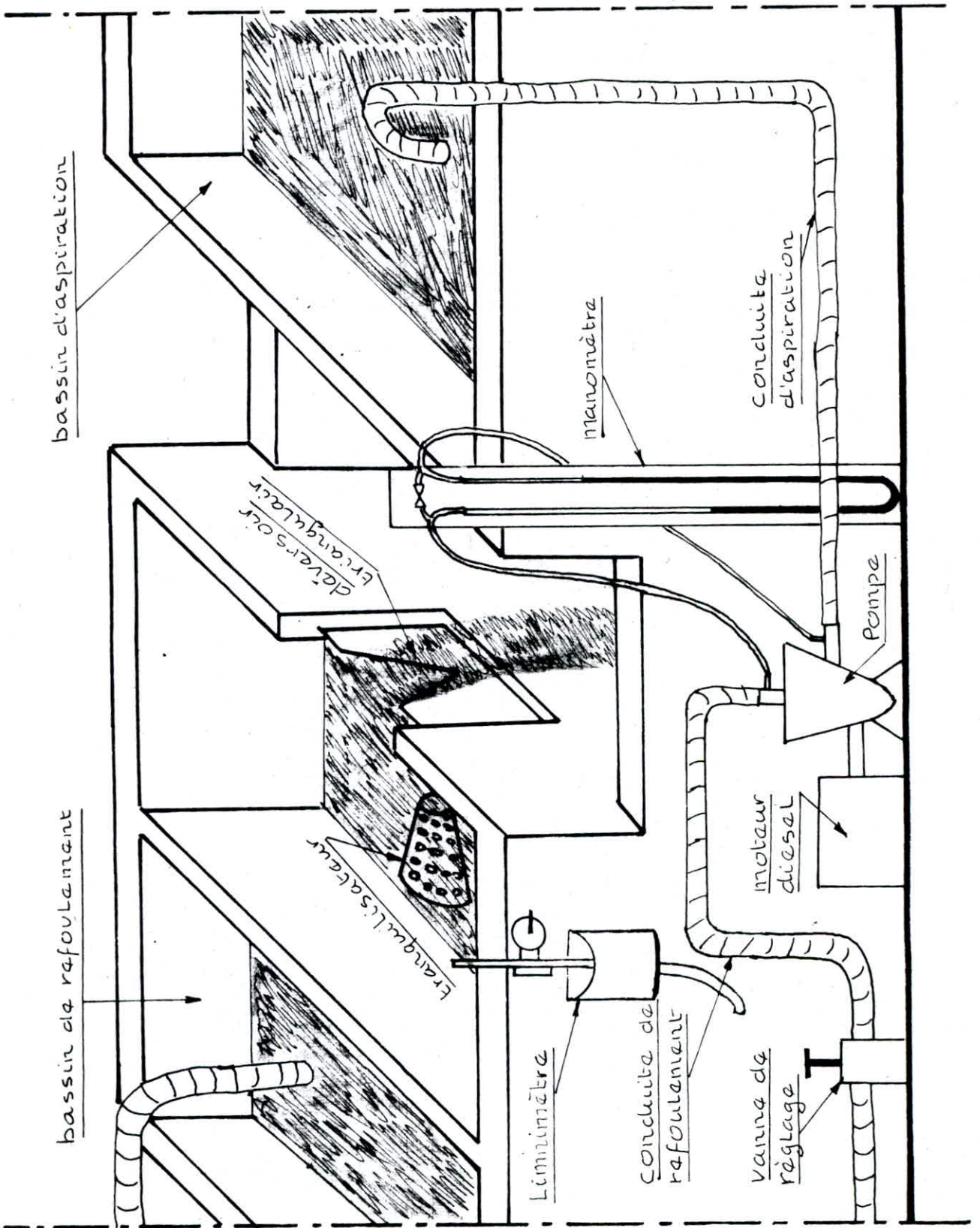


Schéma du banc d'essai

(à ciel ouvert)

Fig: 17

2-1-REMARQUES

A_ En l'absence d'un système purgeur d'air, nous avons trouvé utile de placer un robinet au manomètre qui doit être actionner pendant le démarrage du moteur. Avec ce système nous sommes arrivés à diminuer le volume d'air

B_ Ayant en notre possession dans la Labo, une Crépine dont les pertes de charge, sont très importantes au point de nous fausser l'allure des caractéristiques, nous nous sommes ramenés à faire un pompage sans crépine et pour cela, une aspiration en charge s'est imposée.

C_ Pour mettre la pompe en marche nous avons les conditions (mécaniques et hydrauliques) à satisfaire :

- 1_ Assurer que la pompe soit à l'état normal mécaniquement.
- 2_ La conduite d'aspiration doit être remplie d'eau et cela jusqu'au niveau des roues de la pompe.
- 3_ La vanne de réglage doit être fermée avant le démarrage.

3-PRINCIPES D'EXECUTION DES ESSAIS

HYDRAULIQUES.

Dans l'exécution des essais hydrauliques de la pompe, nous avons observé les principes suivants:

- 1° Les essais ont été fait dans les conditions de laboratoire qui s'écartent le moins des conditions réelles de fonctionnement de la pompe examinée
- 2° Application des méthodes de mesure directes
- 3° Les lectures sont faites indépendamment par deux observateurs, comme résultat de chaque mesure, nous adoptons la moyenne arithmétique des observations.
- 4° Les essais sont affectés par autant de valeurs de débit que possible, pour pouvoir tracer les courbes caractéristiques.
- 5° Les résultats sont dépouillés dès la fin de chaque mesure, et la mesure suivante ne sera entreprise qu'après vérification qu'il n'y est pas d'erreur grossière.
- 6° Les mesures sont faites toujours à la température ambiante.

4- BILAN DU MANOMETRE

L'expression de la hauteur manométrique est:

$$H_{int} = \frac{P_2 - P_1}{\rho_{eau} \cdot g} + \frac{C_2 - C_1}{2g} + H_{1,2}$$

P_1 : Pression à l'aspiration

P_2 : pression de refoulement

$H_{1.2}$: différence d'hauteur entre les turbulences d'aspiration et de refoulement.

C_1 : vitesse d'entrée

C_2 : vitesse de sortie.

Dans notre cas les deux turbulences sont identiques ce qui nous donne $C_1 = C_2$ et l'expression de la hauteur manométrique devient:

$$H_{mt} = \frac{P_2 - P_1}{\rho_{eau} \cdot g} + H_{1.2}$$

Pour connaître la valeur de $\Delta P = P_2 - P_1$, nous devons faire le bilan du manomètre (voir Fig:18).

$$P_2 + \rho_{Hg} \cdot g \cdot h_2 - (h_2 - H_2) \cdot \rho_{eau} \cdot g = P_1 - (h_1 - H_1) \cdot \rho_{eau} \cdot g + \rho_{Hg} \cdot g \cdot h_1$$

$$P_2 - P_1 = \rho_{Hg} (h_1 - h_2) \cdot g + \rho_{eau} [(h_2 - H_2) - (h_1 - H_1)] \cdot g$$

$$P_2 - P_1 = g \cdot [\rho_{Hg} (h_1 - h_2) + \rho_{eau} (h_2 - h_1 - H_2 + H_1)]$$

$$P_2 - P_1 = g [\rho_{Hg} (h_1 - h_2) - \rho_{eau} (h_1 - h_2 + H_2 - H_1)]$$

$$H_2 - H_1 = H_{1.2}$$

d'où

$$P_2 - P_1 = g \cdot [\rho_{Hg} (h_1 - h_2) - \rho_{eau} (h_1 - h_2 + H_{1.2})]$$

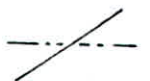
De fait nous aurons comme expression de H_{mt} :

$$H_{mt} = \frac{g \cdot [\rho_{Hg} (h_1 - h_2) - \rho_{eau} (h_1 - h_2 + H_{1.2})]}{\rho_{eau} \cdot g} + H_{1.2}$$

$$H_{mt} = \frac{\rho_{Hg}}{\rho_{eau}} (h_1 - h_2) - (h_1 - h_2) - H_{1.2} + H_{1.2}$$

d'où

$$H_{mt} = [h_1 - h_2] \left[\frac{\rho_{Hg}}{\rho_{eau}} - 1 \right]$$



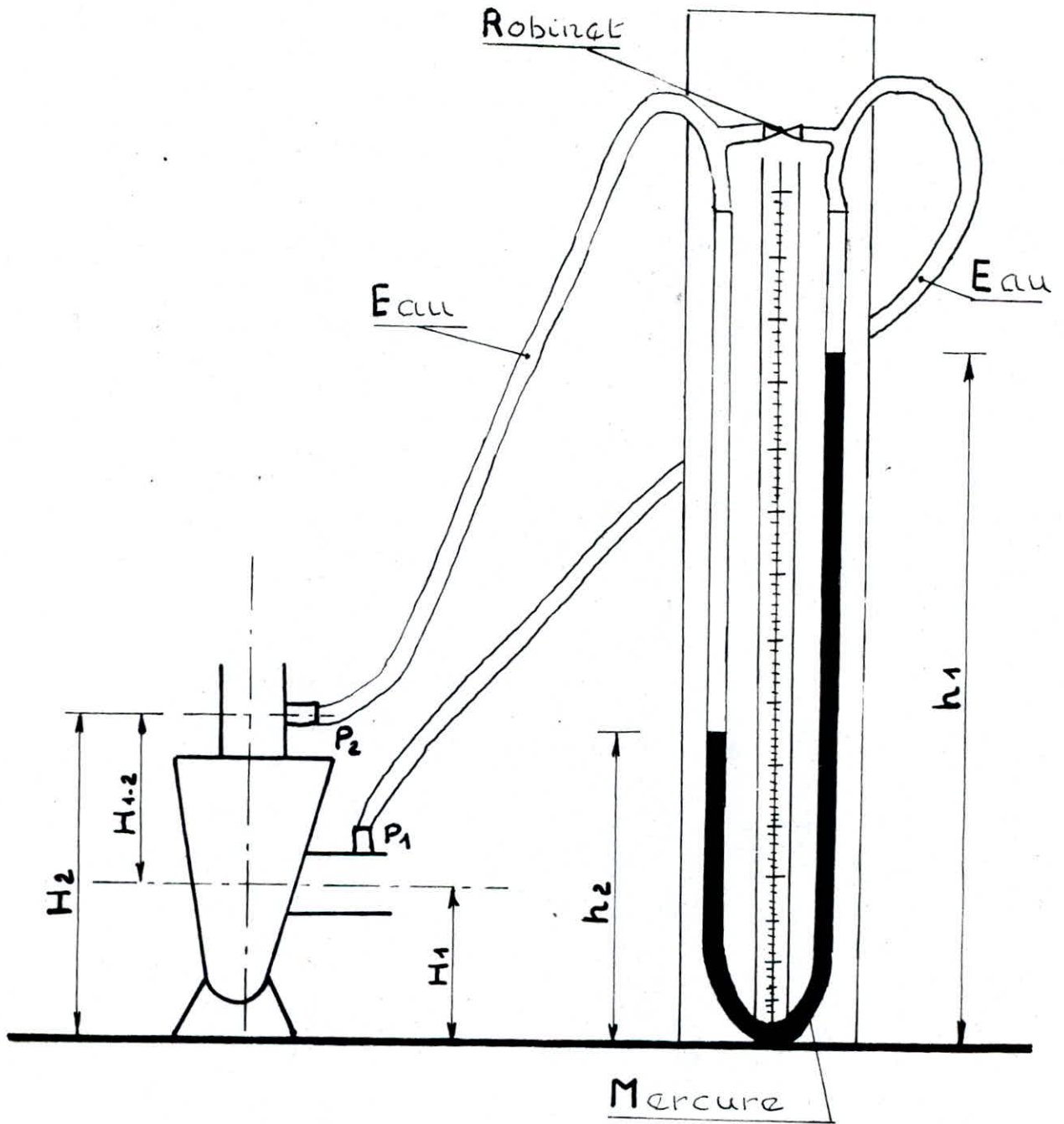


Schéma d'installation
du manomètre

Fig: 18

5. MANIPULATION

Lors du démarrage du groupe moto-pompe, la vanne de réglage étant complètement fermée et le robinet installé dans le manomètre sera ouvert pour un instant afin d'evacuer l'air contenu dans les tubes.

Pour ces essais techniques, nous avons effectué deux séries de mesures à deux positions différentes du levier de vitesse du moteur.

La première mesure a été faite à vanne complètement ouverte afin d'avoir une pression minimale et de pouvoir contrôler le mercure à ce qu'il ne s'échappe pas à travers le tube qui mène à la prise de pression d'aspiration. Ensuite, pour les autres mesures, nous procédons par la fermeture progressive de la vanne.

5.1. MESURES EFFECTUEES AU COURS DE L'ESSAI

Pour tracer les courbes caractéristiques, il faut un minimum de dix (10) points.

La pompe est mise en marche, la vanne 'RV' étant fermée et dès que la vitesse de régime est atteinte, nous pouvons ouvrir complètement la vanne et commencer les lectures.

A chaque relevé, pour une ouverture donnée de RV, nous lisons:

- La hauteur du limnimètre (h) qui nous donnera par étalonnage le débit (Q) lui correspondant
- La vitesse de rotation (n) à l'aide d'un compte-tours
- La hauteur de mercure à l'aspiration (h_1)
- La hauteur de mercure au refoulement (h_2)

Remarque

Cela nous a été impossible de prendre des mesures avec des nombres de tours importants vu qu'après une certaine limite de la vitesse de rotation, le mercure au niveau du manomètre se voit éjecter dans la turbulence d'aspiration.

C'est pourquoi les essais ont été fait avec de faibles vitesses de rotation.

Les caractéristiques aux nombres de tours importants ont été calculer par similitude.

Tableau d'étalonnage d'un déversoir triangulaire

$\alpha = 27^\circ$ (Fig: 19)

étalonnage à 2% près

Tableau N° 3

h (mm)	Q (l/s)	h (mm)	Q (l/s)	h (mm)	Q (l/s)	h (mm)	Q (l/s)	h (mm)	Q (l/s)	h (mm)	Q (l/s)
80	00,62	114	01,48	148	02,84	182	04,79	216	07,33	250	10,59
81	00,63	115	01,52	149	02,89	183	04,85	217	07,42	251	10,70
82	00,65	116	01,55	150	02,96	184	04,92	218	07,50	252	10,80
83	00,67	117	01,58	151	03,01	185	04,98	219	07,58	253	10,91
84	00,69	118	01,62	152	03,05	186	05,05	220	07,67	254	11,01
85	00,71	119	01,65	153	03,10	187	05,11	221	07,79	255	11,12
86	00,73	120	01,68	154	03,15	188	05,18	222	07,87	256	11,22
87	00,75	121	01,73	155	03,20	189	05,25	223	07,96	257	11,33
88	00,78	122	01,77	156	03,25	190	05,32	224	08,05	258	11,44
89	00,80	123	01,80	157	03,30	191	05,38	225	08,13	259	11,55
90	00,82	124	01,84	158	03,36	192	05,45	226	08,22	260	11,65
91	00,84	125	01,87	159	03,41	193	05,55	227	08,31	261	11,76
92	00,86	126	01,91	160	03,46	194	05,62	228	08,40	262	11,80
93	00,90	127	01,93	161	03,51	195	05,63	229	08,49	263	11,90
94	00,92	128	01,98	162	03,57	196	05,76	230	08,58	264	12,14
95	00,94	129	02,02	163	03,62	197	05,83	231	08,67	265	12,25
96	00,97	130	02,06	164	03,70	198	05,91	232	08,76	266	12,36
97	00,99	131	02,10	165	03,75	199	05,98	233	08,86	267	12,48
98	01,02	132	02,14	166	03,81	200	06,05	234	08,95	268	12,59
99	01,04	133	02,18	167	03,86	201	06,13	235	09,08	269	12,71
100	01,07	134	02,22	168	03,92	202	06,20	236	09,17	270	12,82
101	01,10	135	02,27	169	03,98	203	06,28	237	09,27	271	12,94
102	01,12	136	02,32	170	04,03	204	06,35	238	09,36	272	13,05
103	01,15	137	02,36	171	04,09	205	06,43	239	09,46	273	13,17
104	01,18	138	02,40	172	04,15	206	06,50	240	09,56	274	13,29
105	01,21	139	02,44	173	04,21	207	06,61	241	09,65	275	13,41
106	01,23	140	02,48	174	04,27	208	06,69	242	09,75	276	13,55
107	01,27	141	02,53	175	04,33	209	06,77	243	09,85	277	13,65
108	01,30	142	02,57	176	04,39	210	06,85	244	09,95	278	13,81
109	01,33	143	02,62	177	04,45	211	06,93	245	10,05	279	13,93
110	01,36	144	02,66	178	04,54	212	07,01	246	10,15	280	14,06
111	01,39	145	02,71	179	04,60	213	07,09	247	10,25	281	14,18
112	01,42	146	02,75	180	04,66	214	07,17	248	10,35	282	14,30
113	01,45	147	02,80	181	04,72	215	07,25	249	10,45	283	14,43

h (mm)	φ ($^{\circ}$)	h (mm)	φ ($^{\circ}$)	h (mm)	φ ($^{\circ}$)	h (mm)	φ ($^{\circ}$)	h (mm)	φ ($^{\circ}$)	h (mm)	φ ($^{\circ}$)
284	14,55	290	15,31	296	16,14	302	16,95	308	17,84	314	18,70
285	14,67	291	15,44	297	16,28	303	17,09	309	17,98	315	18,84
286	14,80	292	15,57	298	16,41	304	17,23	310	18,12	316	18,99
287	14,93	293	15,75	299	16,54	305	17,36	311	18,26	317	19,13
288	15,05	294	15,88	300	16,68	306	17,50	312	18,41	318	19,28
289	15,18	295	16,01	301	16,82	307	17,70	313	18,55	319	19,43

