

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

## ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : HYDRAULIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE D'UN BANC D'ESSAI

D'UNE POMPE CENTRIFUGE

Proposé par :

E. N. P. A

Etudié par :

AMRANE Khelifa  
BOUHADDA Mohamed

Dirigé par :

Dr THUMA ANTAL

PROMOTION : JANVIER 1986

وزارة التعليم العالي  
للمدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

المجلة التي  
الدكتور ثوما انطال  
لمزيد من هذه

Department: Génie Hydraulique.....  
Auteur: MR. ER. THUMA - ANPAL.....  
Ingénieur: BOUHADDA - AMRANE.....

S 10

- الموضوع نوع : دراسة مضخة طارده

- الملخص : ان هذه الاطروحة تعالج دراسة مجموع التجارب التقنيه للمضخة الطارده المركزيه وهذا من أجل توضيح ودراسة المميزات الميكانيكية و الميكانيكية لهذه الماكينه من منظور تجهيز دائره التي بمركز للمضخ يساعد في المستقبل الطلبة على انجاز تجاربهم باحسن وجه .

Subject: Etude d'un banc d'essai d'une pompe centrifuge.

Résumé: La présente thèse traite l'étude d'un banc d'essai d'une pompe centrifuge.

Cela consiste à étudier les caractéristiques hydrauliques de cette machine, en vue de doter le département d'hydraulique d'une installation de pompage permettant aux étudiants de faire des manipulations plutard.

Subject: Test bench of single stage pump.

Abstract: The present thesis deals with the study of the test bench of single stage pump. This consists of studying the machine hydraulic and mechanical characteristics, in order to supply the hydraulic département with equipments to enable the students use them later on.

REMERCEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

Nous remercions tous les professeurs qui ont contribué à notre formation et ceux qui ont porté aide à l'élaboration de cette thèse de fin d'études, particulièrement notre promoteur Monsieur THUMA ANTAL pour ses conseils et orientations.

DEDICACES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

A ma grand-mère "Dada Mama " , je dédie ce travail afin de lui rendre hommage pour tout ce qu'elle a fait pour moi durant mon enfance.

A ma grand-mère Fatima, tout en lui souhaitant encore de grands moments parmi nous tous.

A ma mère HASSENIA, en signe de respect et d'amour.

A mon père SAID pour son aide morale et matérielle.

A mes frères et soeurs en particulier Nour-Eddine.

A toute la famille.

A la mémoire de mon defunt oncle BECHAGRA Nour-Eddine

A tous mes amis et camarades.

BOUHADA Mohamed Hamid.

## TABLE DES MATIERES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

### CHAPITRE I.- GENERALITES

1. Pompes
2. Clapets de retenues
3. Crépines.

### CHAPITRE II :- ETUDE D'UN BANC D'ESSAI D'UNE POMPE CENTRIFUGE

1. Définition
2. Présentation de la pompe du banc d'essai.

### CHAPITRE III.- NOTIONS FONDAMENTALES DES CARACTERISTIQUES DU BANC D'ESSAI

1. Hauteurs d'aspiration, de refoulement et d'élévation
2. Débits
3. Puissances
4. Rendements.

### CHAPITRE IV.- ESTIMATION DES PARAMETRES NOMINAUX DE LA POMPE

1. Introduction
2. Méthode de calcul
3. Processus de calcul
4. Calcul.

### CHAPITRE V.- MESURE DES DEBITS

1. Introduction
2. Méthode de calcul du diaphragme
3. Calcul du diaphragme
4. Positionnement du diaphragme
5. Erreur du coefficient de débit C.

### CHAPITRE VI.- ETUDE DE LA CAVITATION

1. Phénomène de cavitation
2. Symptômes de la cavitation
3. Modes de prévention de la cavitation.
  - 3.1. Moyens constructifs
  - 3.2. Indications d'installation et de fonctionnement
  - 3.3. Utilisation de matériaux résistant à l'action de la cavitation.

## CHAPITRE VII .- MESURES DE PUISSANCES

1. Moteur à balance
2. Arbre de torsion.



## CHAPITRE VIII .- CONSTRUCTIONS DU CIRCUIT

1. Introduction
2. Schémas
3. Lignes piezométriques.

## CHAPITRE IX .- ESSAI TECHNIQUE

1. Manipulation
  - 1.1. Introduction
  - 1.2. Principes d'exécution de l'essai technique
  - 1.3. Mesurage des grandeurs physiques caractéristiques
    - a.- Mesurage des pressions
    - b.- Mesurage du débit
      - Mesurage du débit de l'installation.
    - c.- Mesurage de la vitesse de rotation.
- 2.- Etude numérique.
  - 2.1. Calcul du débit
  - 2.2. Erreur
  - 2.3. Tracé des courbes caractéristiques
$$H = F(Q) ; \quad \eta = F(Q) ; \quad P_t = F(Q)$$

## CHAPITRE X.- CONCLUSION

Cette liste contient les symboles les plus importants dans cette thèse.

## Dimensions fondamentales

L : Longueur , M : Masse , F : Force , T : Temps.

Symboles	objet	dimension
b	largeur de la roue	L
c	vitesse absolue	$L T^{-1}$
d	diamètre	L
g	accélération de la pesanteur	$L T^{-2}$
h	hauteur due à la pression	L
$\Delta h$	hauteur correspondante à la différence de pression	L
n	vitesse de rotation, fréquence de rotation	$T^{-1}$
$n_Q$	vitesse spécifique	
$n_v$	rendement volumétrique	
P	Pression	$L^{-2} F$
$P_S$	Pression d'aspiration	$L^{-2} F$
$P_t$	Pression de refoulement	$L^{-2} F$
$P_b$	Pression barométrique	$L^{-2} F$
$P_v$	Pression de la vapeur saturée	$L^{-2} F$
$\Delta p$	Pression différentielle, différence de pressions	$L^{-2} F$

t	temps	
u	vitesse périphérique	$LT^{-1}$
Z	hauteur de position	L
A	différence entre les hauteurs de position	L
H	chute, hauteur d'élévation, hauteur disponible	L
$P_t$	puissance totale	$L F T^{-1}$
Q	débit en volume (volumique)	$L^3 T^{-1}$
R	nombre de Reynolds	
A	section	$L^2$
Z	nombre des aubes	
$\xi$	Coefficient de résistance locale	
	rendement	
C	coefficient de débit	
$\rho$	densité absolue, masse volumique	$L^{-3} M$
$\psi$	coefficient de pression	
$H_s$	hauteur d'aspiration	L
$H_t$	hauteur de refoulement	L
$H_z$	hauteur géodésique	L
W	vitesse relative.	

INDICES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Symboles

Indices

I	Niveau du liquide à l'aspiration
II	Niveau du liquide au refoulement
S	à l'orifice d'aspiration de la pompe
t	à l'orifice de refoulement de la pompe.
Cav	cavitation
d	diamètre
h	hauteur, horizontal, hydraulique
i	intérieur
e	extérieur
n	normale
P	pression
M	moteur
P	pompe
S	Système de pompage
$D_i$	diamètre intérieur d'entrée de la roue
$D_1$	diamètre moyen d'entrée de la roue
$D_{1e}$	diamètre extérieur d'entrée de la roue
$D_{i2}$	diamètre intérieur de sortie de la roue
$D_2$	diamètre moyen de sortie de la roue
$D_{2e}$	diamètre extérieur de sortie
$C_e$	vitesse d'entrée de la roue.

## CHAPITRE I

### GENERALITES

#### 1. POMPES

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides 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. Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration (d'entrée du liquide) et la région de refoulement (de sortie du liquide) de l'organe actif (piston, roue) de la pompe.

La différence essentielle entre les pompes et les autres élévateurs (véhicules) de liquides (par exemple les appareils à jet) est que les pompes sont pourvues d'un organe actif qui sépare la région d'aspiration de la région de refoulement .

Les pompes transmettent aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieure quelconque ; à l'intérieur de la pompe se produit donc un accroissement d'énergie du liquide.

L'énergie du liquide à la sortie de la pompe est utilisée pour élever le liquide et surmonter les pertes hydrauliques dans le tuyau de refoulement.

Les pompes sont généralement classifiées suivant :

- le mode de déplacement du liquide entre les régions d'aspiration et de refoulement. A ce fait, on divise les pompes en :

- pompes à déplacement (volumétriques) et turbopompes.

- le mode de commande :

- 

Ainsi, on divise les pompes en :

- pompe à commande mécanique (au moyen de moteurs hydrauliques, à vapeurs ou à combustion interne) et pompes à commande électrique (au moyen de moteurs électriques).

## 2. CLAPETS DE RETENUE :

Les clapets de retenues sont des appareils de robinetterie à fonctionnement automatique destinés à empêcher ce passage d'un fluide dans certaines conditions ; ils sont surtout utilisés dans les stations de pompage.

Les clapets de retenues sont placés aux points bas des canalisations d'aspirations ; leur but est de maintenir à l'arrêt la colonne d'aspiration pleine d'eau ; afin d'éviter le désamorçage de la pompe. Placés sur la conduite de refoulement, à la sortie même de la pompe, ils retiennent à l'arrêt, la colonne d'eau placée dans cette conduite.

Les clapets en fonte grise permettent des pressions de service de l'ordre de 16 bars, au maximum ; les clapets en fonte ductile et en acier peuvent supporter des pressions de 25 bars et plus.

### 3. CREPINES

Les crépines sont des appareils en forme de panier percés de trous, placés à l'extrémité des canalisations d'aspiration, afin d'empêcher l'introduction de corps étrangers dans celles-ci. Elles peuvent être en cuivre, en acier galvanisé, en acier inoxydable ou en matière plastique.

## CHAPITRE II

### ETUDE D'UN BANC D'ESSAI D'UNE POMPE CENTRIFUGE

#### 1. DEFINITION

On entend par banc d'essai d'une pompe centrifuge l'exercice technique de cette pompe au cours d'un essai de pompage. Pour ce fait, on définit un essai de pompage comme un système comportant :

- conduite d'aspiration, pompe et conduite de refoulement (voir Figure 1).

Suivant les conditions de travail de la pompe, on doit avoir le système de pompage suivant :

- Aspirant et foulant :

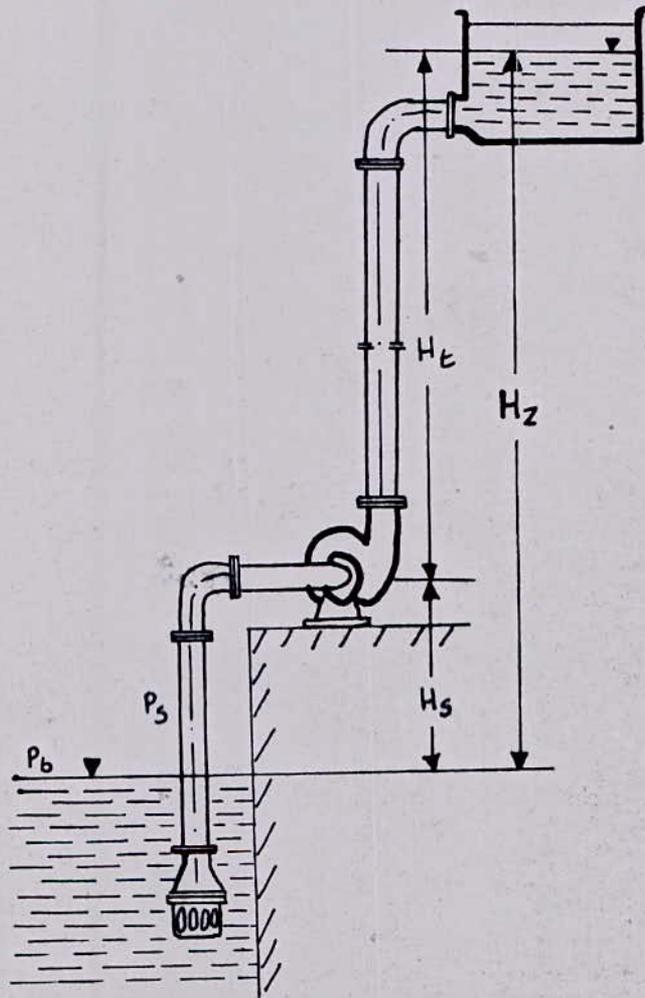
$$P_s < P_b$$

$$H_t > C$$

$$H_z = H_s + H_t$$

#### 2. PRESENTATION DE LA POMPE DU BANC D'ESSAI

La pompe utilisée pour ce banc d'essai, est une pompe centrifuge à écoulement radial par la roue composée de six aubes dont l'arête d'entrée est parallèle par rapport à l'axe de la roue, tandis que l'arête de sortie y est ~~parallèle~~ ; l'écoulement du liquide est produit par l'action de la force centrifuge sur les particules liquides. La matière utilisée pour la fabrication de cette pompe est la fonte.



Conditions de travail d'une pompe aspirante-foulante.

Fig: 1

La voluté est composée d'une tubulure horizontale, qui est la tubulure d'aspiration, et d'une tubulure verticale, qui est la tubulure de refoulement.

Cette pompe est actionnée par un moteur asynchrone triphasé.

L'ensemble pompe-moteur nous donne un système défini qui est le système électropompe (voir Fig. 2).

#### Données de la pompe

- Diamètre de la roue :  $\varnothing = 124$  mm
- Diamètre des deux tubulures :  $\varnothing = 81$  mm
- Z : 6 aubes
- b : 16 mm
- $n_q = 35$

#### Données du moteur :

C'est un moteur asynchrone triphasé

- Voltage :  $\Delta/Y$  220/380 V
- Courant : 14,2/8,2 A
- Puissance électrique : 4 Kw
- $n = 2870$  t/min.

### CHAPITRE III

#### NOTIONS FONDAMENTALES DES CARACTERISTIQUES DU BANC D'ESSAI

1. HAUTEUR D'ASPIRATION, DE REFOULEMENT ET D'ELEVATION : (voir Fig.3).

a.- Hauteur géodésique d'aspiration du banc d'essai :

C'est la formule géométrique calculée au moyen de la formule :

$$H_{SZ} = Z_S - Z_I$$

La hauteur négative d'aspiration est appelée charge à l'aspiration .

$$H_{SZ} = - H_{SZ}$$

La pompe travaille en charge lorsque son axe se trouve en-dessous du plan libre du liquide en aval. La condition  $P_S > P_V$  à l'entrée de la pompe n'est remplie que lorsque la charge à l'aspiration est supérieure à la hauteur des pertes hydrauliques dans la conduite amenant le liquide à l'orifice d'aspiration de la pompe.

b.- Hauteur d'aspiration d'une pompe :

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

$$H_S = \frac{P_S}{\rho g} = \frac{P_t}{\rho g} - H_{SZ} - \frac{C_S^2 - C_I^2}{2g} - \Delta h_S$$

### CHAPITRE III

#### NOTIONS FONDAMENTALES DES CARACTERISTIQUES DU BANC D'ESSAI

1. HAUTEUR D'ASPIRATION, DE REFOULEMENT ET D'ELEVATION : (voir Fig.3).

a.- Hauteur géodésique d'aspiration du banc d'essai :

C'est la formule géométrique calculée au moyen de la formule :

$$H_{SZ} = Z_S - Z_I$$

La hauteur négative d'aspiration est appelée charge à l'aspiration .

$$H_{SZ} = - H_{SZ}$$

La pompe travaille en charge lorsque son axe se trouve en-dessous du plan libre du liquide en aval. La condition  $P_S > P_V$  à l'entrée de la pompe n'est remplie que lorsque la charge à l'aspiration est supérieure à la hauteur des pertes hydrauliques dans la conduite amenant le liquide à l'orifice d'aspiration de la pompe.

b.- Hauteur d'aspiration d'une pompe :

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

$$H_S = \frac{P_S}{\gamma} = \frac{P_t}{\gamma} - H_{SZ} - \frac{C_S^2 - C_I^2}{2g} - \Delta h_S$$

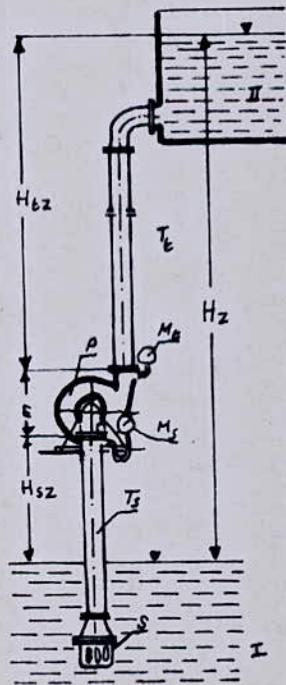


Schéma de principe d'un système à pompe aspirant le liquide d'un espace libre pour le refouler dans un autre espace libre (sous pression atmosphérique).

Fig: 3

- $M_s$  - manomètre d'aspiration.
- $M_t$  - manomètre de refoulement.
- $P$  - pompe
- $S$  - crépine
- $T_s$  - tuyau d'aspiration
- $T_t$  - tuyau de refoulement
- I - réservoir aval
- II - réservoir amont

Quand le réservoir d'aval est ouvert ( $P_I = P_b$ ) on a :

$$H_S = \frac{P_S}{\gamma} = \frac{P_b}{\gamma} + H_{SZ} - \frac{C_S^2 - C_I^2}{2g} - \Delta h_S$$

C.- Hauteur manométrique d'aspiration d'une pompe :

C'est la différence entre la hauteur de pression dans la section de la tubulure d'aspiration et la hauteur de pression atmosphérique, mesurée à l'aide d'un manomètre (quand  $P_S > P_b$ ) ou d'un vacuomètre (quand  $P_S < P_b$ )

Le mesurage de la hauteur manométrique d'aspiration se fait lors des essais des pompes à eau.

$$H_{ms} = \frac{P_S - P_b}{\gamma}$$

d.- Charge nette à l'aspiration :

La charge nette à l'aspiration ( $\Delta H_{cav}$ ) d'une pompe est la différence entre la hauteur de pression  $P_S$  du liquide aspiré et la hauteur de pression de saturation du même liquide à la température donnée, augmentée de la hauteur de vitesse  $C_S$  dans la section de la tubulure d'aspiration en conditions normales ( $Q_n ; n$ ) de travail de la pompe.

$$\Delta H_{cav} = \frac{P_S - P_v}{\gamma} + \frac{C_S^2}{2g}$$

e.- Hauteur de refoulement géodésique du banc d'essai

Elle est calculée au moyen de la formule :

$$H_{tZ} = Z_{II} - Z_I$$

f.- Hauteur de refoulement d'une pompe :

Elle est égale à la hauteur de pression dans la section de la tubulure d'aspiration .

$$H_t = \frac{P_t}{\gamma} = \frac{P_{II}}{\gamma} + H_{tZ} + \frac{C_{II}^2}{2g} + \Delta h_t$$

g.- Hauteur de refoulement manométrique d'une pompe :

La hauteur de refoulement manométrique  $H_{mt}$  est l'excès de la hauteur de refoulement par rapport à la hauteur de pression atmosphérique.

$$H_{mt} = \frac{P_t - P_b}{\gamma}$$

h.- Hauteur géodésique d'élévation du banc d'essai

C'est la différence de niveau entre les plans amont et aval du liquide, ces plans pouvant être indifféremment à l'air libre ou soumis à

des pressions autres que l'atmosphérique.

$$H_Z = H_{SZ} + m + H_{tZ}$$

i.- Hauteur d'élévation manométrique d'une pompe

La hauteur d'élévation manométrique d'une pompe s'exprime par l'accroissement de l'énergie de pression transmise au liquide par la roue, rapporté à l'unité de poids normal du liquide.

$$H_m = \frac{P_t - P_s}{\gamma} + m = H_{mt} - H_{ms} + m$$

j.- Hauteur d'élévation effective d'une pompe

Elle est égale à l'accroissement d'énergie du liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe, rapporté à l'unité de poids normal du liquide.

$$H_e = \frac{P_t - P_s}{\gamma} + m + \frac{C_t^2 - C_s^2}{2g}$$

ou bien :  $H_e = 10000 \frac{P_t - P_s}{\gamma} + m + \frac{C_t^2 - C_s^2}{2g}$

## 2. DEBITS

### a.- Débit théorique

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

### b.- Débit 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 de rotation nominale  $n_n$ .

### c.- Débit réel

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

### d.- Débit optimal

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

### e.- Débit interne

Le débit interne  $Q_i$  d'une pompe est égal à l'intensité du courant dans la section de sortie de la roue, ce qui le fait aussi appeler débit de la roue.

## 3.- PUISSANCES

### a.- Puissance absorbée

La puissance absorbée  $P_{ar}$  est la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe.