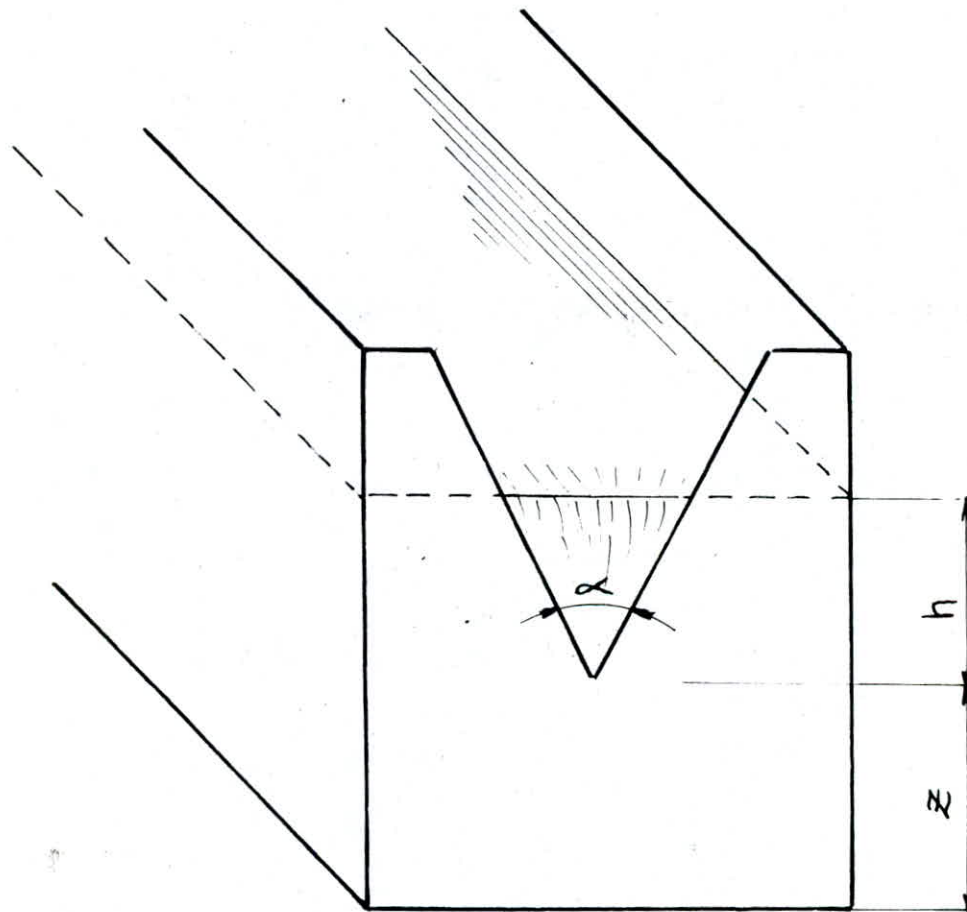


Fig: 19

Schéma du déversoir
triangulaire avec $\alpha = 27^{\circ}$

5-2-DEPOUILLEMENT DE MESURE

Serie N° 1

Tableau N° 4

N°	valeurs mesurées					valeurs calculées		
	n tr/min	h ₁ mm	h ₂ mm	h mm	φ p/s	h ₁ -h ₂ mm	P ₂ -P ₁ Pa	Hmt m
1	2070	765	298	250	10,59	467	56350,6	5,87
2	2070	766	295	248	10,35	471	56845,02	5,92
3	2070	783	277	247	10,25	506	61111,24	6,37
4	2070	784	272	246	10,15	512	61912,87	6,44
5	2070	810	247	235	9,08	563	68216,78	7,08
6	2070	819	238	227	8,31	581	70441,69	7,31
7	2070	820	237	225	8,13	583	70689	7,34
8	2070	830	230	221	7,79	600	72790	7,55
9	2080	835	225	217	7,42	610	74026,26	7,68
10	2080	850	209	204	6,35	641	77858,04	8,07
11	2080	862	198	192	5,45	664	80700,98	8,36
12	2080	871	190	180	4,66	681	82802,28	8,57
13	2080	895	167	149	2,89	728	88611,77	9,16
14	2080	907	150	119	1,65	757	92196,34	9,53
15	2090	913	145	98	1,02	768	93556	9,67
16	2100	921	138	80	0,62	783	95410,10	9,86
17	2100	937	130	00	00	807	98376,64	10,16

VR. Ouverte

VR. Fermée

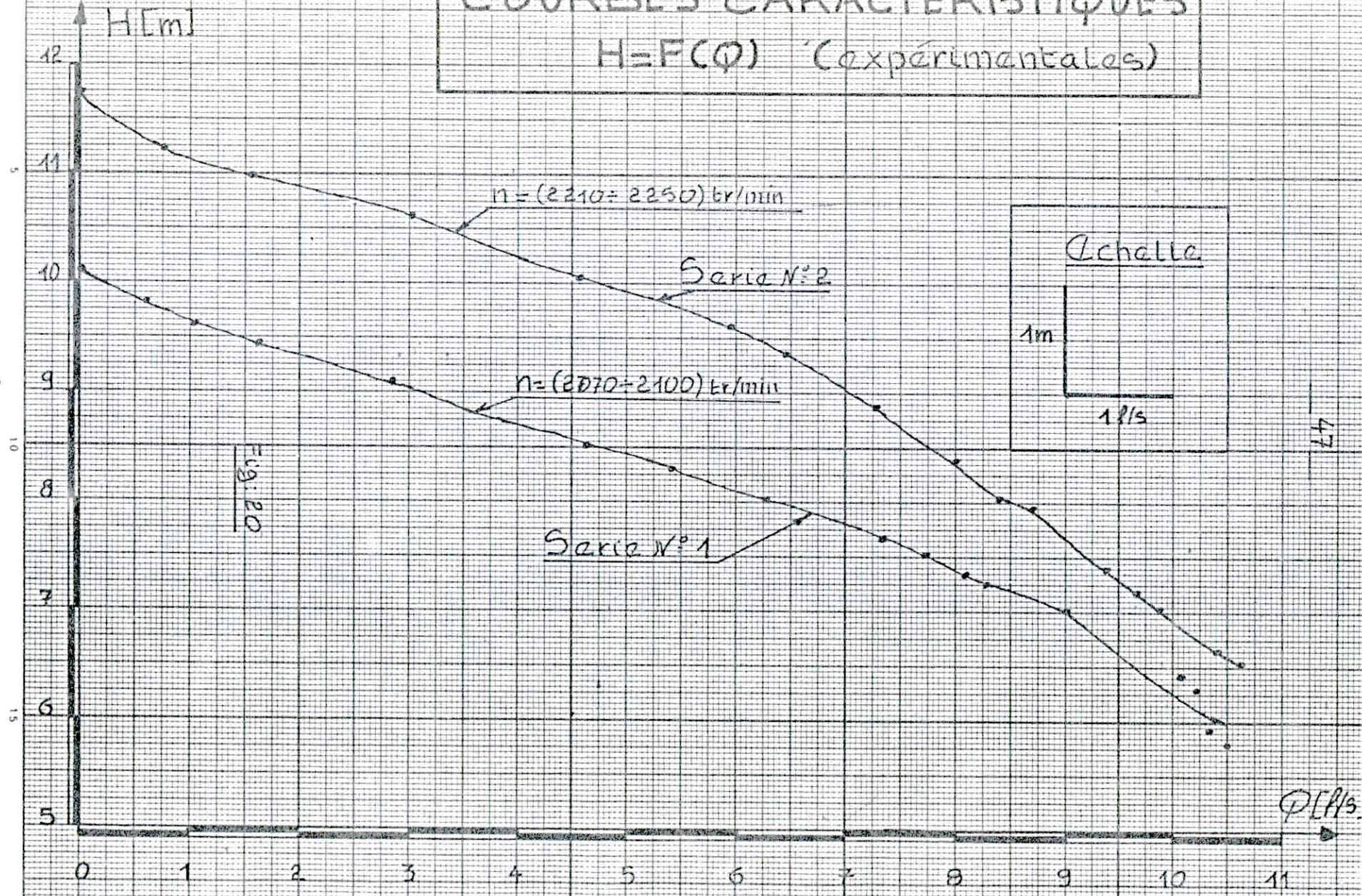
Serie. N° 2

Tableau N° 5

N°	Valeurs mesurées					Valeurs calculées			
	n tr/min	h ₁ mm	h ₂ mm	h mm	φ P/Δ	h ₁ -h ₂ mm	P ₂ -P ₁ Pa	Hmt m	
VR ouverte	1	2210	797	275	251	10,70	522	64385	6,58
	2	2210	789	260	249	10,45	529	65250	6,66
	3	2215	810	250	244	9,95	560	69082	7,05
	4	2215	815	243	242	9,75	572	70565	7,21
	5	2215	824	235	239	9,46	589	78352	7,42
	6	2220	845	210	232	8,76	635	78352	7,99
	7	2220	855	205	228	8,40	650	80206	8,19
	8	2220	863	196	224	8,05	667	82308	8,40
	9	2225	885	178	216	7,33	707	87252	8,91
	10	2230	900	156	200	6,50	744	91825	9,37
VR fermée	11	2230	910	145	190	5,98	765	94421	9,64
	12	2240	930	130	180	4,66	800	98747	10,08
	13	2240	952	105	152	3,05	847	104557	10,67
	14	2250	970	94	117	1,58	876	108142	11,04
	15	2250	973	80	88	0,78	893	110243	11,25
	16	2250	995	60	00	00	935	115434	11,78

COURBES CARACTÉRISTIQUES

H=F(Q) (expérimentales)



Après avoir tracer les courbes $H = F(\varphi)$ (Fig:20) à partir des séries (1) et (2), nous remarquons qu'elles ont plus au moins la même allure et c'est ce qui nous fait dire que les mesures prises sont acceptables.

5-3- CARACTERISTIQUES POUR DES VITESSES DE ROTATION CONSTANTES

En regardant les séries (1) ou (2), nous constatons qu'il y a une variation dans le nombre de tours. Ce qui fait que les courbes $H = F(\varphi)$ (Fig:20) ont été établies avec des vitesses variables et c'est pour cela que nous avons décidé de reporter la caractéristique de la série (2) aux vitesses de rotation (2000; 2300; 2500) tr/min qui sont pratiquement mesurables dans notre installation. Le calcul a été fait à partir des relations de similitude suivantes:

$$\varphi_m = \varphi \frac{n_m}{n}$$

$$H_m = H \left(\frac{n_m}{n} \right)^2$$

- " φ " et " H " sont les débits et hauteurs mesurés au nombre de tours " n " pendant l'expérience de la série (2)
- " φ_m " et " H_m " sont les débits et hauteurs recherchés pour le nombre de tours " n_m " imposé.

Les points pour tracer les trois courbes voulues, sont calculés et reportés dans le tableau suivant.

(Les courbes $H = F(\varphi)$ correspondant à ces valeurs sont tracées dans la figure N° 22)

Tableau: N° 6

N°	Valeurs calculées et mesurées Lors de la S 2			Valeurs calculées à vitesse constante					
	φ p/s	H m	n tr/min	$n_m = 2000$ tr/min		$n_m = 2500$ tr/min		$n_m = 2500$ tr/min	
	φ_m p/s	H _m m		φ_m p/s	H _m m	φ_m p/s	H _m m	φ_m p/s	H _m m
1	10,70	6,58	2210	9,68	5,39	11,13	7,13	12,10	8,40
2	10,45	6,66	2210	9,46	5,45	10,88	7,21	11,83	8,52
3	9,95	7,05	2215	8,94	5,75	10,28	7,60	11,17	8,98
4	9,75	7,21	2215	8,80	5,88	10,12	7,78	11,00	9,19
5	9,46	7,42	2215	8,54	6,05	9,82	8,00	10,67	9,45
6	8,76	7,99	2220	7,89	6,48	9,07	8,57	9,86	10,13
7	8,40	8,19	2220	7,57	6,65	8,71	8,79	9,47	10,39
8	8,05	8,40	2220	7,25	6,82	8,33	9,02	9,05	10,66
9	7,33	8,91	2225	6,59	7,20	7,58	9,52	8,24	11,25
10	6,50	9,37	2230	5,83	7,54	6,70	9,97	7,28	11,78
11	5,98	9,64	2230	5,36	7,75	6,16	10,25	6,70	12,11
12	4,66	10,08	2240	4,16	8,04	4,78	10,63	5,20	12,56
13	3,05	10,67	2240	2,71	8,51	3,12	11,25	3,39	13,29
14	1,58	11,04	2250	1,40	8,72	1,61	11,53	1,75	13,62
15	0,78	11,25	2250	0,69	8,89	0,79	11,76	0,86	13,89
16	00	11,78	2250	00	9,31	00	12,31	00	14,54

Ayant tracé les courbes $H = F(\varphi)$ pour $n = (2000; 2300; 2500)$ tr/min, nous allons tracer deux autres courbes $H = F(\varphi)$ pour $n = (2800; 3000)$ tr/min. Pratiquement, les mesures avec ces nombres de tours n'ont pas été possible, et cela pour des raisons déjà connues.

D'où les points constituant ces deux courbes seront calculés à l'aide de la similitude.

Notre cas sera donc la même machine véhiculant le même fluide, mais tournant à des vitesses différentes, en fonctionnement semblable.

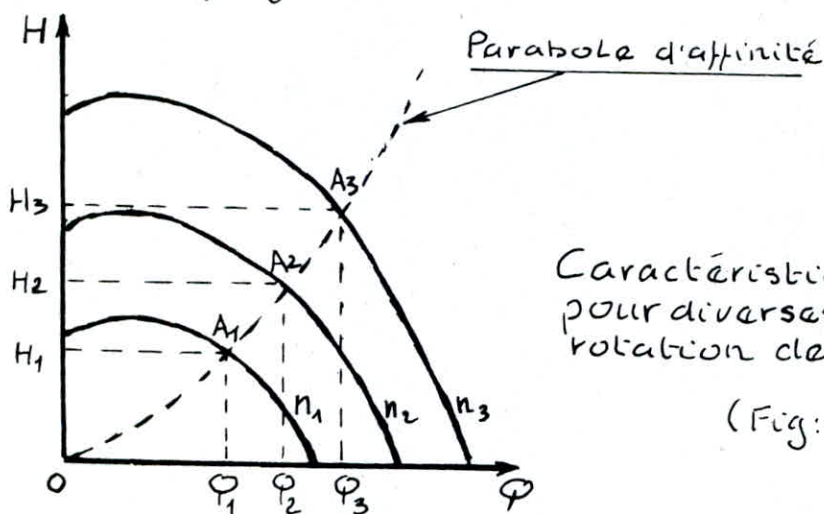
C'est à dire les variations se feront comme suit:

(débit) φ varie comme n

(hauteur) H varie comme n^2

(pression) P varie comme n^3

Soit la figure suivante



Caractéristique hauteur-débit pour diverses vitesses de rotation de même machine

(Fig: 21)

Prenons par exemple un point qui se rapporte aux points A_1, A_2, A_3 (points homologues), que nous relevons par les courbes hauteur - débit (Fig: 21) obtenues à différentes vitesses n_1, n_2, n_3 .

Par conséquent les coordonnées de ces points satisfont aux relations suivantes:

$$\frac{\varphi_1}{H_1} = \frac{\varphi_2}{H_2} = \frac{\varphi_3}{H_3}$$

$$\frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} = \frac{H_3}{n_3^2}$$

Nous aurons par exemple:

$$\varphi_1 = \varphi_3 \frac{n_1}{n_3}$$

$$H_1 = H_3 \left(\frac{n_1}{n_3} \right)^2$$

En considérant:

"H" et " φ ": hauteur et débit correspondant au nombre de tours " n " = (2000, 2300, 2500) tr/min

et

" H_m " et " φ_m ": hauteur et débit correspondant au nombre de tours " n_m " = (2800, 3000) tr/min

Nous avons alors les deux égalités suivantes:

$$\frac{H_m}{H} = \left(\frac{n_m}{n} \right)^2 \quad (1)$$

$$\frac{\varphi_m}{\varphi} = \frac{n_m}{n} \quad (2)$$

Des égalités (1) et (2) nous tirons l'équation de la parabole d'affinité $y = ax^2$

$$\frac{H_m}{H} = \left(\frac{\varphi_m}{\varphi}\right)^2$$

Formulant l'équation.

$$H_m = H \frac{1}{\varphi^2} \varphi_m^2 \longrightarrow \text{avec } \frac{H}{\varphi^2} = K$$

nous aurons

$$H_m = K \varphi_m^2$$

en fonction du nombre de tours l'équation sera:

$$H_m = K \varphi^2 \frac{n_m^2}{n^2}$$

Remarques:

Pour chaque parabole d'affinité passant par la courbe caractéristique mesurée, nous ne pouvons déterminer qu'un seul point de la courbe caractéristique recherchée.

Pour cela, il suffit de tracer plusieurs paraboles d'affinités pour pouvoir placer plusieurs points afin de tracer la courbe désirée.

Nous, nous sommes limiter à 7 paraboles qui correspondent à la série (2) et aux essais suivants:
N° (15; 13; 10; 8; 5; 3; 1).

Chaque point des courbes de $n = (2800 \text{ et } 3000) \text{ tr/min}$ est calculé trois fois c'est à dire, à partir de chacune des caractéristiques (2000; 2300 et 2500).

Calcul du paramètre K:

$$K = H / \varphi^2$$

Les résultats sont reportés dans le tableau suivant:

Tableau N° 7

N°	n = 2000 tr/min			n = 2300 tr/min			n = 2500 tr/min		
	$\varphi_{p/s}$	H_m	K	$\varphi_{p/s}$	H_m	K	$\varphi_{p/s}$	H_m	K
15	0,69	8,89	18,70	0,79	11,76	18,70	0,86	13,89	18,70
13	2,71	8,51	1,15	3,12	11,25	1,15	3,39	13,29	1,15
10	5,83	7,54	0,22	6,70	9,97	0,22	7,28	11,78	0,22
8	7,25	6,82	0,13	8,33	9,02	0,13	9,05	10,66	0,13
5	8,54	6,05	0,08	9,82	8,00	0,08	10,67	9,45	0,08
3	8,94	5,75	0,07	10,28	7,60	0,07	11,17	8,98	0,07
1	9,68	5,39	0,06	11,13	7,13	0,06	12,10	8,40	0,06

A partir des valeurs de "K" se trouvant dans le Tableau 7, nous pouvons tracer les paraboles d'affinités en fixant une série de hauteurs "H".

$$H_m = K \varphi^2 \frac{n_m^2}{n^2}$$

de cette formule nous pouvons calculer les coordonnées des points de toutes les paraboles.

Toutes les coordonnées sont reportées dans le tableau suivant:



Tableau: N° 8

abscisses (debits) pour Les sept (07) paraboles							
	N°: 15	N°: 13	N°: 10	N°: 8	N°: 5	N°: 3	N°: 1
H _m	K=18,70	K=1,15	K=0,22	K=0,13	K=0,08	K=0,07	K=0,06
0	0	0	0	0	0	0	0
2	0,32	1,32	3,02	3,92	5	5,34	5,77
4	0,46	1,87	4,26	5,55	7,07	7,55	8,16
6	0,56	2,28	5,22	6,80	8,66	9,25	10
8	0,65	2,63	6,03	7,84	10	10,70	11,54
10	0,73	2,94	6,74	8,77	11,18	12	12,90
12	0,80	3,23	7,38	9,60	12,24	13,09	14,14
14	0,87	3,49	7,98	10,40	13,23	14,14	15,27
16	0,92	3,73	8,53	11,09	14,14	15,11	16,32
18	0,98	3,95	9,04	11,76	15	16	17,32
20	1,03	4,17	9,53	12,40	15,8	16,90	18,25

Les paraboles sont tracées dans La fig: 22
 Ayant tracer Les paraboles d'affinités, nous pouvons
 calculer et placer Les points des caractéristiques (2800 et
 3000) dans La fig: 22

Tout point, ne sera que La moyenne d'un triplet de
 points se trouvant proche l'un de l'autre sur La
 même parabole.

Les points de ces deux caractéristiques seront calculés d'après la formule :

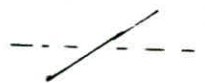
$$H_m = H \frac{n_{(11)}^2}{n^2}$$

Les valeurs sont reportées dans le tableau suivant :

Tableau N° 9

N°	n = 2000 tr/min			n = 2300 tr/min			n = 2500 tr/min		
	H ₍₁₁₎	H _m (m)		H ₍₁₁₎	H _m (m)		H ₍₁₁₎	H _m (m)	
		n _m =2800	n _m =3000		n _m =2800	n _m =3000		n _m =2800	n _m =3000
15	8,89	17,42	20,00	11,76	17,43	20,00	13,89	17,42	20,00
13	8,51	16,68	19,15	11,25	16,67	19,14	13,29	16,67	19,14
10	7,54	14,78	16,97	9,97	14,78	16,96	11,78	14,78	16,96
8	6,82	13,37	15,34	9,02	13,37	15,34	10,66	13,37	15,35
5	6,05	11,86	13,61	8,00	11,86	13,60	9,45	11,85	13,60
3	5,75	11,27	12,94	7,60	11,26	12,93	8,98	11,26	12,93
1	5,39	10,56	12,13	7,13	10,57	12,13	8,40	10,54	12,10

- Après avoir fait le calcul, nous remarquons que chacun des triplets se compose d'un seul point ou de deux et trois points dans un voisinage très proche.
- Les courbes $H = F(\varphi)$ aux vitesses de rotation (2800 et 3000) sont tracées dans la fig. 22



COURBES CARACTERISTIQUES
 $H=F(Q)$ POUR LES NOMBRES
DE TOURS (2000; 2300; 2500;
2800; 3000)

Fig: 22

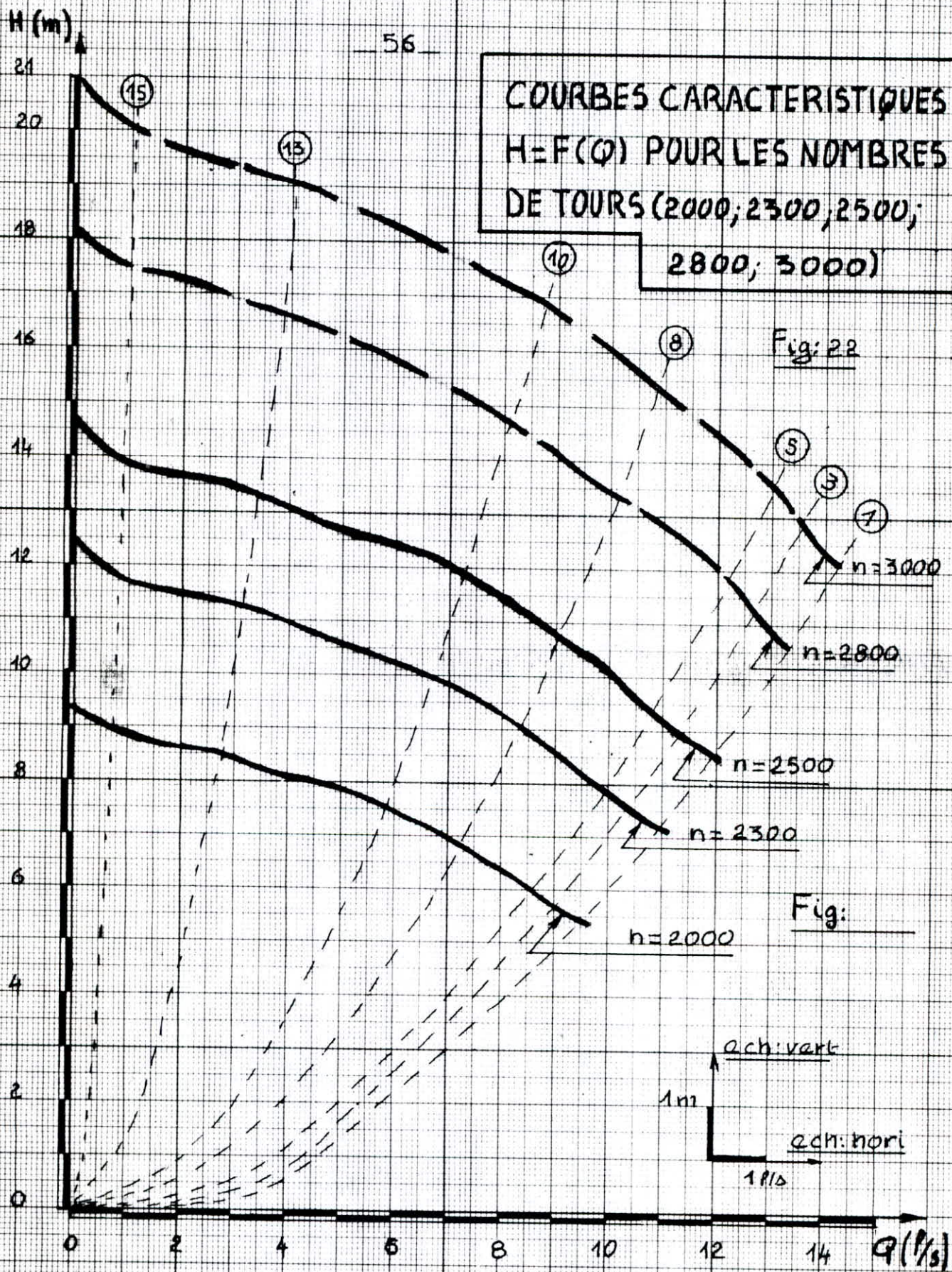


Fig: _____

DISCUSSION SUR LES RESULTATS

Les paramètres nominaux obtenus à partir d'un calcul théorique répondant à des normes internationales sont: $\varphi_{nom} = 15 \text{ l/s}$ pour $H_{nom} = 17,60 \text{ m}$ et cela au nombre de tours $n = 3000 \text{ tr/min}$.

Seulement ces paramètres ne correspondent pas exactement aux débits et hauteurs trouvés lors des essais.

Suivant la caractéristique $H = F(\varphi)$ pour $n = 3000 \text{ tr/min}$ nous avons un débit max ($\varphi = 14,52 \text{ l/s}$) correspondant à une hauteur ($H = 12,10 \text{ m}$), ce qui est petit devant les paramètres nominaux et cela peut s'expliquer par la précision de construction de la pompe qui ne correspond pas à la performance de pointe voulue.

5-3 PUISSANCE ET RENDEMENT

Il se trouve que la puissance est la grande inconnue que nous ne pouvons mesurer au niveau du laboratoire. Et pour cela il nous a été impossible de faire une étude lors de nos essais sur les caractéristiques:

$$P = F(\varphi) \text{ et } \eta_{gr} = F(\varphi).$$

Nous nous sommes arrivés à avoir une estimation du rendement du groupe en se basant sur la consommation de gaz oil.

Exemple de calcul de la consommation:

- Conversion de certaines unités concernant le calcul de la consommation.

$$1 \text{ Kcal} = 427 \text{ kg.m}$$

$$1 \text{ ch} = 75 \text{ kg.m/s} = 0,736 \text{ Kw}$$

$$1 \text{ ch.h} = 27 \cdot 10^4 \text{ Kw}$$

$$1 \text{ ch.h} = 0,736 \text{ Kw/h} = \frac{27 \cdot 10^4}{427} = 632 \text{ Kcal}$$

Si le combustible (gaz.oil) a un pouvoir calorifique de l'ordre de 10.000 Kcal et si le rendement du moteur diesel considéré est de 25 ÷ 40%, la consommation sera théoriquement :

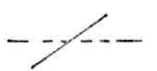
$$U = \frac{632}{0,4 \cdot 10^4} = 0,158 \text{ Kg/ch/h} = 158 \text{ g/ch/h}$$

Soit une consommation de:

$$U = 0,214 \text{ Kg/Kw/h}$$

La consommation permet dans certains cas de calculer le rendement global (η_{gr}).

Dans notre cas nous estimons le rendement du groupe, vu que nous ne pouvons effectuer la mesure de la consommation du gaz.oil, de peur que le régime de fonctionnement du moteur soit dérégulé pour des raisons de pénétration d'air.



- Estimation du rendement du groupe (η_{gr})

Pratiquement les diesel ont une consommation de l'ordre de 200 à 350 g/ch/h.

En prenant une consommation moyenne de 280 g/ch/h nous aurons donc:

$$u = 0,280 \text{ kg/ch/h} = 0,380 \text{ kg/kw/h}$$

consommation spécifique.

$$q = u \cdot H$$

q: consommation spécifique;

u: consommation de combustible

H: pouvoir calorifique du combustible

$$H = 10^4 \text{ kcal} = 11,65 \text{ kw.h/kg}$$

d'où

$$q = 3,262$$

nous aurons donc un rendement (η_{gr})

$$\eta_{gr} = \frac{1}{q} = 0,306 = 30,6\%$$



6- ERREURS

Connaissant les lectures, maximale et minimale h_1 du manomètre, nous pouvons calculer l'erreur absolue E_{h_1} d'après: $E_{h_1} \leq 2\sigma_h$

$$\left. \begin{array}{l} h_{1 \max} = 797 \text{ mm} \\ h_{2 \min} = 796 \text{ mm} \end{array} \right\} \text{ Ces deux hauteurs sont prises pendant la même mesure}$$

$$E_{h_1} = \frac{h_{1 \max} - h_{1 \min}}{2} = 0,5 \text{ mm}$$

et

$$\sigma_{h_1} = \frac{E_{h_1}}{2} = 0,25 \text{ mm}$$

Puisque nous avons une même amplitude d'oscillation dans les tubes du manomètre, nous aurons:

$$\sigma_{h_1} = \sigma_{h_2}$$

L'erreur quadratique: $\sigma_{\Delta h}^2$ sera alors:

$$\sigma_{\Delta h}^2 = 2 \sigma_{h_1}^2 = 0,125 \text{ mm}^2$$

Concernant l'erreur du débit du banc d'essais, nous opérons de la façon suivante

$$Q = C \cdot h^{5/2}$$

Q: débit pris d'après le tableau d'étalonnage

C: coefficient du débit

h: hauteur prise au moyen du limnimètre

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial h}\right)_c = \frac{5ch^{3/2}}{2} ; \left(\frac{\partial \varphi}{\partial c}\right)_h = h^{5/2}$$

$$\sigma_{\varphi}^2 = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial h}\right)_c^2 \cdot \sigma_h^2 + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial c}\right)_h^2 \cdot \sigma_c^2$$

$$\sigma_{\varphi}^2 = \left(\frac{5ch^{3/2}}{2}\right)^2 \cdot \sigma_h^2 + \left(\frac{h^{5/2}}{1}\right)^2 \cdot \sigma_c^2$$

$$\frac{\sigma_{\varphi}^2}{\varphi^2} = \left(\frac{5h^{3/2}}{2h^{5/2}}\right)^2 \cdot \sigma_h^2 + \left(\frac{1}{c}\right)^2 \cdot \sigma_c^2$$

Cl'ou:
$$\frac{\sigma_{\varphi}}{\varphi} = \frac{25}{4} \frac{\sigma_h}{h} + \frac{\sigma_c}{c}$$

Principe de calcul

$$h = 251 \text{ mm} = 0,251 \text{ m}$$

$$\varphi = 10,70 \text{ l/s} = 0,0107 \text{ m}^3/\text{s} \quad \left. \vphantom{\varphi} \right\} \text{valeurs maximales pendant l'essai}$$

$$c = \frac{\varphi}{h^{5/2}} = 0,3389$$

Sachant que le tableau d'étalonnage a été établi à 2% près, en déduit la valeur de σ_c

$$\frac{\sigma_c}{c} = 0,02 \Rightarrow \sigma_c = 6,8 \cdot 10^{-3}$$

$E_h = 10^{-3} \text{ m}$ —————> Erreur absolue de lecture.

$$\sigma_h = \frac{E_h}{2} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

alors $\frac{\sigma_h}{h} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ pour $h = 1 \text{ m}$

$$\frac{\sigma_{\varphi}^2}{\varphi^2} = \frac{25}{4} \cdot \frac{\sigma_h^2}{h^2} + \frac{\sigma_c^2}{c^2} = 4 \cdot 10^{-4}$$

VI. INTRODUCTION

Dans cette deuxième partie, il sera question de l'étude d'un banc d'essais normalisé qui pourrait être installé dans le laboratoire d'hydraulique de L'EIVP.