Elle est définie par la formule générale.

$$P = P_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_e}{n}$$

ou bien :  $P_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_e}{102 n} \quad [Kw]$

### b.- 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.

$$P_e = \gamma \cdot Q_r \cdot H_e$$

ou bien  $P_e = \frac{\gamma Q_r H_e}{102} \quad [Kw]$

#### 4. RENDEMENTS

##### a.- Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique est le rapport entre les hauteurs d'élévation effective et théorique.

$$n_h = \frac{H_e}{H_{th}}$$

##### b.- Rendement volumétrique

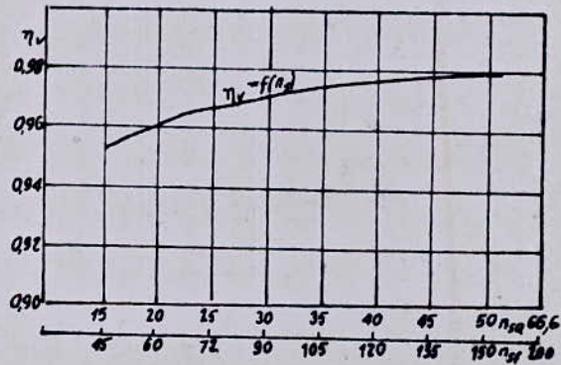
Le rendement volumétrique est le rapport entre le débit effectif et le débit interne d'une pompe (débit de la roue) (voir Fig.4.).

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

##### c.- Rendement interne

Le rendement interne est défini par le produit

$$n_i = n_v \cdot n_h$$



Courbe du coefficient de rendement volumétrique  $\eta_v$  en fonction de la vitesse spécifique  $n_s$  de la pompe

Fig: 4

d.- Rendement mécanique

Le rendement mécanique d'une pompe est le rapport de la puissance absorbée par la roue  $P_i = P_{ar} - P_m$  à la puissance sur l'arbre.

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

e.- Rendement global

Le rendement global (total) est le rapport entre la puissance effective et la puissance sur l'arbre . (voir Fig. 5).

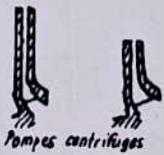
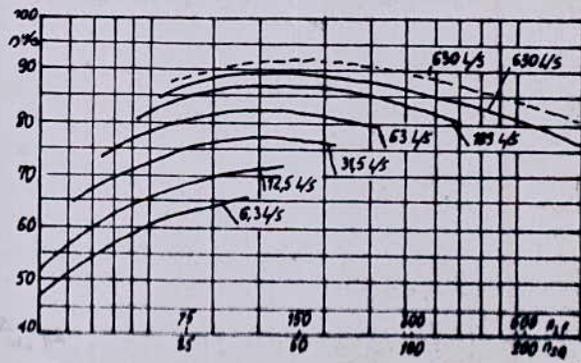
$$n = \frac{P_e}{P_{ar}}$$

Le rendement global (vu rendement tout court) est une des principales caractéristiques qui décident de la valeur d'une pompe.

5. PERTES ENERGETIQUES DANS UNE POMPE

a.- Influence de la vitesse de rotation sur le rendement d'une pompe

Les pertes hydrauliques dans une pompe dépendent surtout des pertes



Rendements totaux de pompes de débits divers en fonction de leurs vitesses spécifiques (Worthington)

Fig: 5

dans la roue et dans les éléments d'adduction du liquide à la roue et de décharge.

Les principales pertes sont :

- Les pertes de sortie de la roue proportionnelles à  $C^2$ , qui résultent de la transformation de l'énergie cinétique du liquide sortant de la roue en énergie de pression dans le récupérateur à voluté ou la directrice à ailettes.
- Les pertes hydrauliques à l'intérieur de la roue, proportionnelle à  $W^2$ .
- Les pertes résultant de la diminution de la vitesse relative au passage d par la roue et proportionnelles à la différence  $W_1^2 - W_2^2$ .
- Les pertes dues au frottement des disques tournants proportionnelles à 
$$u_2^3 \cdot d_2^2 \approx n^3 d_2^5$$

#### b.- Pertes hydrauliques et le rendement hydraulique d'une pompe

Les pertes hydrauliques dans une pompe comprennent en particulier celles provoquées par :

- Les résistances hydrauliques dans les canaux entre les aubes consécutives de la roue et entre les ailettes de la directive.
- Les résistances hydrauliques au passage par le corps de la pompe.

- La formation de tourbillons et de courants de retour. Les pertes hydrauliques dépendent de la configuration des surfaces limitant le liquide en mouvement et de la rugosité de ces surfaces.

Le rendement hydraulique  $n_h$  diminue avec la réduction des dimensions de la pompe, la vitesse de rotation  $n$  restant la même.

Le rendement hydraulique  $n_h$  est en général déterminé expérimentalement.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut-être, en première approximation, calculé au moyen de la formule expérimentale de A.A. LOMAKINE

$$n_h = 1 - \frac{0,42}{(\text{Lg } d_{1\text{red}} - 0,172)^2}$$

où  $d_{1\text{red}}$  est exprimé en mm.

Le diamètre réduit est donné par la formule de D.J. SOUKHANOV

$$d_{1\text{red}} = (4,0 - 4,5) \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{Q/n} \quad \text{mm}$$

où  $Q$  est le débit de la pompe en  $\text{m}^3/\text{s}$ , et  $n$  la vitesse de rotation en  $\text{mm}^{-1}$ .

### c.- Pertes volumétriques

Les pertes volumétriques comprennent :

- les écoulements de retour  $Q_s$  entre les bagues d'étanchéité.

- Les écoulements  $Q_0$  par les orifices du flasque arrière de la roue, qui équilibrent la poussée axiale.
- l'écoulement en-dessus du disque d'équilibrage de la poussée axiale.
- les fuites par les joints d'étranchéité de l'arbre dans les pompes à plusieurs étages.
- les fuites par les presse-étoupe.
- les fuites par les aubes dans les roues ouvertes
- le prélèvement du liquide pour le refroidissement des paliers et des presse-étoupe.

Le rendement volumétrique  $n_v$  des pompes centrifuges à vitesse spécifique  $n_s$  et moyenne, en fonction de  $n_s$  et représenté par le diagramme Fig. 4.

#### d.- Pertes dues au frottement des disques tournants de la roue

Les pertes dues au frottement des disques tournants de la roue se rangent parmi les pertes mécaniques internes les plus importantes. Ces pertes proportionnelles au produit  $n^3 d_2^5$ , augmentent considérablement quand on accroît les dimensions de la roue et donc quand on diminue la vitesse spécifique  $v_s$ .

#### e.- Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques comprennent les pertes dues au frottement de

l'arbre dans les presses-étoupe et les paliers.

Les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presses-étoupe sont généralement peu importantes ; elles varient entre 0,2 et 0,5% de la puissance fournie aux pompes de taille moyenne et petite.

Toutefois, elles peuvent atteindre une valeur bien plus forte dans les petites pompes munies de presse-étoupe à garniture souple.

Les pertes dues au frottement de l'arbre dans les paliers sont approximativement du même ordre que les pertes dans les presse-étoupe ; elles ne dépassent pas 1% de la puissance fournie à la pompe.

## CHAPITRE IV

### ESTIMATION DES PARAMETRES NOMINAUX DE LA POMPE

#### 1. INTRODUCTION

L'installation d'une pompe centrifuge dans un banc d'essai technique exige la connaissance de ses paramètres nominaux : débit nominal  $Q_n$  et la hauteur d'élévation nominale  $H_n$ , assurée à la vitesse de rotation nominale  $v_n$  admise.

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.

#### 2. METHODE DE CALCUL (voir Fig. a).

Par définition :  $D_2 = \sqrt{\frac{D_{2i}^2 + d_e^2}{2}}$

##### 1. Estimation du débit :

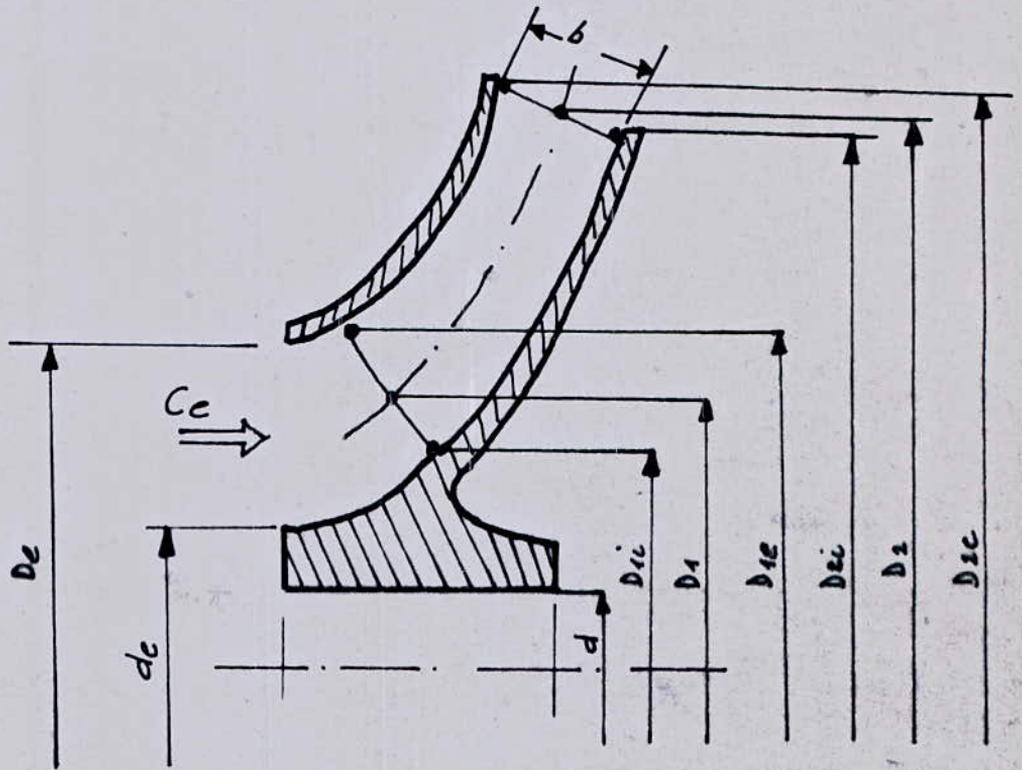
$$Q_{\text{estimé}} = Q_i \cdot n_v = n_v \cdot \frac{(D_e^2 - d_e^2) \pi}{4} \cdot C_e$$

(pour notre cas :  $D_2 = D_{2i} = D_{2e}$   
parce que l'arête b est horizontale ).

$$\text{or : } C_e = \xi \sqrt{2g \cdot H} \quad \text{et} \quad \xi = k_\xi \cdot n_q^{2/3}$$

$K = 0,015$  pour les grandes machines

$k = 0,019$  pour les petites machines



Demi-coupe méridienne d'une roue

Fig: a

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

$$Q_{\text{estimé}} = n_v \left( \frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) \cdot \pi \sqrt{2gH} \cdot K_c \cdot n^{2/3} \cdot Q_{\text{estimé}}^{1/3} \cdot H^{-1/2}$$

$$\text{soit } B = \left( \frac{D_e^2 - d_e^2}{4} \right) \cdot \pi \sqrt{2g} \cdot K_c$$

$$Q_{\text{estimé}} = n_v \cdot B \cdot n^{2/3} \cdot Q_{\text{estimé}}^{1/3}$$

$$Q_{\text{estimé}} = (n_v \cdot B)^{3/2} \cdot n$$

$n_v$  est inconnu, son estimation est déduite selon le rendement standard ( $n_{st}$ ) (voir figure 6).