Ce banc sera une source de "TP" qui pourra éventuellement être proposée aux étudiants faisant le module "Machines hydraulique" (Fen 205). Dans ce banc, les étudiants auront une idée plus large sur le fonctionnement des pompes centrifuges ainsi que sur leurs caractéristiques par le biais des essais techniques.

Il serait très intéressant de proposer dans ce banc, la recherche de la réserve disponible de la charge nette à l'aspiration ($NPSH_{disp}$)

VII - CONSTITUTION DU BANC D'ESSAIS NORMALISE

Le banc d'essais sera constitué par:

(voir planche N° 2)

- Deux pompes centrifuges avec leur moteur d'entraîne-
- ment (électrique)
- Un diaphragme pour la mesure des débits
- Deux vannes de réglage
- Une chambre de tranquillisation
- Une crépine avec clapet de pied
- Un vacuomètre et un manomètre à mercure au
niveau de l'aspiration
- Un manomètre industriel et un manomètre à mercure au
niveau du refoulement
- Deux conduites (aspiration et refoulement)

Le circuit hydraulique sera fermé.

L'aspiration se fera en dépression.

1 - POMPES

Les deux pompes centrifuges sont construites par l'entreprise nationale de production de matériels hydrauliques (voir fiche technique)

- La première pompe (n°1) est du type 80.NVA.230-6
- La pompe auxiliaire (n°2) sera, plus puissante et du
type 80 NVA.230-8

FICHE TECHNIQUE

POMPES NVA

DOMAINE D'UTILISATION

Les pompes NVA se distinguent par leur conception moderne simple et légère, ainsi que par leurs caractéristiques hydrauliques excellentes assurant un fonctionnement économique et sûr.

Elles sont utilisées dans les domaines suivants:

- Agriculture pour irrigation
- Alimentation en eau potable ou industrielle (refoulement)
- Réseau de lutte contre l'incendie.

Ces pompes sont conçues pour refouler des eau ayant:

- Une teneur de 5% de matières en suspension (boues)
- Des additions mécaniques (sable) d'une teneur de 2% et une granulométrie de 0,5 mm.
- Une température pouvant aller jusqu'à 80°C
- Une acidité de PH-6 calculée à 20°C

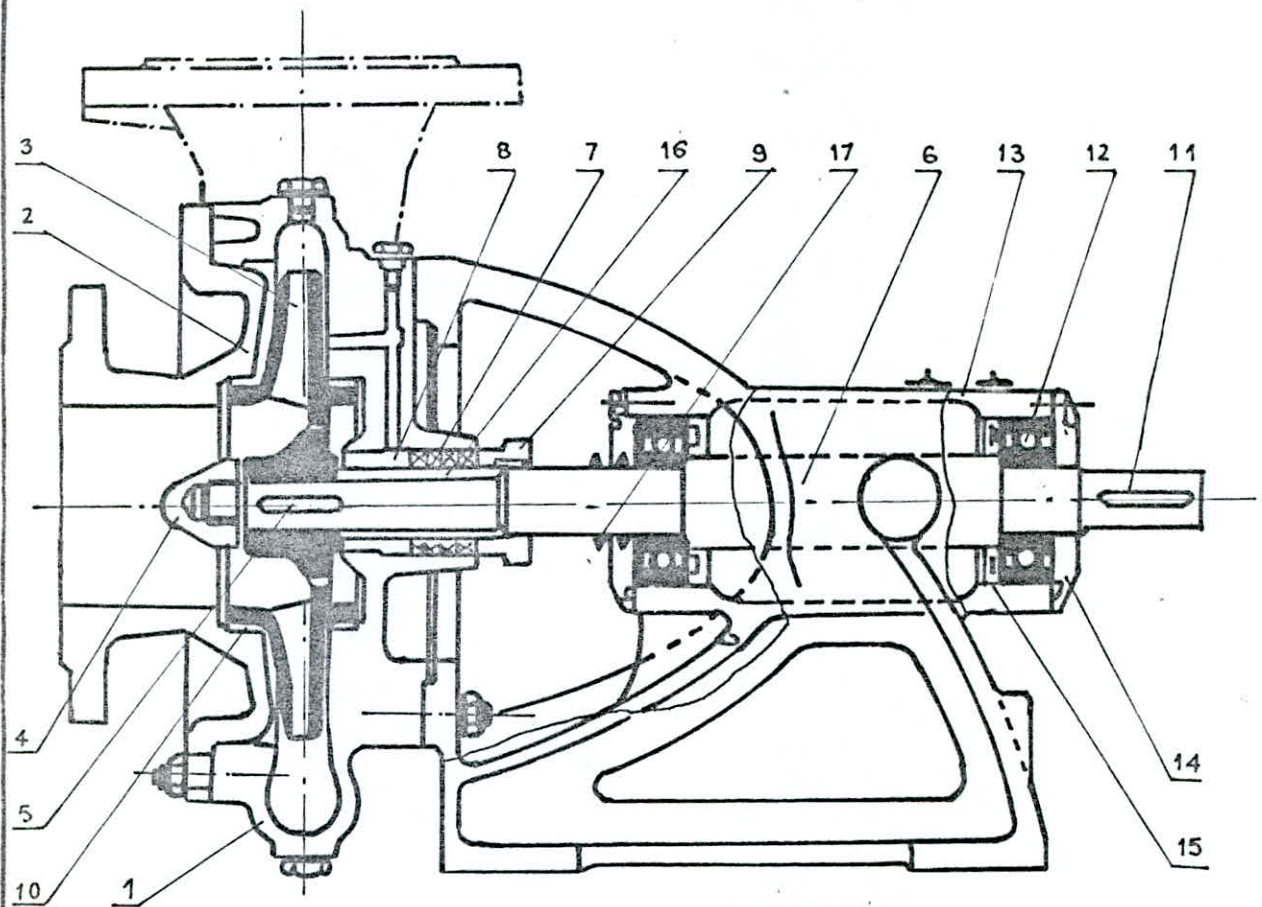
CONSTRUCTION

Les pompes centrifuges NVA se composent de deux parties:

- Une partie hydraulique.
- Une partie mécanique.

MATERIAUX UTILISES

Le corps de la pompe, le couvercle d'aspiration et la roue centrifuge sont en fonte grise. L'arbre est en acier au carbone. Le support est en fonte. Les pompes NVA peuvent être accouplées soit à un moteur électrique, soit à un moteur thermique. La plaque de base est en fonte dans le cas d'un accouplement électrique sinon en mécano-soudé.



1 — Corps de pompe

2 — Couvercle d'aspiration

3 — Roue centrifuge

4 — Erou 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 chevalot

14 — Couvercle de palier

15 — Tôle de recouvrement

16 — Douille de protection

17 — Racleur

Caractéristiques techniques

Tableau N° 10

Type	puissance Kw	débit m ³ /h	Hauteur m	NPSH m	n min ⁻¹	Di/PN ASIP mm/bar	Di/PN réf mm/bar
80NVA230.6	~2	31,5	15	5,4	1450	80/10	80/10
80NVA.230.8	15	63	60	5,4	2900	80/10	80/10

- Lorsqu'une pompe centrifuge n'est pas en charge à l'aspiration, un amorçage de la pompe doit être prévu avant la mise en marche du groupe.

Pour les petites pompes dont l'aspiration est munie d'un clapet-de-pied, il suffit de prévoir manuellement le remplissage de l'aspiration par l'eau déversée dans un entonnoir disposé sur la volute.

- Dans notre cas les deux pompes sont accouplées en série, ce qui fait que la caractéristique débitante (résultante) est obtenue en faisant, pour chaque débit la somme des ordonnées correspondant aux hauteurs engendrées par elles: (voir Fig: n° 23)
Cet accouplement est fait dans le but d'augmenter le débit max.



Les caractéristiques des deux pompes ont été tracé par les relations de similitude à partir de la caractéristique de la pompe 80-NVA-230-8 avec une vitesse de rotation $n = 2250 \text{ mn}^{-1}$ donné par le constructeur.

La caractéristique de la conduite répond à l'équation d'une parabole: $H_c = C \varphi^2$

C : Résistance de la conduite.

$$C = 0,0828 \frac{\lambda}{D^5} \cdot L_e$$

Les pertes de charge locales sont estimées à 15% des pertes dues aux frottements. Ce qui nous donne

$$L_e = 1,15 L$$

$$\lambda = \left(1,14 - 0,86 \ln \frac{\epsilon}{D} \right)^{-2}$$

λ : Coefficient de perte de charge

ϵ : Rugosité de la conduit en mètres

D: Diamètre de la conduite en mètres

L: Longueur de la conduite en mètres

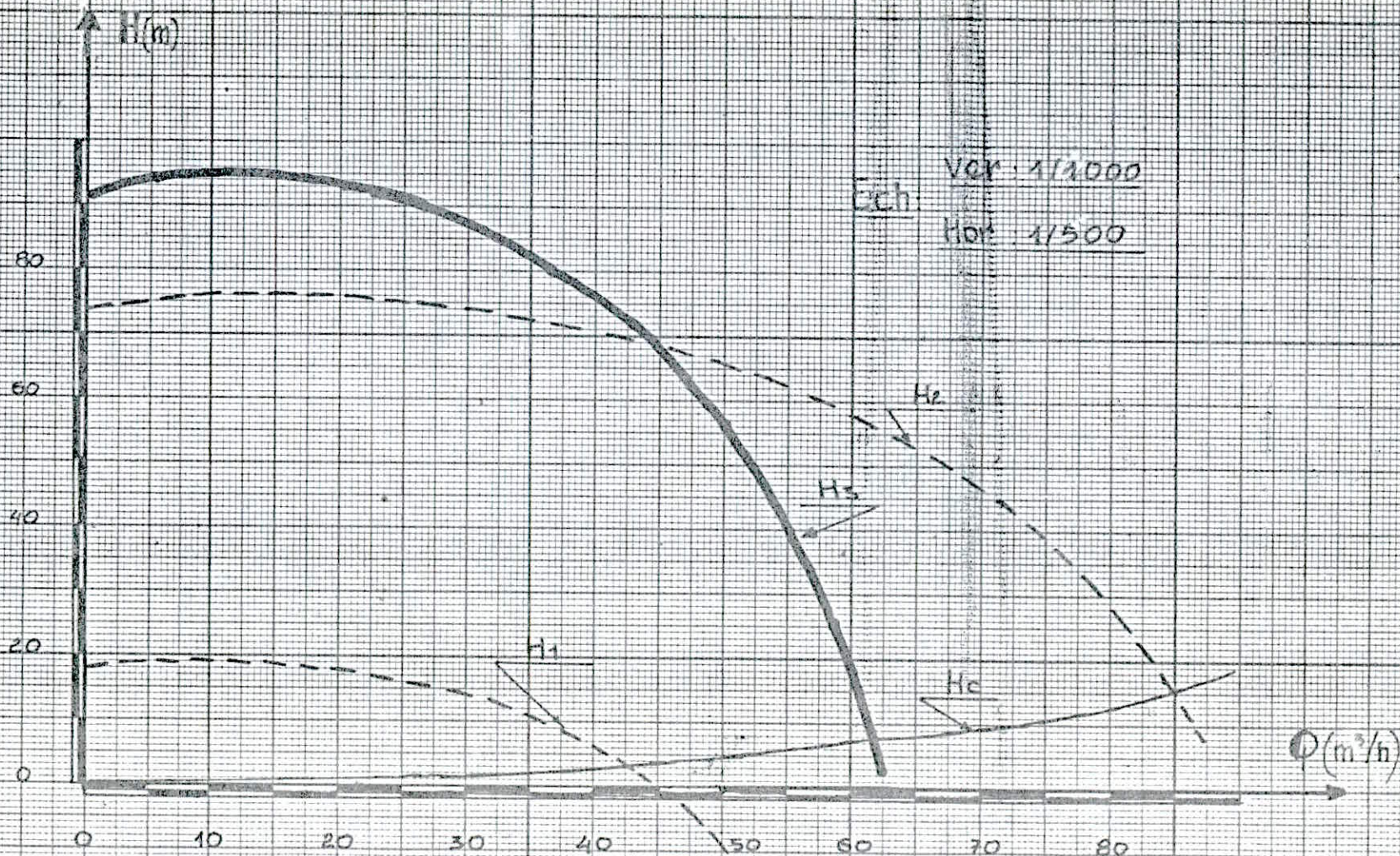
L_e : Longueur équivalente en mètres

Ayant pris une conduite en acier avec un rugosité de 10^{-3} m et une longueur de 22 m, nous aurons donc

$$H_c = 2,65 \cdot 10^4 \varphi^2$$

CARACTERISTIQUE DEBITANTE DES POMPES 80-NVA-230-6 ET 80-NVA-230-8 ACCOUPLEES EN SERIE

H_1 : caractéristique de 80-NVA-230-6
 H_2 : caractéristique de 80-NVA-230-8
 H_3 : caractéristique débitante
 H_c : caractéristique de la conduite



2 - MESURE DES DEBITS

Les méthodes de mesure du débit sont nombreuses. On peut les classer sommairement de la façon suivante :

- a) Méthodes basées sur l'intégration plus ou moins simplifiées de la courbe de répartition des vitesses dans la section de mesure.
- b) Méthode utilisant la loi d'écoulement des fluides incompressibles (équation de BERNOULLI) : Orifices de vidange d'un réservoir, venturis, systèmes déprimogènes, déversoirs.
- c) Méthodes de mesures volumétriques massiques
- d) Méthodes diverses, électriques, chimiques, mécanique, etc.....

Nous nous sommes intéressés à étudier les SYSTEMES DEPRIMOGENES.

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

du fluide en intercalant une tuyère ou un diaphragme entre deux brides de la conduite.

L'analyse des lignes de courant montre que l'on obtient une forme d'écoulement analogue à celle provoquée par un convergent-divergent (voir Fig 24).