La formule de diagramme de HAIDER est :

$$n_{st} (\%) = 50,5 + 3,18 \frac{n}{60} Q + 0,06 nq + (110 + 16,4 \cdot nq - 71,9 \frac{n}{60} Q)^{1/2}$$

$$n = \left[ \frac{1}{\min} \right]; \quad Q = \left[ \frac{n^3}{s} \right]$$

$$\text{Le rendement volumétrique : } n_v = \sqrt[6]{n_{st}}$$

## 2.- Estimation de la hauteur

$$H = \psi \frac{H_2}{2g}; \quad H_2 = \frac{D \cdot \bar{r} \cdot n}{60}$$

$$\psi = \left( \frac{300}{270 + nq} \right)^{9/4}$$

peut-être déterminé graphiquement (voir Fig. 7.).

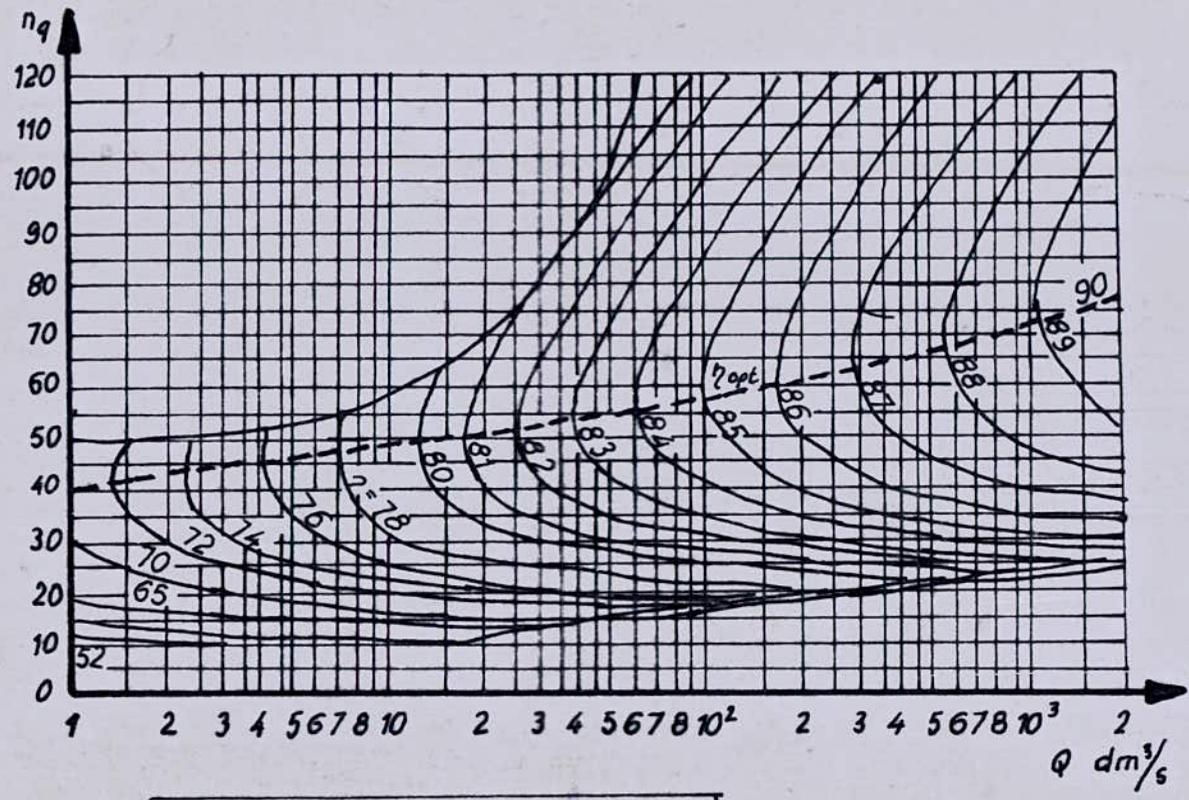
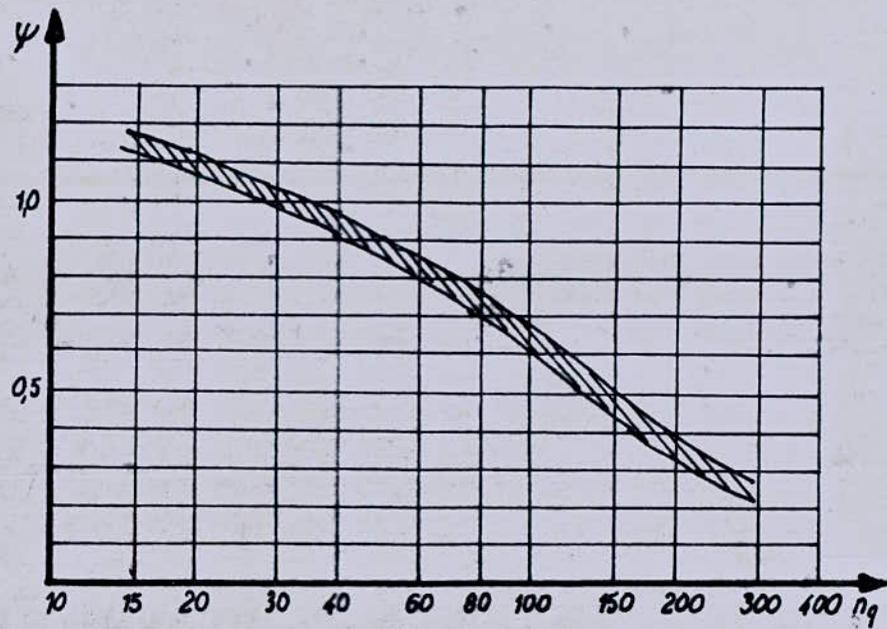


Diagramme de Haider

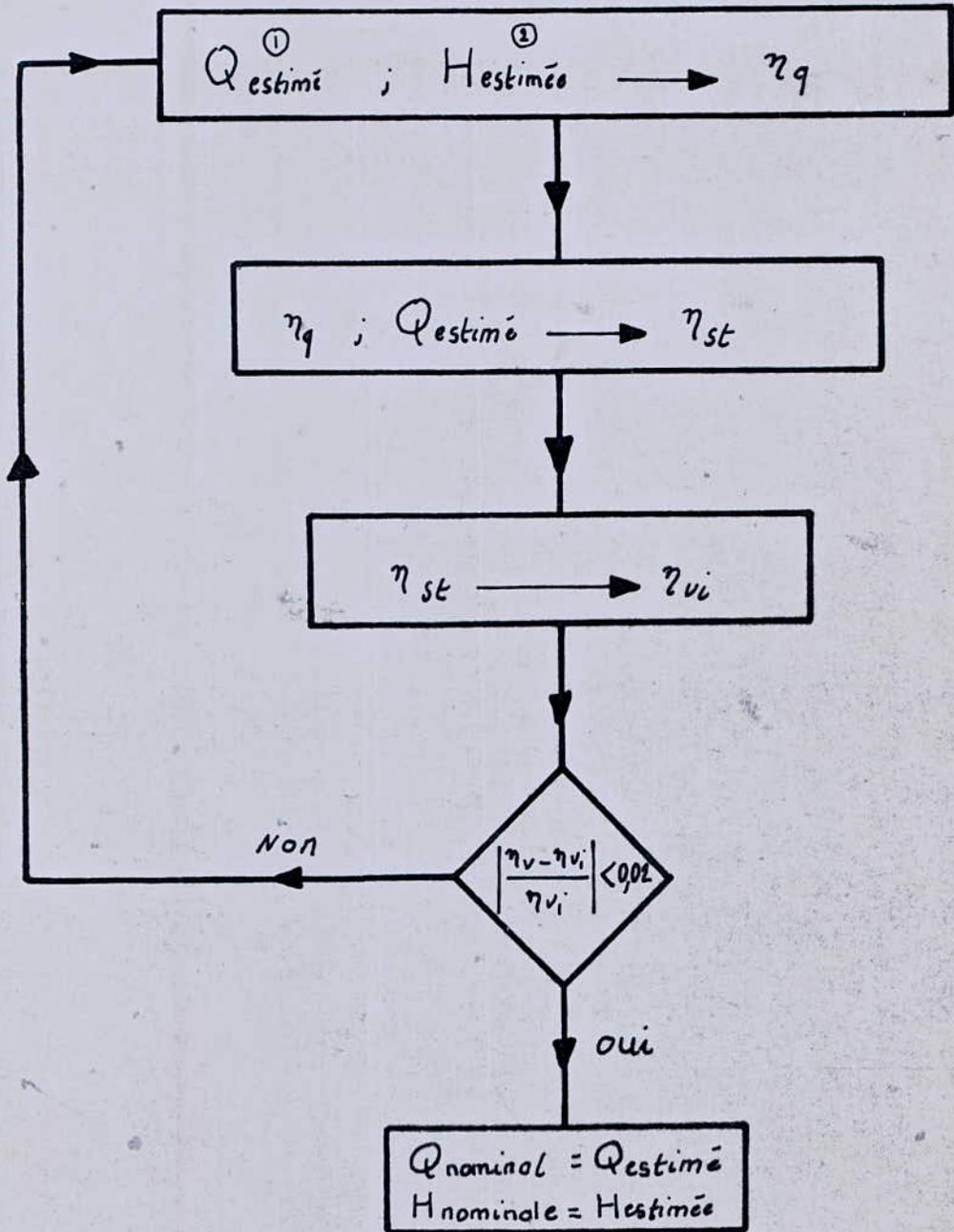
Fig: 6



Détermination graphique de  $\psi$

Fig: 7

3. Processus de calcul.



	$nq_1$	$nq_2$	$nq_3$
$\psi = \left( \frac{300}{270+nq} \right)^{9/4}$	$\psi_1$	$\psi_2$	$\psi_3$
$H = \frac{\psi^{1/2}}{2g}$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
$nq = n Q^{1/2} \cdot H^{-3/4}$	$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$