2-1 METHODE DE CALCUL DU DIAPHRAGME

Supposons un fluide incompressible, avec comme ρ_0 la masse volumique, 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_0), P_c, C_c ; la pression statique et la vitesse dans la région où la section de veine est minimale (section S).

$$\text{Posons } m = \frac{S}{S_0} = \frac{C_0}{C_c}$$

appliquons le théorème de BERNOULLI entre les sections "O" et "C" (voir Fig 24)

$$\frac{C_c^2 - C_0^2}{2g} = \frac{P_0 - P_c}{\rho_0}$$

d'où on tire

$$C_c^2 = \frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_0(1 - m^2)}$$

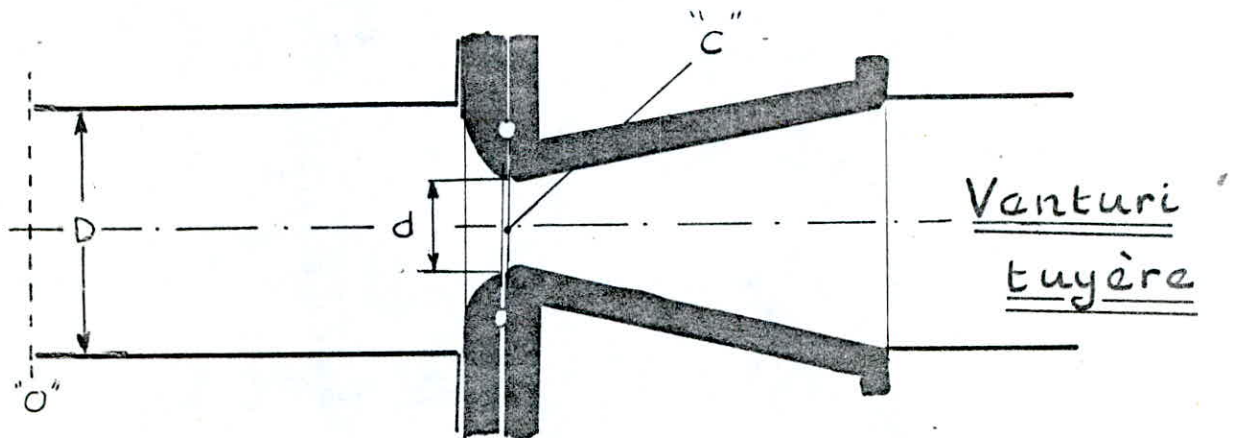
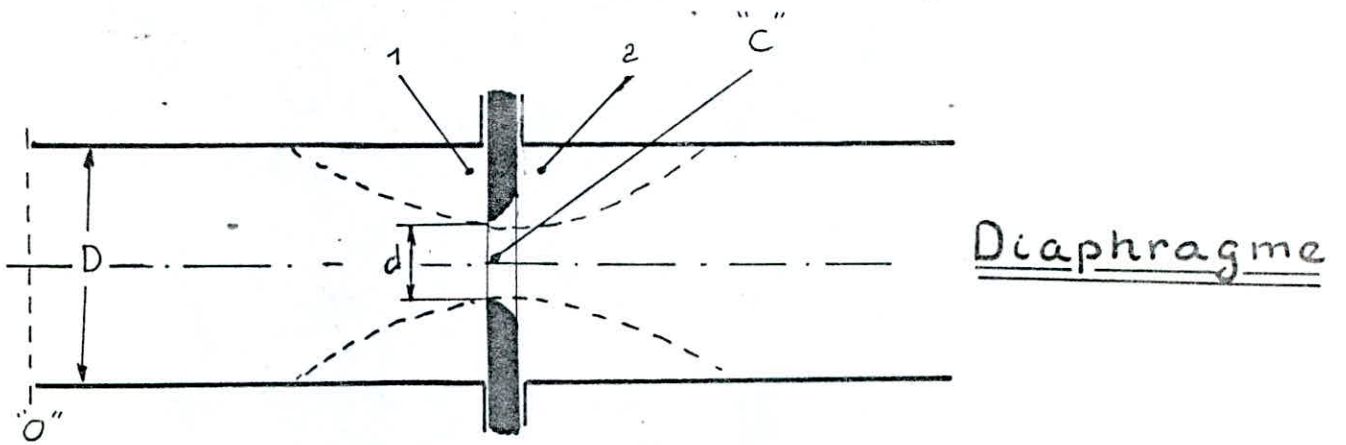
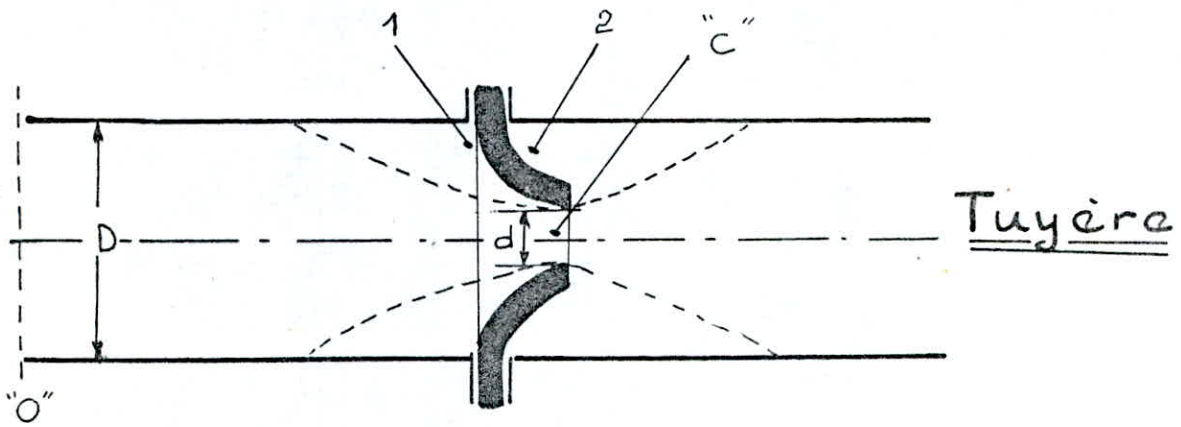


Fig:24

Posons

$$E = \frac{1}{\sqrt{1-m^2}} \quad (\text{coefficient de vitesse d'approche})$$

d'où

$$C_c = E \sqrt{\frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_0}}$$

Le débit volumique théorique est alors

$$q_r = S \cdot C_c = S \cdot E \sqrt{\frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_0}}$$

Pour obtenir le débit réel, il faut multiplier la valeur précédente par un coefficient de débit C' , inférieur à 1, déterminé expérimentalement et qui traduit l'influence des pertes par frottement, par tourbillons, par l'inégale répartition des vitesses. Dans la détermination de ce coefficient, nous tenons compte également des deux faits suivants:

- 1^{er}: Dans les calculs, nous prenons la section minimale 'S' de l'appareil déprimogène sans tenir compte du coefficient de contraction,
- 2^{em}: Au lieu de mesurer 'P₀' et 'P_c', nous mesurons les pressions 'P₁' et 'P₂' dans les angles morts amont et aval de l'appareil déprimogène, ce qui est beaucoup plus commode, mais nécessite une nouvelle correction.

Le débit volumétrique réel est donc

$$q_v = C \cdot S \cdot E \sqrt{\frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_0}}$$

Selon la norme ISO 5167-1980 (measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full), il faut tenir compte des relations suivantes: (voir Fig 25)

$$4 \text{ mm} \leq \phi_j \leq 10 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} 1 \text{ mm} \leq a \leq 10 \text{ mm} \\ 0,01D \leq a \leq 0,02D \end{aligned} \right\}$$

$$0,005D \leq e \leq 0,02D$$

$$E \leq 0,05D$$

$$30^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$$

$$d \geq 12,5 \text{ mm} ; 50 \text{ mm} \leq D \leq 1000 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} 0,23 < \beta < 0,8 ; \text{ avec } \beta = \frac{d}{D} \\ \frac{f-D}{D} \cdot \frac{c}{D} \cdot 100 \leq \frac{0,1}{0,1+2,3\beta^4} \quad (b=D) \end{aligned} \right\}$$

$$C \leq 0,5D$$

$$D \leq b \leq 1,04D$$

$$f \geq 2 \cdot a$$

$$g \cdot h \geq \frac{\pi \cdot b \cdot a}{2}$$

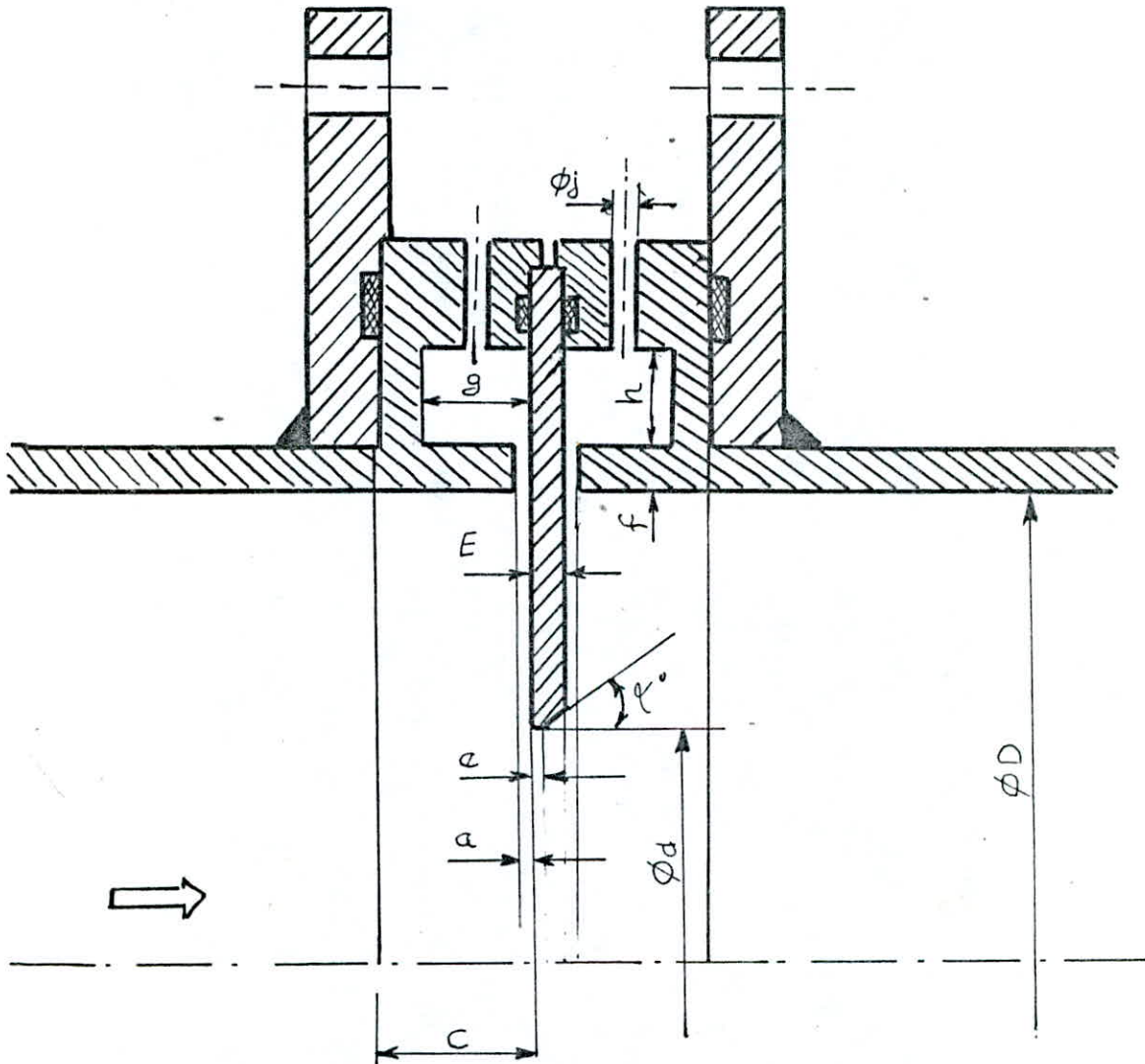
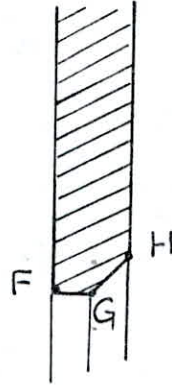


Schéma de diaphragme

Fig: 25

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



Régime d'utilisation

$$IR_e = \frac{C_0 D}{v}$$

Tableau N° 11

β	IR_e
0,23-0,45	$5000-10^8$
0,45-0,77	$10\ 000-10^8$
0,77-0,80	$20\ 000-10^8$

La rugosité relative admissible ($\frac{k}{D} \cdot 10^4$) est dans la conduite d'about de longueur $10 \cdot D$

Tableau N° 12

β	$\leq 0,3$	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8
$\frac{k}{D} \cdot 10^4$	25	18,1	12,9	10	8,3	7,1	5,6	4,9	4,2	4	3,9

Si les conditions énumérées plus haut sont dûment utilisées à la fois pour la réalisation du diaphragme alors le coefficient de débit est

$$C = 0,5959 + 0,0312 \beta^{2,1} - 0,1840 \beta^8 + 0,0029 \beta^{2,5} \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{0,75}$$

La perte de charge due au diaphragme est:

$$\Delta P' \cong \frac{1 - C \cdot E \cdot \beta^2}{1 + C \cdot E \cdot \beta^2} \cdot (P_1 - P_2)$$

2.2 CALCUL DU DIAPHRAGME

Donnée de base:

Nous avons un $Q_{estimé} = 15 \text{ l/s} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$

pour ce calcul nous prenons $Q_{max} = 1,3 Q_{estimé}$

donc $Q_{max} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$

$D = 80 \text{ mm}$: diamètre de la conduite.

Nous fixons $\Delta h_0 = 1 \text{ m}$ de Hg

$$P_1 + \rho_{eau} \cdot g \cdot z + \rho_{eau} \cdot g \cdot \Delta h_0 = P_2 + \rho_{eau} \cdot g \cdot z + \rho_{Hg} \cdot g \cdot \Delta h_0$$

$$P_1 + \rho_{eau} \cdot g \cdot \Delta h_0 = P_2 + \rho_{Hg} \cdot g \cdot \Delta h_0$$

d'où

$$P_1 - P_2 = g \cdot \Delta h_0 [\rho_{Hg} - \rho_{eau}]$$

P_1 et P_2 : Pressions dans les angles morts amont et aval du diaphragme

ρ_{Hg} : masse volumique du mercure = 13600 kg/m^3

ρ_{eau} : masse volumique de l'eau = 1000 kg/m^3

$$P_1 - P_2 = 9,81 \cdot 1 \cdot [13600 - 1000] = 123606 \text{ Pa}$$

donc $\Delta P_0 = 123606 \text{ Pa} = 1,23606 \text{ bar}$

Nous devons connaître la valeur du diamètre 'd' de l'étranglement au niveau du diaphragme.

Nous avons les valeurs de β de 0,2 à 0,8 et que $\beta = \frac{d}{D}$.

Pour cela il faut trouver la valeur de β correspondant aux débits Q_{max} et à la différence de pression ' ΔP_0 ' afin de trouver 'd'

$$C.E.\beta^2 = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P_0}{\rho}}} = 0,247$$

C: coefficient débit.

E: coefficient de vitesse d'approche.

Avec la valeur de $C.E.\beta^2 = 0,247$ nous tirerons la valeur de β cherché, de la courbe $C.E.\beta^2 = F(\beta)$

PRINCIPE DE CALCUL DE LA COURBE $C.E.\beta^2 = F(\beta)$

$$E = \frac{1}{\sqrt{1-m^2}} \quad \text{avec } m = \frac{s}{S} = \frac{d^2}{D^2} = \beta^2$$

$$\text{d'où } E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

$$C = 0,5959 + 0,0312 \beta^{2,1} - 0,1840 \beta^8 + 0,0029 \beta^{2,5} \left[\frac{10^6}{R_2} \right]^{0,75}$$

Calcul du nombre de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{4 \varphi D}{\pi D^2 \nu} = \frac{4 \varphi}{\pi D \nu}$$

ν : viscosité cinématique de l'eau = $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$\varphi = \varphi_{\max} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{d'où } Re = 0,318309 \cdot 10^6$$

Ayant la Re, ainsi que 'E' et 'C' en fonction de 'B', nous pouvons tracer $E.C.B^2$ à partir du Tableau suivant:

Tableau N°13

B	B ²	E	C	E.C.B ²
0,2	0,04	1,0008	0,591	0,0239
0,3	0,09	1,0041	0,5987	0,0541
0,4	0,16	1,0130	0,6010	0,0974
0,5	0,25	1,0328	0,6037	0,1559
0,6	0,36	1,0719	0,6054	0,2336
0,7	0,49	1,1472	0,6029	0,3389
0,8	0,64	1,3014	0,5885	0,4901

Ayant tracé la courbe $E.C.B^2 = F(B)$, (Fig:26), nous pouvons tirer la valeur de 'B' qui correspond à $E.C.B^2 = 0,247$