4. CALCUL Les données géométriques et le nombre de tours "n" sont connus.  
(voir Fig.8).

Données de base

De = 68 mm = 0,068 m

nq = 35

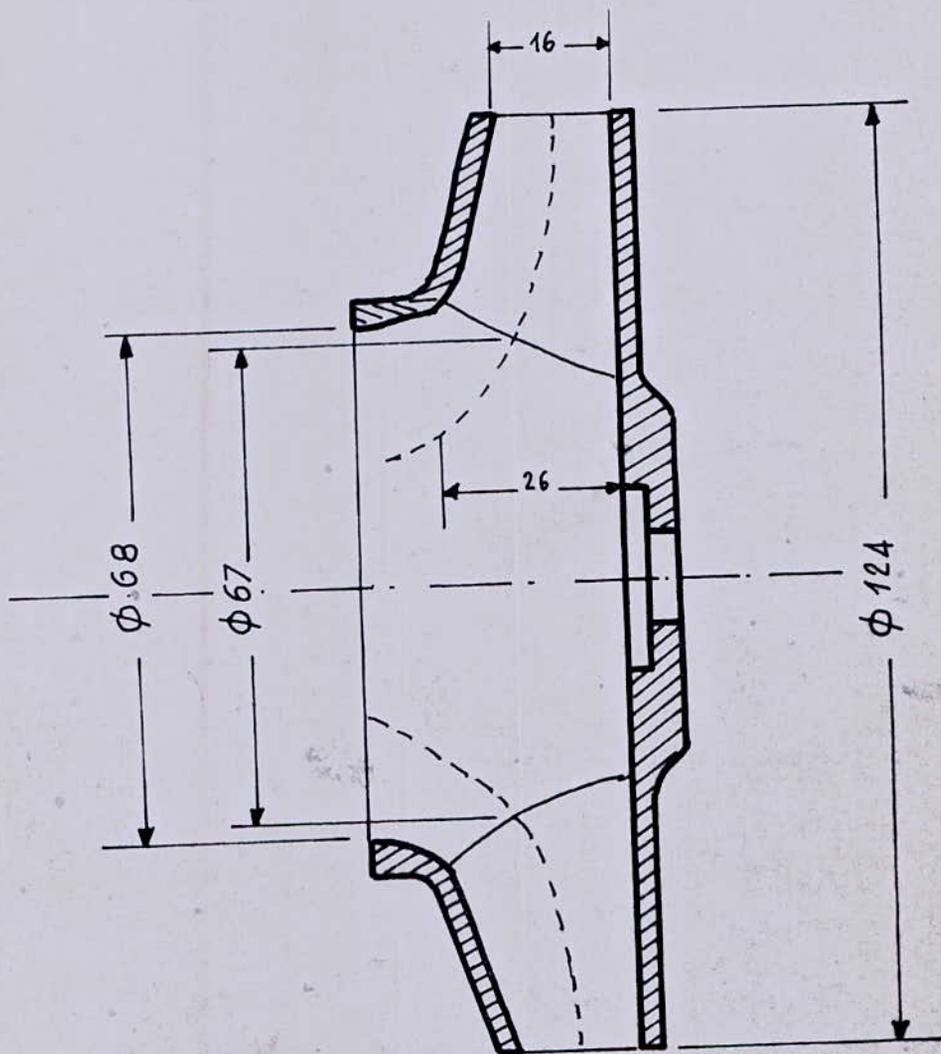
n = 2870 t/min

k = 0,019

D'après le diagramme de HAIDER, on fixe  $C_e = 3m/c$

Alors :  $Q_i = \frac{D_e^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3 = \frac{(0,068)^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 3$

$Q_i = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$



Coupe méridienne de la roue

echelle : 1:1

Fig : 8

D'après la formule de diagramme de HAIDER, on calcule aussi,  $n_{St}$  (%) :

$$n_{St} (\%) = 50,5 + 3,18 \frac{n}{60} \cdot Q + 0,06 nq + (0 + 16,4 nq - 71,9 \frac{n}{60} Q_i)^{1/2}$$

$$n_{St} (\%) = 50,5 + 3,18 \cdot \frac{2870}{60} \cdot 0,011 + (0,06 \cdot 35) + (0 + 16,4 \cdot 35 - 71,9 \cdot \frac{2870}{60} \cdot 0,011)^{1/2}$$

$$n_{St} (\%) = 55,76\%$$

Le rendement volumétrique est :

$$R_v = \sqrt[3]{n_{St}} = \sqrt[3]{0,5576}$$

$$R_v = 0,91$$

$$Q_{\text{estimé}} = (n_{v-I} \cdot B)^{3/2} \cdot n$$

$$B = \frac{D_e \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt[3]{2g} \cdot k_c = \frac{(0,068)^2 \cdot 3,14}{4} \cdot 2 \times 9,81 \cdot 0,019$$

$$B = 0,00031$$

$$Q_{\text{estimé}} = (0,91 \cdot 0,00031)^{3/2} \cdot 2870$$

$$Q_{\text{estimé}} = 0,014 \text{ n}^3/\text{s}$$

Pour établir le tableau ci-après :

On fixe des valeurs de  $n_q$  : 35 ; 40 ; 45 ; 50.

Tableau 1.

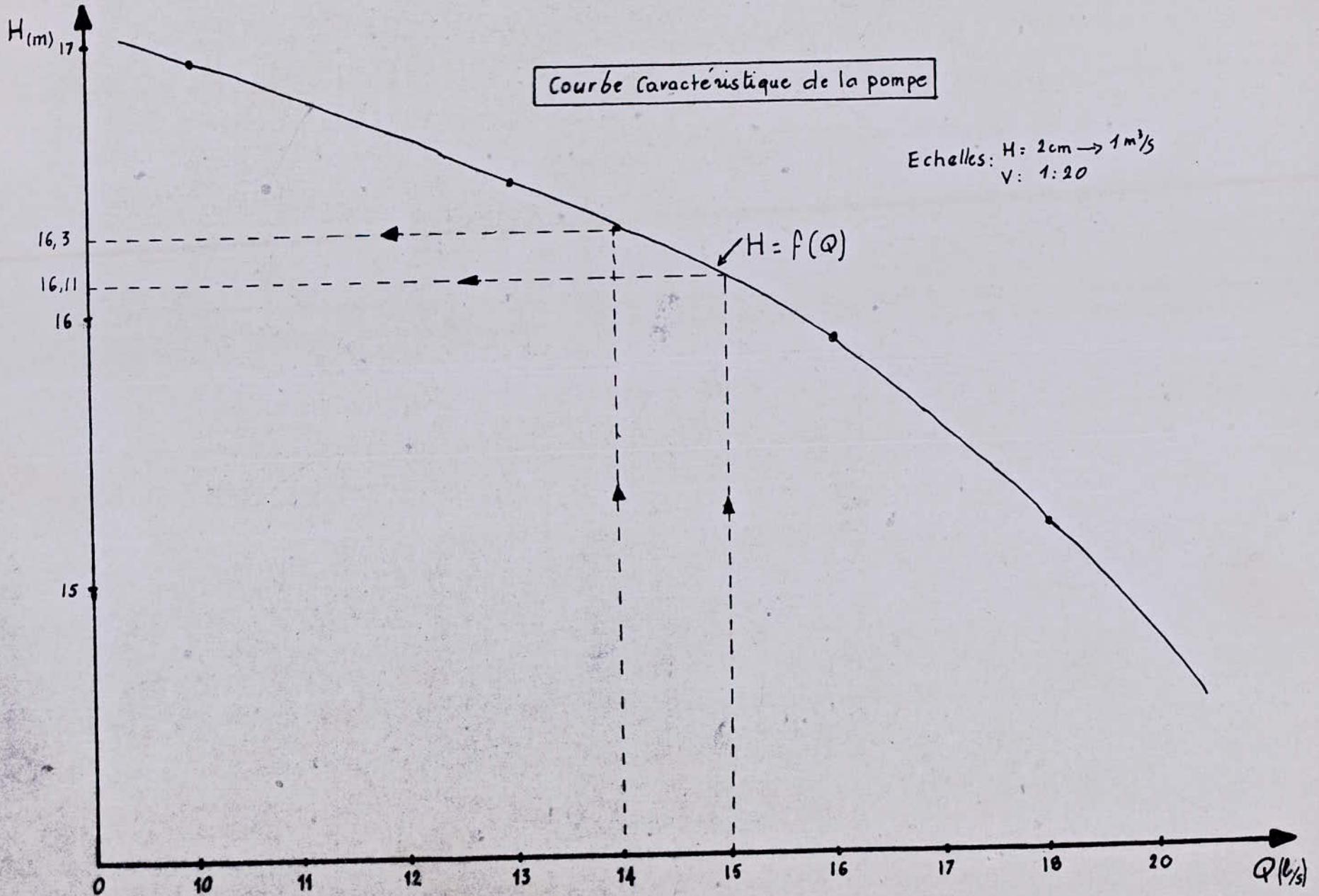
	35	40	45	50
$= \left( \frac{300}{270 + n_q} \right)^{3/4}$	0,96	0,93	0,90	0,86
$H = \sqrt[4]{\frac{2}{2g}}$	16,96	16,43	15,90	15,20
$Q = \frac{(n_q \cdot H^{3/4})^2}{n}$	0,010	0,013	0,016	0,018

A partir de ces valeurs , on trace le graphe  $H = f(Q)$  (voir Fig.9) connaissant la valeur de  $Q_{\text{estimé}} = 0,014 \text{ m}^3/\text{S}$  , alors on tire celle de la hauteur  $J H = 16,3 \text{ m}$ .

Toutes ces deux valeurs nous permettent de calculer le nombre de tours spécifiques  $n_q$  :

$$n_q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4} = 2870 (0,014)^{1/2} \cdot (16,3)^{-3/4} = 41,86.$$

$n_q \approx 42$
------------------



- 33 -

Fig: 9

Connaissant les valeurs de :  $n_{vI}$  ;  $H$  ;  $n_q$  d'après la première estimation ; on calcule :

$$Q_{\text{estimé}} = Q_i \cdot n_{vI} = n_{vI} \cdot \frac{D_e^2 \cdot \pi}{4} \cdot C_e$$

$$C_e = \sqrt{2g H}$$

$$\xi = k_c \cdot n_q^{2/3} = 0,019 \cdot (42)^{2/3} \quad \boxed{\xi = 0,23}$$

$$C_e = 0,23 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 16,3 \quad \boxed{C_e = 4,11 \text{ /s}}$$

$$Q_{\text{estimé}} = 0,91 \frac{(0,068)^2 \times 3,14}{4} \cdot 4,11$$

$$\boxed{Q_{\text{estimé}} = 0,914 \text{ } \frac{3}{s}}$$

$$n_{st} (\%) = 50,5 + 3,18 \cdot \frac{2870}{60} \cdot 0,014 + (0,05 \cdot 42) + (110 + 16,4 \cdot 42 - 71,9 \cdot \frac{2870 \cdot 0,014}{60})^{1/2}$$

$$n_{st} (\%) = 82,50 \%$$

$$n_{v2} = \sqrt[5]{n_{st}} = \sqrt[5]{0,8250}$$

$$\boxed{n_{v2} = 0,968}$$

On vérifie la condition suivante :

$$\frac{n_{vI} - n_{v2}}{n_{vI}} < 0,02$$

$$\frac{0,91 - 0,968}{0,968} < 0,02$$

$$0,0599 > 0,02$$

On constate bien que la condition mentionnée ci-dessus n'est pas vérifiée, ce qui nous amène à recalculer la valeur de  $Q_{\text{estimé}}$

$$Q_{\text{estimé}} = (n_{v2} \cdot B)^{3/2} \cdot n = (0,968 \cdot 0,0031)^{3/2} \cdot 2870$$

$$Q_{\text{estimé}} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$$

D'après le graphe tracé précédemment, tout en utilisant cette deuxième valeur de  $Q_{\text{estimé}} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$ , on tire  $H = 16,11 \text{ m}$

$$\therefore q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4} = 2870 \cdot (0,015)^{1/2} \cdot (16,11)^{-3/4} = 43,52$$

$$nq = 44$$

De nouveau, on calcule  $Q_{\text{estimé}}$  en fonction de  $H$ . et  $nq$  estimés ci-dessus.

$$Q_{\text{estimé}} = Q_i \cdot v_2 = n_{v_2} \cdot \frac{D_e \cdot \pi}{4} \cdot C_e$$

$$C_e = \xi \sqrt{2gH}$$

$$\xi = k_e \cdot nq^{2/3} = 0,019 \cdot (44)^{2/3}$$

$$= 0,24$$

$$C_e = 0,24 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 16,4}$$

$$C_e = 4,27 \text{ m/s.}$$

$$Q_{\text{estimé}} = 0,968 \cdot \frac{(0,058)^2 \cdot 3,14 \cdot 4,27}{4}$$

$$Q_{\text{estimé}} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n_{\text{St}} (\%) = 50,5 + 3,18 \cdot \frac{2870}{60} \cdot 0,015 + (0,06 \cdot 44) \cdot (110 + 16,11 \cdot 44 - 71,9 \cdot \frac{2870}{60} \cdot 0,015)^{1/2}$$

$$n_{\text{St}} (\%) = 83,95 \%$$

$$n_{v_3} = \sqrt[6]{n_{\text{St}}} = \sqrt[6]{0,8395} \quad n_{v_3} = 0,971$$

On vérifie la conditions suivante :

$$\frac{n_{v_2} - n_{v_3}}{n_{v_2}} < 0,2$$

$$\frac{0,968 - 0,971}{0,971} < 0,02$$

$$0,003 < 0,02$$

Cette fois-ci, la condition est bien vérifiée, ce qui est logique de fixer les valeurs estimées de Q et H définitivement.

$$\begin{aligned} Q_{\text{nominale}} &= Q_{\text{estimé}} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s} \\ H_{\text{nominale}} &= H_{\text{estimé}} = 16,11 \text{ m} \end{aligned}$$

## CHAPITRE V

### MESURE DES DEBITS

#### 1. INTRODUCTION

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

- a.- Méthode basée sur l'intégration plus ou moins simplifiée 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 système déprimogènes, déversoirs.
  
- c.- Méthode de mesures volumétriques ou massiques.
  
- d.- Méthodes diverses , électriques, chimiques, mécaniques etc...

On s'intéressé à l'étude des systemes déprimogènes.

Tous les systèmes déprimogènes peuvent être considérés comme des applications du phénomène de venturi.

Pour des raisons économiques, 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 liquides de courant montre que l'on obtient une forme d'écoulement analogue à celle provoquée par un convergent-divergent (voir Fig. 10).

## 2. METHODE DE CALCUL DU DIAPHRAGME

Considérons un fluide incompressible. Soit  $\rho_0$  la masse volumique du fluide ;  $P_0$ ,  $C_0$  sont respectivement la pression statique de la vitesse à l'amont de l'appareil en un endroit où la veine fluide occupe toute la conduite (section  $S$ ),  $P_c$ ,  $C_c$ , sont respectivement la pression statique de la vitesse dans la région où la section de veine est minimum (section  $S_c$ ).

On pose :

$$m = \frac{S_c}{S} = \frac{C_0}{C_c}$$

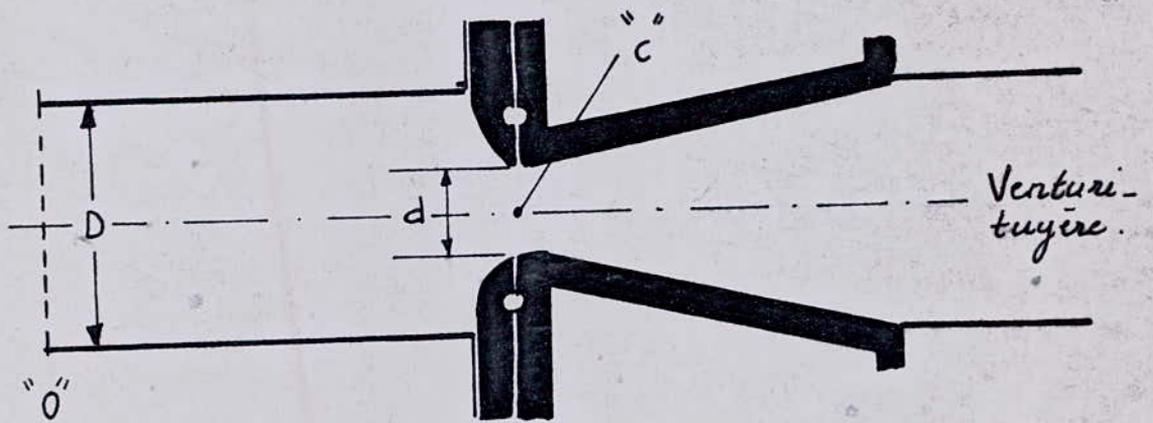
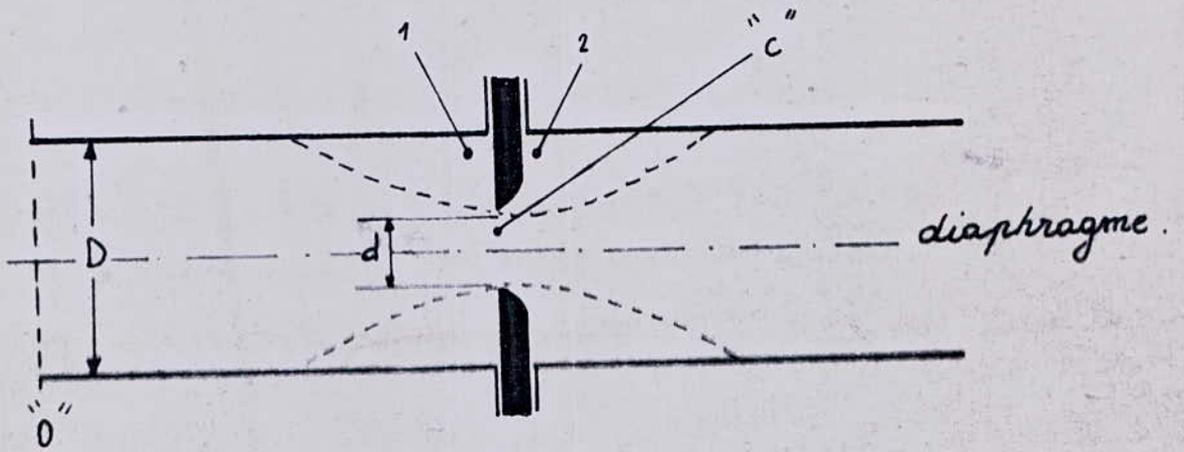
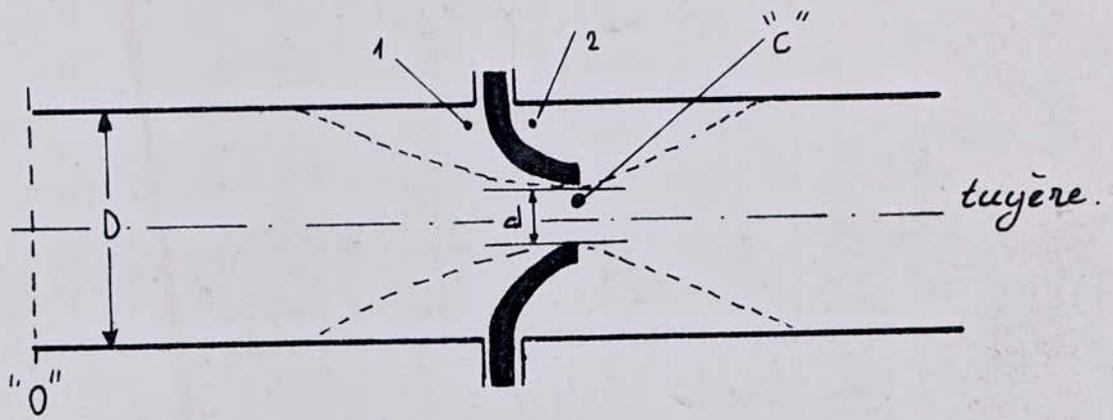
Appliquons le théorème de BERNOULLI entre "O" et "C".