COURBE $CE\beta^2 = F(\beta)$

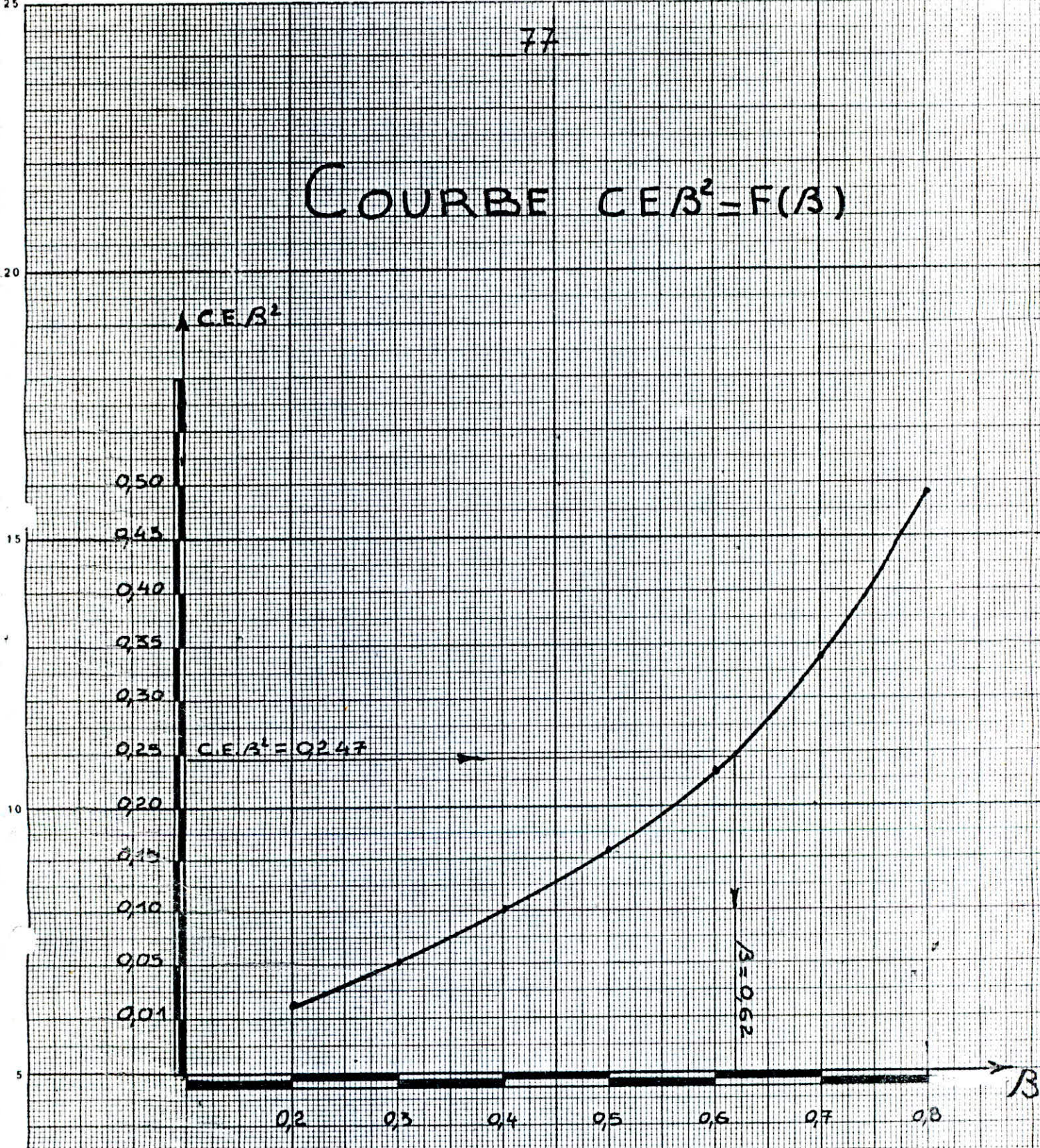


Fig: 26

$$\beta = 0,62; \text{ (correspondant à E.C. } \beta^2 = 0,247 \text{)}$$

Sachant: $\beta = \frac{d}{D}$

nous tirons;

$$d = \beta \times D = 49,60 \text{ mm}$$

Nous prenons la valeur;

$$d = 50 \text{ mm}$$

Pour cela nous devons corriger la valeur de β'

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{50}{80} = 0,625$$

Finalement nous aurons:

$$\left. \begin{array}{l} D = 80 \text{ mm} \\ d = 50 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow \beta = 0,625$$

REGIME D'UTILISATION

Suivant le tableau donné à la page n°
et la valeur de β , nous fixons le régime
d'utilisation.

$$\beta = 0,6173$$

donc

β	Re
0,45 ÷ 0,77	$10^4 \div 10^8$

$$\varphi = \frac{Re \cdot \pi \cdot D \cdot D}{4} = \begin{cases} \text{Pour } Re = 10^4 \Rightarrow \varphi = 0,064 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} \\ \text{Pour } Re = 10^8 \Rightarrow \varphi = 0,064 \cdot 10^2 \text{ m}^3/\text{s} \end{cases}$$

RUGOSITE ADMISSIBLE

ELLE est fonction de β'

Suivant la valeur de β' , nous tirons la valeur de $(k/D \cdot 10^4)$ du tableau N° 12 à la page N° 73. Pour $\beta = 0,625$ nous n'avons pas la valeur dans le tableau. Et pour cela nous faisons une interpolation dans l'intervalle où se trouve notre β' .

$$0,6 < \beta < 0,7$$

$$\beta = 0,6 \longrightarrow k/D \cdot 10^4 = 4,20$$

$$\beta = 0,7 \longrightarrow k/D \cdot 10^4 = 4,00$$

après interpolation nous avons:

$$\text{Pour } \beta = 0,625 \longrightarrow k/D \cdot 10^4 = 4,05$$

d'où la rugosité $k = D \cdot 4,05 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

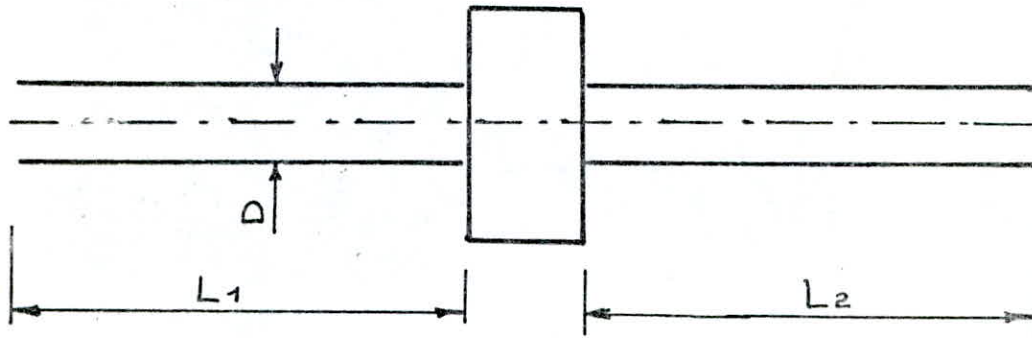
$$k = 0,324 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

ce qui correspond à une conduite vraiment lisse et bien finie.

2.3. POSITION DU DIAPHRAGME DANS LE SYSTEME

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 suivant:



Position du diaphragme

Tableau N° 14

β	L_1/D	L_2/D
0,20	34 (17)	4 (2)
0,25	34 (17)	4 (2)
0,30	34 (17)	5 (2,5)
0,35	36 (18)	5 (2,5)
0,40	36 (18)	6 (3)
0,45	38 (19)	6 (3)
0,50	40 (20)	6 (3)
0,55	44 (22)	6 (3)
0,60	48 (24)	7 (3,5)
0,65	54 (27)	7 (3,5)
0,70	62 (31)	7 (3,5)
0,75	70 (35)	8 (4)
0,80	80 (40)	8 (4)

En utilisant les valeurs entre parenthèses, il faut ajouter $\pm 0,5\%$ comme erreur de mesure supplémentaire.

Avec celles sans parenthèses, il n'y a pas lieu de compter une erreur de mesure supplémentaire.

A partir de la valeur de $B = 0,625$; nous déduisons l'emplacement du diaphragme dans le système d'après le tableau N° 14

En consultant ce tableau, nous constatons que 'B' est compris entre 0,6 et 0,65, ce qui nous amène à faire une interpolation

$$\text{Pour } B = 0,65 \longrightarrow L_1/D = 54 \text{ et } L_2/D = 7$$

$$\text{Pour } B = 0,60 \longrightarrow L_1/D = 48 \text{ et } L_2/D = 7$$

d'où après interpolation nous avons :

$$\text{Pour } B = 0,625 \longrightarrow L_1/D = 51,00 \text{ et } L_2/D = 7$$

Ce qui nous donne les longueurs suivantes pour $D = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$L_1 = 4,08 \text{ m}$$

$$L_2 = 0,56 \text{ m}$$



2-4. ERREURS

— ERREUR DU COEFFICIENT DE DEBIT "C"

Tableau: N° 15

B	σ _{c/c}
0,23 ≤ B ≤ 0,60	0,6%
0,60 ≤ B ≤ 0,80	B%

$$B = 0,625 \Rightarrow \sigma_{c/c} = B\%$$

— ERREUR QUADRATIQUE DU DEBIT "Q"

$$\frac{\sigma_Q}{Q} = \left[\left(\frac{\sigma_{CE}}{CE} \right)^2 + 4 \left(\frac{B^4}{CE} \right)^2 \left(\frac{\sigma_D}{D} \right)^2 + 4 \left(1 + \frac{B^4}{CE} \right)^2 \left(\frac{\sigma_d}{d} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\sigma_P}{P} \right)^2 \right]^{1/2}$$

A partir d'une mesure de grande précision, on peut compter

$$\sigma_D = \sigma_d = 0$$

Les valeurs de σ_D ; σ_P doivent être estimées par l'utilisateur

— ERREUR ABSOLUE "E_h"

En faisant la mesure, on peut observer que la colonne de mercure h₁ bouge, on aura une valeur maximale et une autre valeur minimale. La différence de ces deux dernières est la valeur double de E_h

$$E_{h_1} = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{2} \quad \text{et} \quad \sigma_{h_1} = \frac{E_{h_1}}{2}$$

— ERREUR QUADRATIQUE "Δ_h"

$$\sigma_{\Delta h} = \left(\frac{\partial \Delta h}{\partial h_1} \right)_{h_1, h_2}^2 \cdot \sigma_{h_1}^2 + \left(\frac{\partial \Delta h}{\partial h_2} \right)_{h_1, h_2}^2 \cdot \sigma_{h_2}^2 = \sigma_{h_1}^2 + \sigma_{h_2}^2$$



2.5. DEPOUILLEMENT DE MESURE DU DIAPHRAGME

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

$$a = 4 \text{ mm}$$

$$r = 1,6 \text{ mm}$$

$$E = 4 \text{ mm}$$

$$\alpha = 40^\circ$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

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

$$B = 0,625$$

$$C = 40$$

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

$$f = 8 \text{ mm}$$

$$gh = 503 \text{ mm}^2$$

$$g = 32 \text{ mm}$$

$$h = 16 \text{ mm}$$

3- VANNES

Deux vannes seront placées dans le circuit de la manière suivante:

La première vanne sera placée à l'aspiration alors que la deuxième sera placée dans la partie de refoulement après la pompe auxiliaire. Ces vannes à cage ovale (Fig 27) sont construites par la même entreprise que celle construisant les pompes NVA.

4- CHAMBRE DE TRANQUILLISATION (Fig: 28)

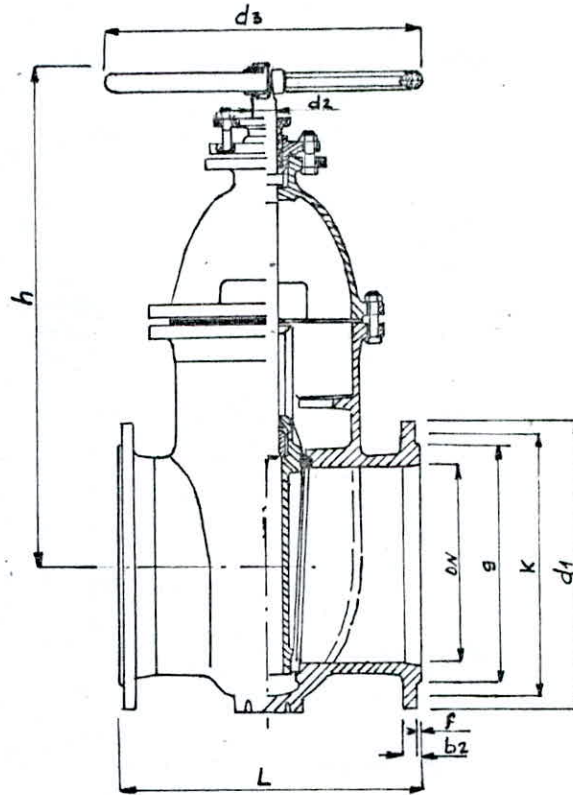
Elle sera constituée par trois plaques perforées et placées dans la conduite d'aspiration entre la vanne et la pompe. Elle évitera les ramoux provoqués par la vanne à l'entrée de la pompe.

5- CREPINE

La crépine évitera l'entrée accidentelle de corps solides dans la pompe. Elle est constituée par un cylindre perforé qui refusera le passage à des objets plus grands que ses trous. Il est à noter qu'une crépine doit toujours être entièrement immergée pour éviter les rentrées d'air. Elle est combinée à un clapet anti-retour pour former un ensemble dit clapet de pied crépine (Fig: 29), construit toujours par la même entreprise nationale.

ROBINET-VANNE A CAGE OVALE

En fonte avec tige filetée intérieur



Dia- mètre nomi- nal DN	Pres- sion nomi- nale PN	Rac- cord à bride PN	L	h	b1)								Tours de course	Dia- mètre de tige d2	d3 2)	Poids Kg	
						d1	k	g	b2	f	Nom- bre	Filet					Dia- mètre de trous
80	10	10	280	335	225	200	160	138	22	3	4	M16	18	22	24	250	37

Raccord à bride

TYPE 2100

Fig: 27

Schéma de la chambre
de tranquillisation

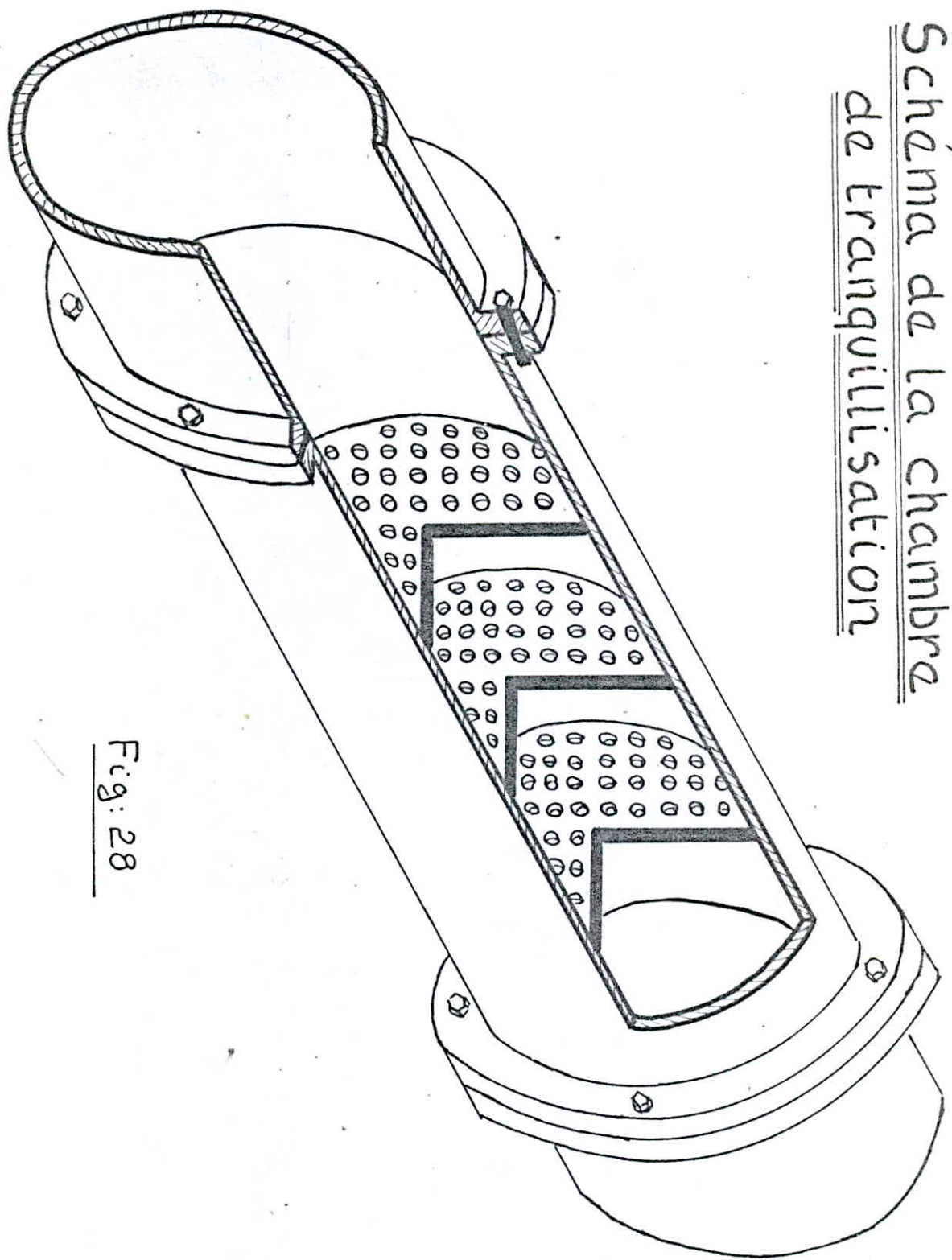
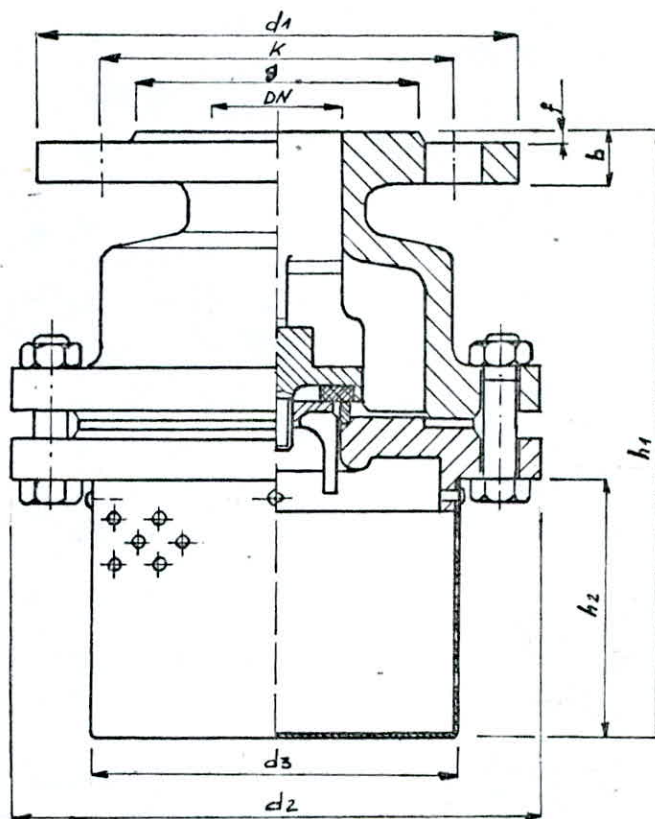


Fig: 28

CLAPET DE PIED CREPINE

En fonte avec raccord à bride



Diamètre nominal DN	Pression nominale PN	Raccord à bride PN	d2	d3	h1	h2	Bride de raccordement					Boulons			Poids kg
							d1	K	g	b2	f	Nombre	Filet	Diamètre de trous	
80	5	10	240	178	305	156	200	160	138	18	3	4	M16	18	16,0

TYPE : 347

Fig: 29

6-MANOMETRES

Ces appareils permettent de contrôler le fonctionnement de la pompe.