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

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

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

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



Schémas des orifices.

Fig: 10

Le débit volumétrique thermique est alors :

$$q_v = S \cdot C_o = E.S \sqrt{\frac{2 \cdot (P_o - P_c)}{\rho_o}}$$

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 inégalité de répartition des vitesses.

pour la détermination de ce coefficient, on tient compte également des deux faits suivants :

- Pour les calculs , on prend  $S$  = Section minimale de l'appareil déprimogène sans tenir compte du coefficient de contraction.
- Au lieu de mesurer  $P_o$  et  $P_c$  , on mesure les pressions  $P_1$  et  $P_2$  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 :

$$q_v = C.E.S \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho_o}}$$

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. 11).

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

$$0,01 D \leq a \leq 0,02 D$$

$$E \leq 0,05 D$$

$$30^\circ \leq v^\circ \leq 45^\circ$$

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

$$B = \frac{d}{D} \quad \text{rapport des diamètres}$$

$$0,023 < B < 0,8$$

$$\frac{f - D}{D} \cdot \frac{C}{D} \cdot 100 \leq \frac{0,1}{0,1 + 2,3 B^4} \quad (b = D)$$

$$G \leq 0,5 D$$

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

$$f \geq 2 a$$

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

$$0,05 D$$

$$0,02 D$$

Il est très important d'avoir des arêtes vives aux points :

F, G, H. (voir Fig. 12).

Régimes d'utilisation :  $R_{eD} = \frac{C_o \cdot D}{V}$

Tableau 2.

$\beta$	$R_{eD}$
0,23 $\leq$ 0,45	5000 - 10 <sup>8</sup>
0,45 $\leq$ 0,77	10000 - 10 <sup>8</sup>
0,77 $\leq$ 0,80	20000 - 10 <sup>8</sup>

Tableau 3.

$\beta$	$\leq$	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	10,0	8,3	7,1	5,6	4,9	4,2	4,0	3,9

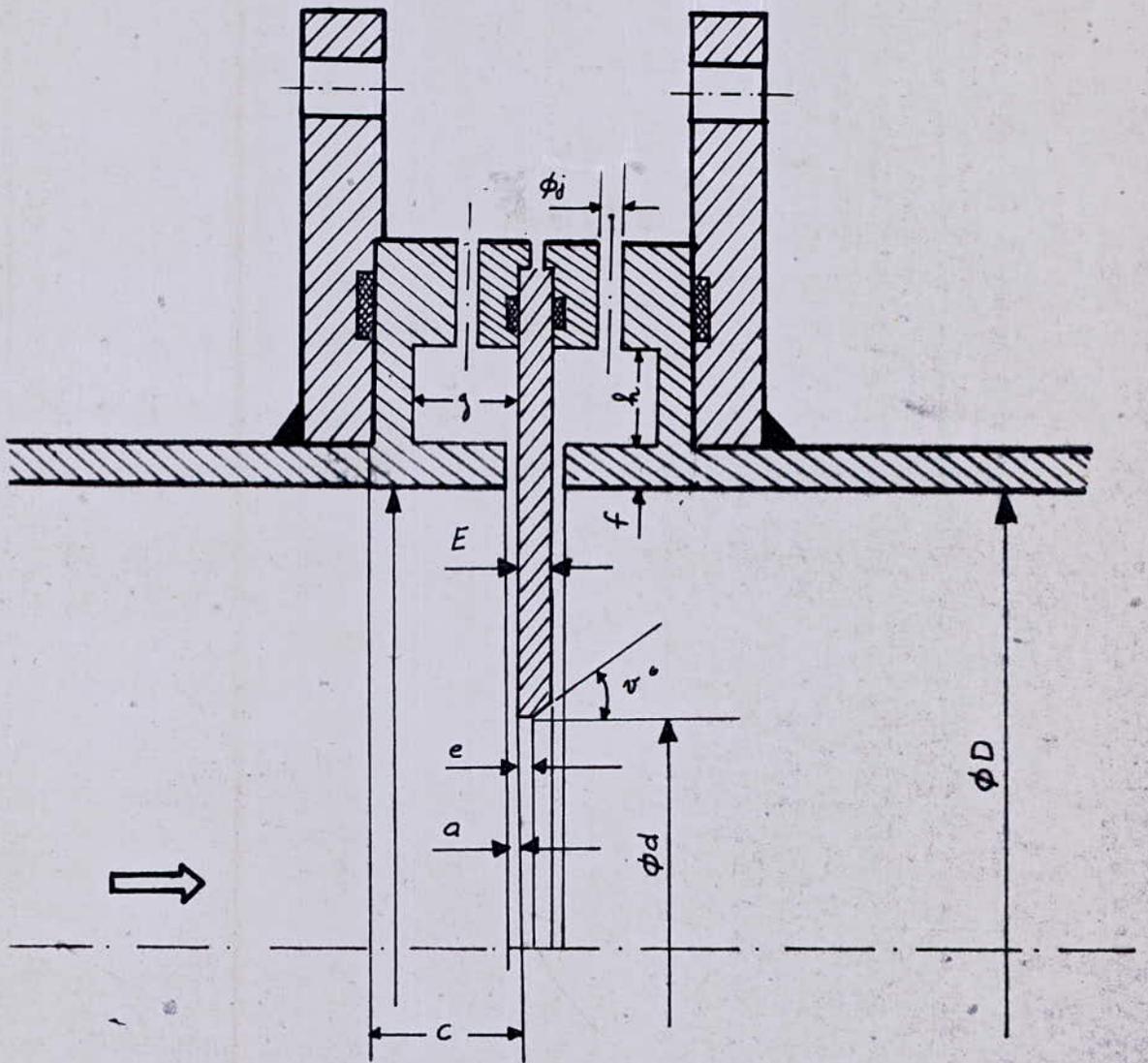


Schéma d'un diaphragme.

Fig: 11

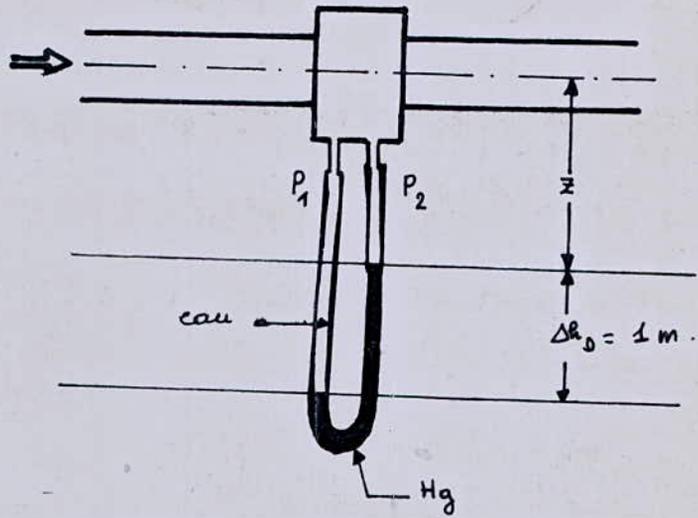


Schéma de calcul de  $\Delta p$  au niveau du diaphragme.

Fig: 13

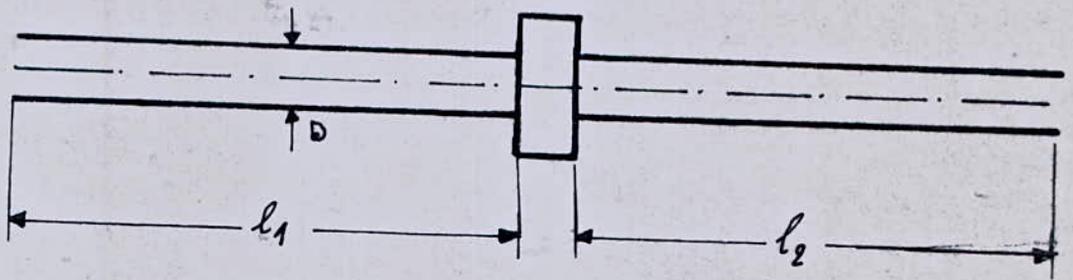


Schéma de positionnement du diaphragme.

Fig: 15

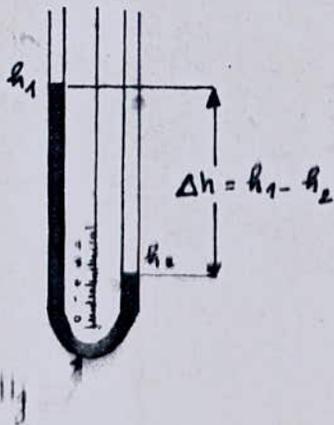


Schéma de calcul de l'erreur absolue  $E_R$

Fig: 16

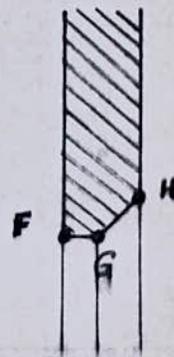


Schéma montrant les arêtes du diaphragme.

Fig: 17

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

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

La perte de charge due au diaphragme est :

$$\Delta P = \frac{1 - CEF^2}{1 + CEF^2} (P_1 - P_2)$$

### 3. CALCUL DU DIAPHRAGME

Données de base :

$$Q_{\text{estimé}} = 0,015 \text{ m}^3/\text{S}$$

$$Q_{\text{max}} = 1,3 Q_{\text{estimé}} = 1,3 \times 0,015$$

$$D = 81 \text{ mm}$$

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

On fixe  $\Delta h_D = 1 \text{ m de Hg.}$  ( voir Fig.13).

$$P_1 + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot Z + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta h_D = P_2 + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot Z + \rho_{\text{Hg}} \cdot g \cdot \Delta h_D$$

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

$$P_1 - P_2 = \rho_{\text{Hg}} \cdot g \cdot \Delta h_D - \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta h_D$$

$$P_1 - P_2 = g \cdot \Delta h_D [\rho_{\text{Hg}} - \rho_{\text{eau}}] \quad \rho_{\text{Hg}} = 13600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_1 - P_2 = 9,81 [13600 - 1000] \quad \rho_{\text{eau}} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_1 - P_2 = 9,81 \cdot 12600$$

$$\Delta P_D = P_1 - P_2 = 123600 P_a$$

$$\Delta P_D = 123600 P_a$$

Principe de calcul des valeurs du tableau ci-après :

Sachant que :  $0,28 < \beta < 0,8$  et que  $\beta = \frac{d}{D}$

on a choisi quelques valeurs de  $\beta$ .