Il doit être prévu à l'aspiration (voir Planche N°2)

- Pour la première pompe: Un vacuomètre plus un manomètre à mercure.
- Pour la pompe auxiliaire: Un manomètre industriel.

Au refoulement, il doit être prévu aussi (voir Planche N°2)

- Pour la première pompe: Un manomètre industriel plus un manomètre à mercure.
- Pour la pompe auxiliaire: Un manomètre industriel

Ces appareils seront placés sur les brides d'aspiration et de refoulement.

7- EMPLACEMENT DU GROUPE MOTO-POMPE

La pompe doit être placée le plus près possible du puisard d'aspiration pour réduire la longueur de la canalisation d'aspiration.

Le groupe moto-pompe, sera scellé sur un massif de maçonnerie construit selon les règles de l'art et dont le niveau supérieur sera légèrement plus élevé que le sol du laboratoire.

VIII - PERTES DE CHARGE

La mise en mouvement de l'eau dans une conduite d'aspiration et de refoulement utilise une certaine somme d'énergie dont une partie se trouve absorbée par les frottements, dissipée en remous et par la présence d'appareils de vannage, coudes, tés, cotes, crépines, clapets, etc. Ces phénomènes se traduisent par une diminution de la hauteur d'élévation à laquelle devrait faire face la pompe. Ce sont les pertes de charge, qui se mesurent en mètres d'eau.

1- CALCUL DES PERTES DE CHARGE

DUES AUX FROTTEMENTS (pertes linéaires)

D'après COLEBROOK

$$J = \frac{\lambda V^2}{2g.D}$$

Avec. λ calculé par la formule de NIKURADSE

$$\lambda = (1,14 - 0,86 \ln E/D)^{-2}$$

J : perte de charge en mètre d'eau par mètre de conduite;

λ : Coefficient de perte de charge;

V : Vitesse moyenne de l'eau en mètre par seconde;

D : Diamètre intérieur de la conduite en mètres;

E : Rugosité en mètre;

2- CALCUL DES PERTES DE CHARGE LOCALES

Dans ce cas, l'expression de la perte de charge est fournie par la formule générale :

$$J' = K \frac{V^2}{2g}$$

K : Coefficient de perte de charge

Cette formule est valable pour les vannes et la crépine

- Pour les coudes, la perte de charge peut être estimée selon la formule de SAINT-VENANT :

$$J' = 0,005 L \frac{V^2}{R} \sqrt{\frac{D}{R}}$$

D : Diamètre de la conduite en mètre

R : Rayon de courbure du coude en mètres

L : Longueur développée du coude en mètres

V : Vitesse moyenne d'écoulement en mètres par seconde.

- Pour le diaphragme :

$$J' \cong \frac{1 - C.E. \beta^2}{1 + C.E. \beta^2} \cdot (P_1 - P_2)$$

(Voir sous chapitre, VII-2-1)

IX NOTIONS FONDAMENTALES DES CARACTERISTIQUES DU BANC D'ESSAIS

1- HAUTEURS GEOMETRIQUES

Toutes les hauteurs, d'aspiration et de refoulement sont ramenées au plan de référence matérialisé :

— Pour une pompe à axe horizontal : par le plan horizontal contenant son axe.

Les hauteurs prises en considération, et exprimées en mètres, sont les suivants :

1-1. HAUTEUR GEOMETRIQUE D'ASPIRATION : H_a

Côte du plan de référence (-) côte du plan d'aspiration

1-2. HAUTEUR GEOMETRIQUE DE REFOULEMENT : H_r

Côte du plan de refoulement (-) côte du plan de référence

1-3. HAUTEUR GEOMETRIQUE TOTALE : H

Côte du plan de refoulement (-) côte du plan d'aspiration.

2- HAUTEURS MANOMETRIQUES

2.1. HAUTEUR MANOMETRIQUE A L'ASPIRATION : H_{ma}

$$H_{ma} = \frac{P_a}{\rho g} ; \text{ en unités. SI}$$

P_a : pression à l'aspiration



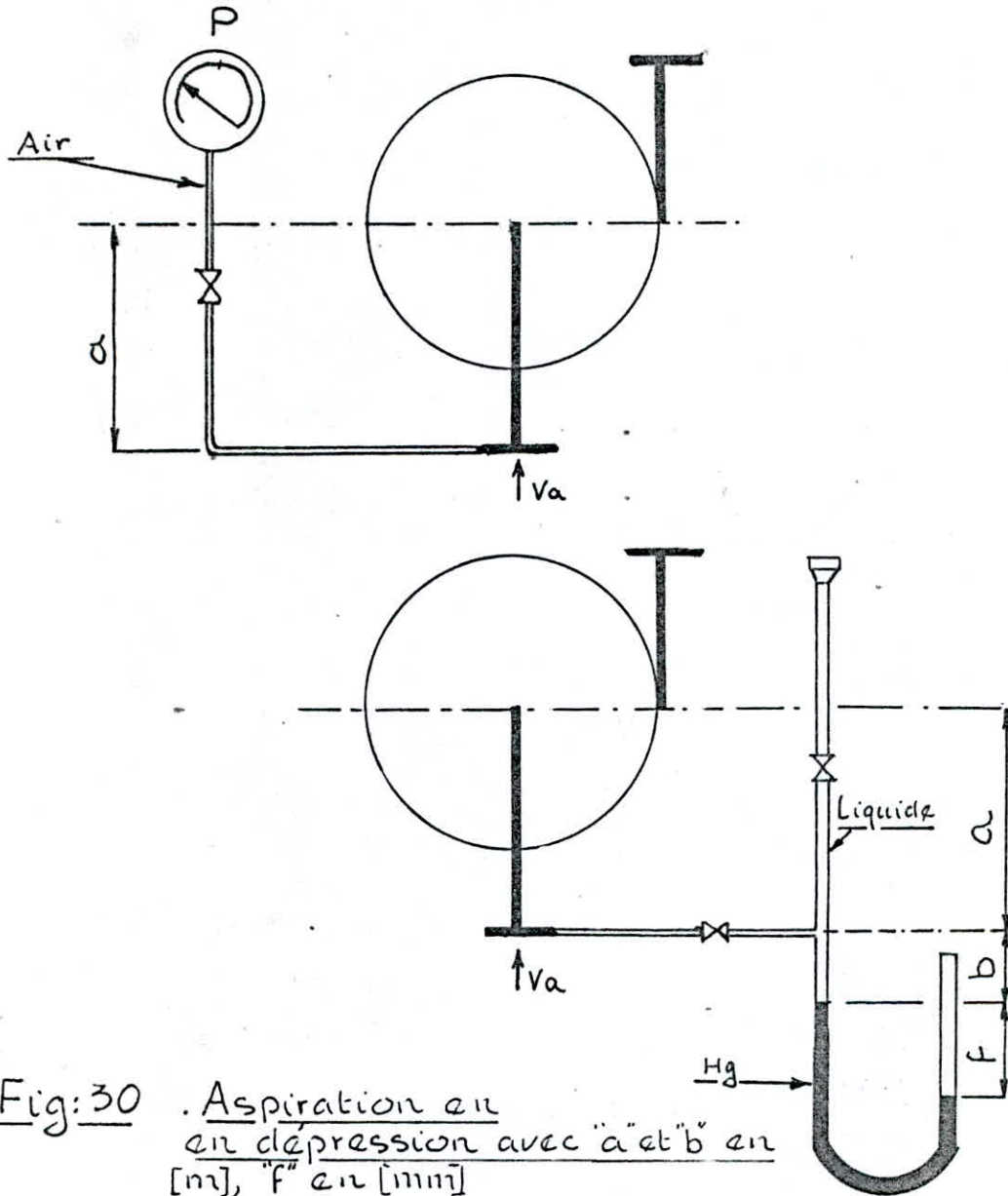


Fig: 30 . Aspiration en
en dépression avec "a" et "b" en
[m], "f" en [mm]

P_a : représentant la dépression effective lue sur un
vacuomètre et ramenée au plan de référence (Fig: 30)

Avec " P " en bars: $H_{ma} = \frac{P}{\rho g} \times 10^5 - a$

Avec " P " en kgf/cm^2 : $H_{ma} = \frac{P}{\rho g} \times 10^5 \times 0,980665 - a$

ou encore, dans le cas d'un manomètre à mercure

$$H_{ma} = -\frac{f}{10^3} \frac{\rho_{Hg}}{\rho} - (b+a)$$

2-2. HAUTEUR MANOMETRIQUE DE REFOULEMENT: H_{mr}

$$H_{mr} = \frac{P_r}{\rho g}; \text{ en unités S.I}$$

P_r : pression au refoulement

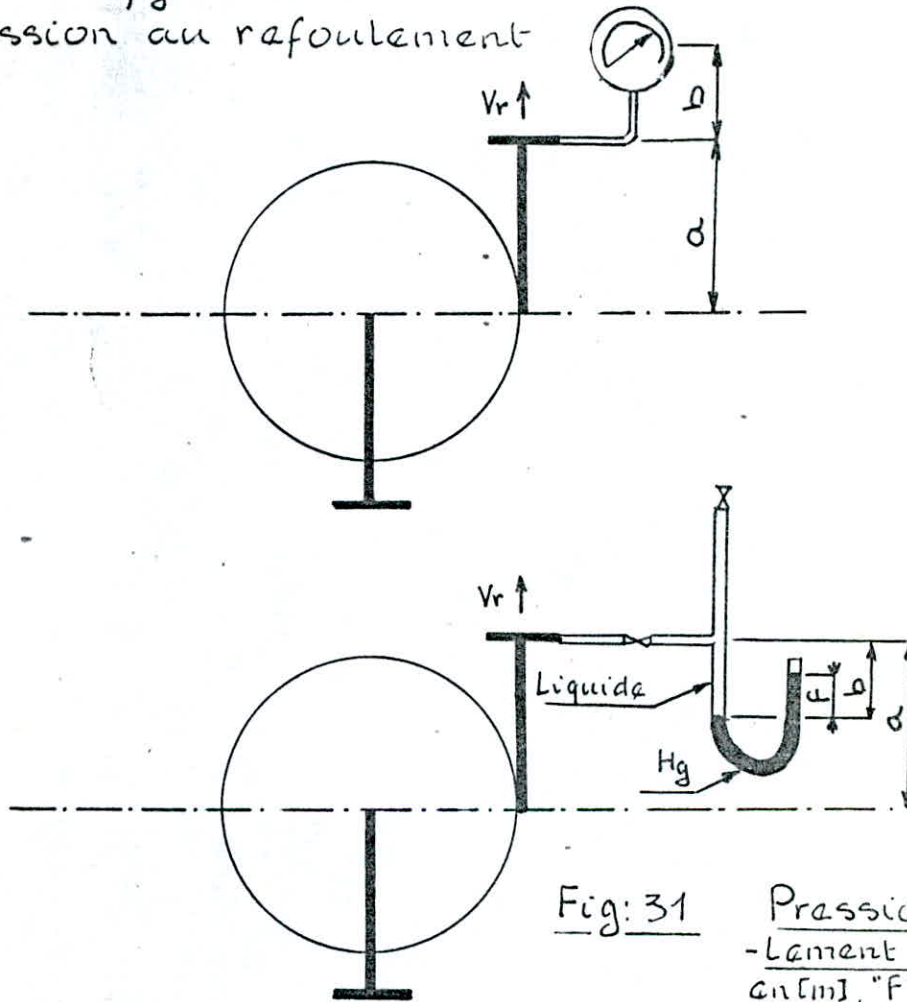


Fig: 31 Pression au refou-
-lement avec "a" et "b"
en [m], "f" en [mm]

P_r : représentant la pression effective lue au manomètre et ramenée au plan de référence (Fig: 31)

Avec " P " en bars :
$$H_{mr} = \frac{P}{\rho g} \times 10^5 + (b+a)$$

Avec " P " en kgf/cm^2 :
$$H_{mr} = \frac{P}{\rho g} \times 0,980665 \times 10^5 + (b+a)$$

ou encore, dans le cas d'un manomètre à mercure

$$H_{mr} = \frac{f}{10^3} \frac{\rho_{Hg}}{\rho} + (a-b)$$

2-3. HAUTEUR MANOMETRIQUE TOTALE: H_m

$$H_m = H_{mr} - H_{ma}$$

3. PRESSIONS

Les pressions étant ici ramenées au plan de référence de la pompe, nous avons:

3-1. PRESSION EFFECTIVE A L'ASPIRATION: P_a

(Fig: 30)

$$\begin{aligned} \text{Avec "P" en bars : } P_a &= P - a \frac{\rho g}{10^5} \\ &= - \left[\frac{f}{10^3} \frac{\rho_{Hg}}{\rho} + (b+a) \right] \frac{\rho g}{10^5} \end{aligned}$$

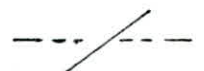
$$\begin{aligned} \text{Avec "P" en Kgf/cm}^2 \text{ : } P_a &= P - a \frac{\rho g}{10^5} \times 1,0193 \\ &= - \left[\frac{F}{10^3} \frac{\rho_{Hg}}{\rho} + (b+a) \right] \frac{\rho g}{10^5} \times 1,0193 \end{aligned}$$

3-2. PRESSION EFFECTIVE AU REFOULEMENT: P_r

(Fig: 31)

$$\begin{aligned} \text{Avec "P" en bars : } P_r &= P + (b+a) \frac{\rho g}{10^5} \\ &= \left[\frac{f}{10^3} \frac{\rho_{Hg}}{\rho} + (a-b) \right] \frac{\rho g}{10^5} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Avec "P" en Kgf/cm}^2 \text{ : } P_r &= P + \frac{\rho g}{10^5} (b+a) \times 1,0193 \\ &= \left[\frac{f}{10^3} \frac{\rho_{Hg}}{\rho} + (a-b) \right] \frac{\rho g}{10^5} \times 1,0193 \end{aligned}$$



4- PUISSANCES

4-1. PUISSANCE UTILE DE LA POMPE : P_u

C'est la puissance communiquée au liquide, du fait de son passage à travers la pompe

$$P_u = \varphi \rho g H$$

4-2. PUISSANCE ABSORBÉE PAR LA POMPE : P

C'est la puissance mesurée sur l'accouplement de la pompe c'est à dire celle fournie par la machine d'entraînement multipliée par le rendement de l'organe de transmission. Dans le cas d'un moteur triphasé dont la caractéristique est connue, la puissance sera mesurée par la méthode des « 2 watt-mètres »

$$P = \eta_m \cdot P_m$$

P_m : puissance du moteur électrique.

η_m : rendement du moteur électrique.

4-3. PUISSANCE DU GROUPE : P_{gr}

C'est la puissance absorbée par le moteur entraînant la pompe. S'il s'agit d'un moteur électrique, c'est la puissance électrique fournie aux bornes du moteur

5. RENDEMENTS

5-1. RENDEMENT DE LA POMPE : η_p

C'est le rapport de la puissance utile à la puissance

absorbée

$$\eta_p = \frac{P_u}{P}$$

5-2. RENDEMENT DU GROUPE : η_{gr}

C'est le rapport de la puissance utile P_u à la puissance du groupe P_{gr} .

$$\eta_{gr} = \frac{P_u}{P_{gr}}$$

Ⅹ ESSAI DE CAVITATION D'UNE POMPE CENTRIFUGE

Dans ce qui suit, ce sera une proposition d'une méthode de mesure, pour la détermination de la réserve disponible (NPSH)

1. THEORIE

1.1. HAUTEUR DE CHARGE NETTE ABSOLUE A L'ASPIRATION

Cette grandeur, qui caractérise l'aspiration d'une pompe est désignée sous le sigle NPSH (net positive suction head). On distingue:

- Le NPSH requis (ou required) représentant la grandeur figurant dans l'offre du constructeur;
- Le NPSH disponible (ou available) représentant la grandeur mesurée dans l'installation.

On doit toujours avoir

$$\text{NPSH disponible} \geq \text{NPSH requis}$$

1.2. CAVITATION

La cavitation, c'est la perturbation de l'écoulement (production des bulles ou poches de vapeur dans la masse liquide en écoulement) due à la diminution de la pression dans la tubulure d'aspiration inférieurs à la tension de vapeur du liquide pompé.

Les courbes caractéristiques subissent une chute à partir du moment où se produit la cavitation. Elle apparaîtra dans une pompe dès que la réserve de cavitation (NPSH) aura diminué.

On peut engendrer l'apparition de la cavitation, afin de l'étudier dans une pompe par les méthodes suivantes:

- _ En faisant varier la hauteur d'aspiration (h_a)
- _ En réduisant la pression s'exerçant sur le plan d'aspiration
- _ En introduisant une perte de charge sur l'aspiration grâce à une vanne

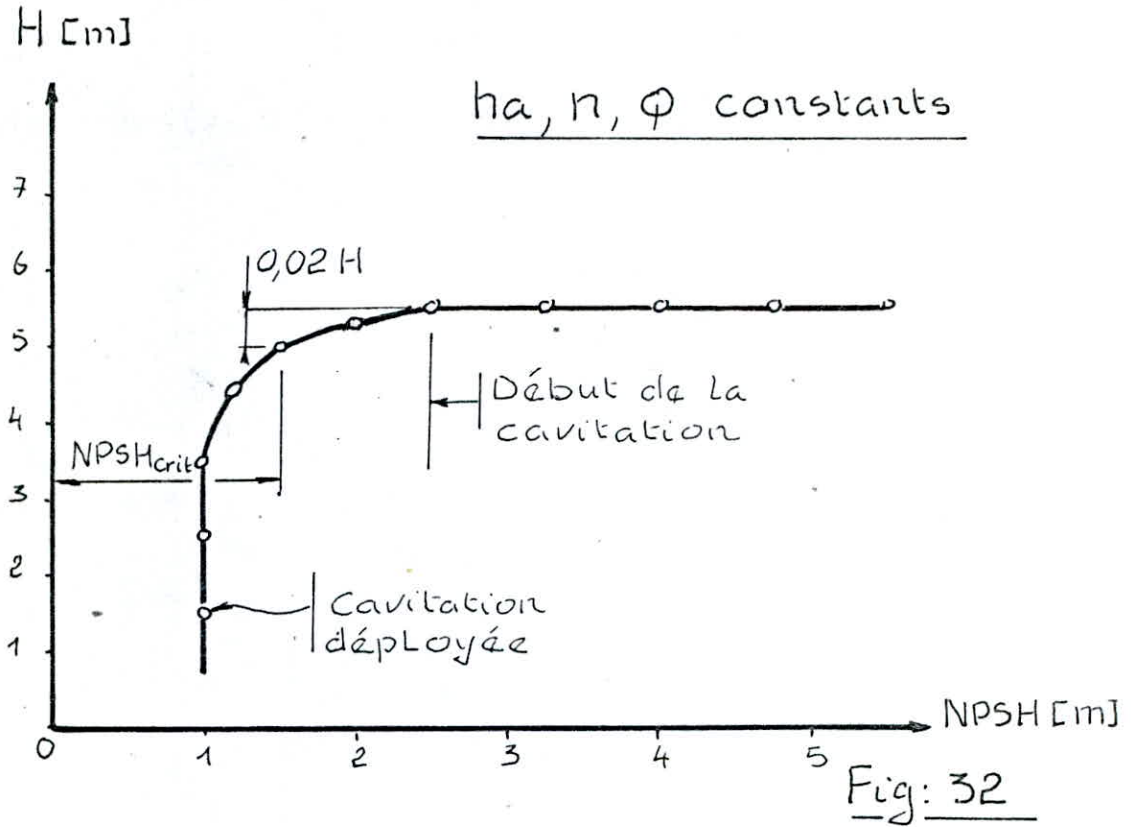
Au cours d'un essai de cavitation, il consistera à rechercher la valeur minimale admissible de la réserve de cavitation (NPSH_d) pour laquelle la hauteur d'élévation d'une pompe (H) ne sera pas changée (diminution de $H \leq 2\%$). Cette valeur de NPSH est appelée la réserve critique de la cavitation (NPSH_{crit}). On la détermine en construisant la courbe expérimentale $H = F(\text{NPSH})$ (fig. 32)

$$\text{NPSH} = \left(\frac{P_{a_{\text{min}}}}{\rho g} + \frac{C_a^2}{2g} \right) - \frac{P_s}{\rho g}$$

P_a : pression à l'aspiration;

C_a : vitesse à l'aspiration;

P_s : tension de vapeur du liquide;



2-MANIPULATION

- 1- Amorcer la pompe et la mettre en marche.
- 2- Fixer la vitesse de rotation et le débit qui est mesuré à l'aide du diaphragme. Ces paramètres seront constants pour toute la durée de la manipulation. Prendre les lectures du vacuomètre et manomètre.
- 3- Serrer un peu la vanne d'aspiration jusqu'à ce que la lecture du vacuomètre soit changé. Simultanément on doit recourir à un réglage du débit pour qu'il soit

constant et cela à l'aide de la deuxième vanne.
Dès que le régime permanent aura été établi, on prendra les lectures au niveau du vacuomètre (Pa) et du manomètre (pour avoir H).

4- On répète l'opération jusqu'à ce que les lectures au niveau du manomètre commencent à diminuer plus vite que celles du vacuomètre. Dans ce cas le régime de la pompe caractérisé par la courbe $H = F(NPSH)$ se transformera de la courbe horizontale à celle descendante (Fig: 32)

CONCLUSION DU PROJET

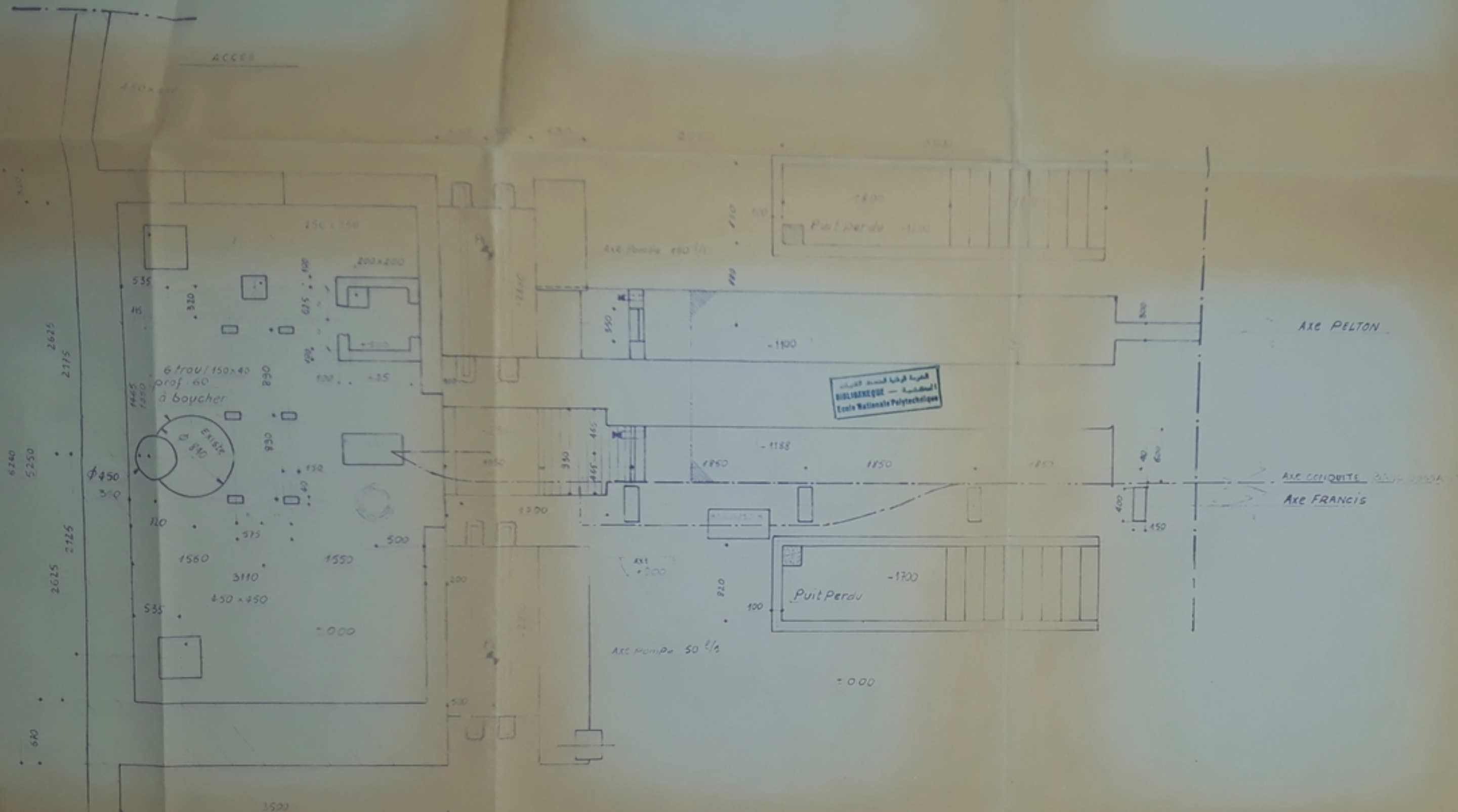
Au cours de cette étude, notre choix de moteur diesel a été guidé par l'existence de ce dernier au niveau du Laboratoire. Toutefois, nous nous sommes heurtés à des problèmes de mesure de puissance et de rendement, ce qui fait que nous avons été contraint de faire seulement l'étude de la caractéristique "hauteur-débit".

Le banc d'essais normalisé et proposé a été conçu avec un appareillage existant sur le marché national, ce qui rend son installation économique et commode.

Enfin, nous souhaitons que ce banc d'essais puisse être réalisé et que cette modeste étude puisse servir de référence pour les travaux pratiques sur les pompes centrifuges.

BIBLIOGRAPHIE

- SEDILLE. M
Machines hydraulique et thermique
Tome II (Masson - 1966-70)
- KOVATS. A et DESMUR. G
Pompes, ventilateurs, compresseurs et
axiaux (Dunod - 1962)
- COMOLET
Mécanique expérimentale de fluides
Tome II (Masson - 1963)
- DUCROS
Pompes hydraulique et appareils
élévateurs (Dunod - 1967)
- DUPONT. A
Hydraulique urbaine. Tome II
(Eyrolles - 1979-81)
- FEN-205
Machines hydraulique



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

المركز الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDE

ESSAI TECHNIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE (MOTEUR DIESEL) ET PROPOSITION D'UN BANC D'ESSAIS NORMALISE

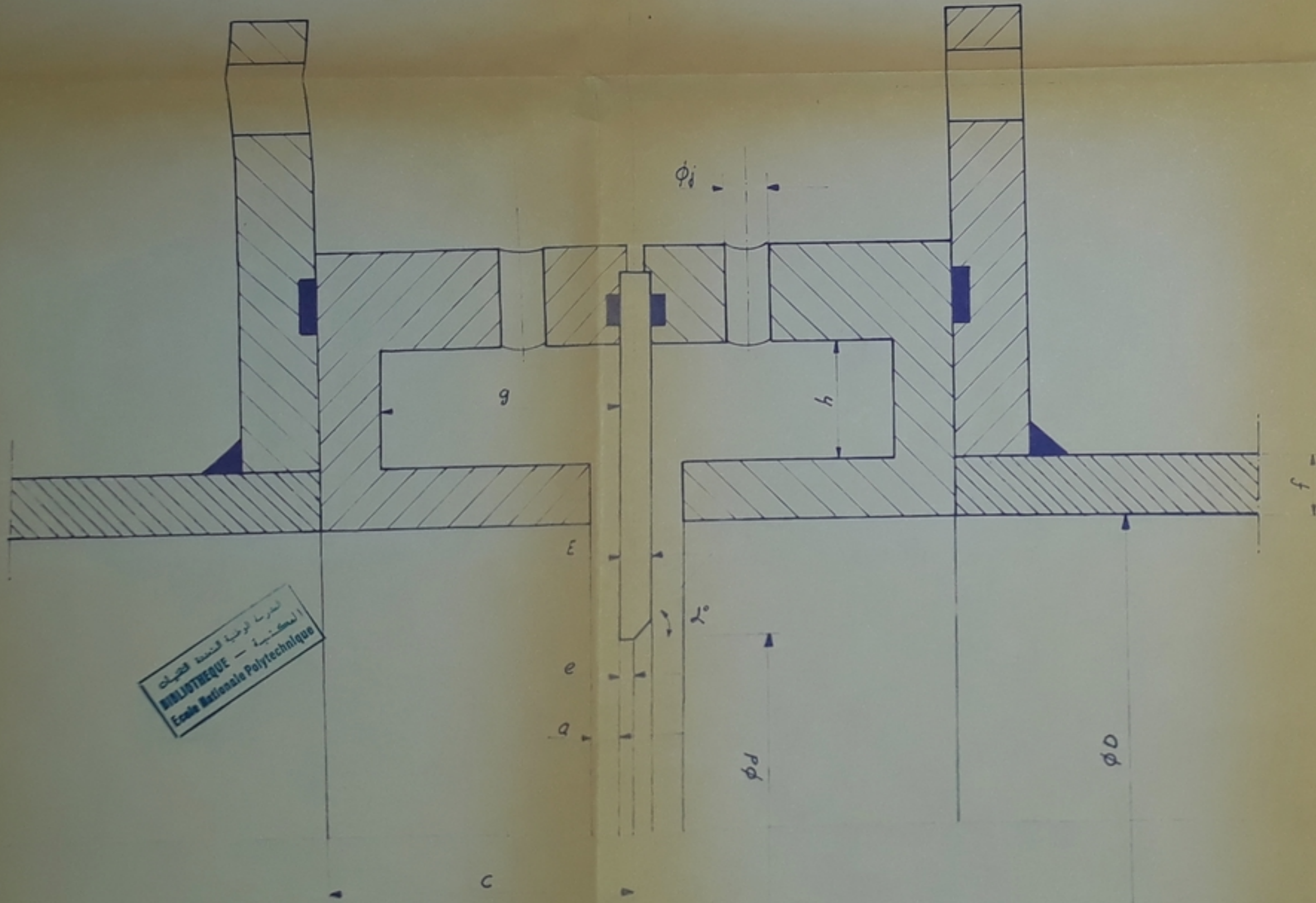
PH03386
-1-

PROPOSITION D'UN BANC D'ESSAIS NORMALISE - POSITION DU BANC D'ESSAIS DANS LE PLAN DU LABORATOIRE D'HYDRAULIQUE

REDACTE PAR M. DERRANE A. [Signature] PLANCHE N° 1
REVISE PAR M. BOUENOUJAM
APProuve PAR M. THUNA A. [Signature] ECHILLE 1/25

PROMOTION : JUIN 86

DIMENSIONS	ϕ_j	g	h	E	\angle°	e	a	f	C	ϕd	ϕD
mm	6	32	16	4	40	16	4	8	40	50	80



المركز الوطني لتكنولوجيا
المصنعية — المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

المركز الوطني لتكنولوجيا
المصنعية — المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDE

ESSAI TECHNIQUE D'UNE POMPE
CENTRIFUGE (MOTEUR DIESEL)
ET
PROPOSITION D'UN BANC D'ESSAIS
NORMALISE

PH 03386

-3-

PROPOSITION D'UN BANC D'ESSAIS NORMALISE.
DEMIE COUPE DU DIAPHRAGME

ETUDIE PAR: M^{re} DORBANE - A
M^{re} BOUTELOJAM
DIRIGE PAR: Dr THUMA - A
PLANCHE: N° 3
ECHELLE: 2
PROMOTION: JUIN 86