Par exemple pour  $\beta : 0,2$

$$E = \frac{1}{\sqrt{1-m^2}} \quad \text{et} \quad m = \frac{S}{S'} = \frac{\frac{d^2 \pi}{4}}{\frac{D^2 \pi}{4}} = \frac{d^2}{D^2} = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = \beta^2$$

$$m = \beta$$

En remplaçant cette valeur de m dans E, on aura :

$$E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} = \frac{1}{\sqrt{1-(0,2)^4}}$$

$$E = 1,0008$$

Le coefficient de débit C sera calculé au moyen de la formule :

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

$$C = 0,5959 + 0,0312 (0,2)^{2,1} - 0,1840 (0,2)^8 + 0,029 (0,2)^{2,5} \left(\frac{10^6}{31439 \cdot 10^6}\right)^{0,75}$$

$$C = 0,5971$$

$$CEB^2 = 0,5971 - 1,0008 \cdot 0,04$$

$$CEB^2 = 0,4239$$

Et ainsi de suite pour toutes les valeurs de B.

Calcul du nombre de REYNOLDS

$$Re_D = \frac{Q \cdot 4 \cdot D}{D^2 \cdot \pi \cdot v} = \frac{4 \cdot Q}{D \cdot \pi \cdot v} = \frac{4 \cdot 0,02}{0,081 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6}}$$

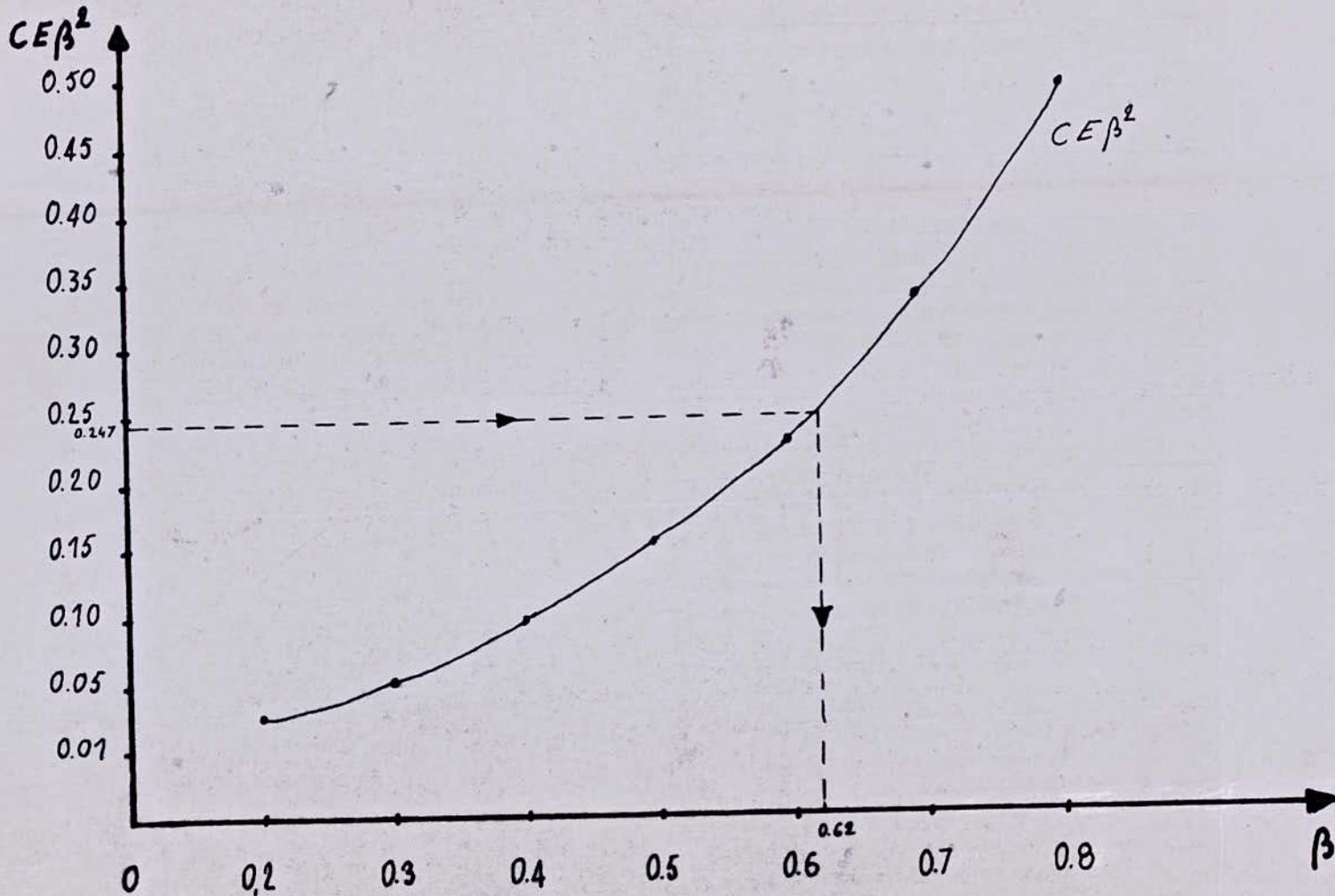
$$Re_D = 0,314539 \cdot 10^6$$

Alors ces valeurs trouvées ci-dessus, nous permettent d'établir le tableau suivant :

Tableau 4.

B	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
B <sup>2</sup>	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64
E	1,0008	1,0041	1,013	1,013	1,0328	1,1472	1,3014
C	0,5971	0,5987	0,6011	0,6035	0,6059	0,6029	0,5889
CEB <sup>2</sup>	0,0239	0,0542	0,0974	0,1558	0,2338	0,3389	0,4901

A partir de ce tableau , on trace la courbe CEB<sup>2</sup> en fonction des valeurs de B, et de CEB<sup>2</sup> (voir Fig.14).



Détermination graphique de  $\beta$

Fig:14

Cependant, pour fixer la valeur de  $\beta$  unique, on doit calculer le rapport de la constante  $CEB^2$  d'après :

$$Q = CE \frac{c^2 \pi r}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} = C.E.B.^2 \frac{D^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_{\text{eau}}}}$$

$$CEB^2 = \frac{Q}{\frac{D^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_{\text{eau}}}}} \equiv \frac{0,02}{\frac{(0,081)^2}{4} \times 3,14 \sqrt{\frac{2 \times 123600}{1000}}}$$

$$CEB^2 = 0,247$$

On projette la valeur de  $CEB^2$  sur la courbe tracée (Fig.14) pour fixer définitivement celle de  $\beta$ .

$$\text{d'où : } \boxed{\beta = 0,62}$$

$$\text{sachant que } \beta = \frac{d}{D}$$

donc on tire la valeur de  $d$ .

$$d = \beta \times D = 0,62 \times 81 \text{ mm}$$

$$d = 50,22 \text{ mm}$$

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

Finalement on aura :

$$D = 81 \text{ mm}$$

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

$$\beta = 0,62$$

#### 4.- 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 ce tableau (voir Fig.15).

Tableau 5.

B	$\frac{l_1}{D}$	$\frac{l_2}{D}$
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)
0,8	80 (40)	8 (4)

En utilisant les valeurs entre parenthèses, il faut ajouter  $\pm 0,5\%$  comme erreur de mesure supplémentaire. Avec les longueurs sans parenthèses, il n'y a pas lieu de compter une erreur de mesure supplémentaire.

A partir de la valeur de  $\beta = 0,62$ , on déduit le plaçage du dia-  
phragme dans le système d'après le tableau 5.

En consultant ce tableau, on constate que  $\beta$  est comprise entre 0,60  
et 0,65, ce qui nous amène à faire l'interpolation :

$$\text{Alors : } \frac{l_1}{D} = 50,4 \implies l_1 = D \times 50,4 = 0,081 \times 50,4$$

$$l_1 = 4,082 \text{ m}$$

$$\text{et } \frac{l_2}{D} = 7 \implies l_2 = D \times 7 = 0,081 \times 7$$

$$l_2 = 0,567 \text{ m}$$

#### 5. ERREUR DU COEFFICIENT DE DEBIT C

Tableau 6.

$\beta$	$\frac{C^e}{C}$
$0,23 \leq \beta \leq 0,6$	0,6%
$0,6 \leq \beta \leq 0,8$	1,5%

L'erreur quadratique du débit se compose des erreurs partielles c'est à dire :

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

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

$$\sigma_D = \sigma_d = 0$$

Les valeurs de  $\sigma_{DP}$ ,  $\sigma_p$  doivent être estimées par l'utilisateur. Par exemple (voir Fig.16).

En faisant la mesure, on peut observer que la longueur de la colonne  $h_1$  bouge, on aura une valeur maximale et une autre valeur minimale. La différence de ces deux dernières est la valeur double de l'erreur absolue ( $E_h$ )

Selon la théorie de probabilité, on peut dire que la relation :

$$E_h \leq 2\sigma_h$$

est vérifiée avec une probabilité de 95%.

Alors :

$$E_{h_1} = \frac{h_1 \text{ max} - h_1 \text{ min}}{2}$$

$$\text{et } \sigma_{h_1} = \frac{E_{h_1}}{2}$$

L'erreur quadratique de  $D_h$  est :

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

$$\sigma_{\Delta h}^2 = \sigma_{h_1}^2 + \sigma_{h_2}^2$$

## CHAPITRE VI

### ETUDE DE LA CAVITATION

#### 1. LE PHENOMENE DE CAVITATION

La cavitation est un phénomène provoqué dans la région d'écoulement d'un liquide par l'abaissement de la pression en-dessous de la valeur critique, proche de la tension de vapeur ( $P_t = 1500 \frac{N}{m^2}$ ). Il consiste dans la formation de bulles de vapeur d'eau dans les régions de basse pression; entraînées par le liquide dans la région de pression supérieure, elles subissent une implosion.

On admet que la formation de bulles cavitationnelles se produit lorsque la pression locale  $p$  dans le liquide baisse jusqu'à une valeur égale à la pression de saturation (tension maximale de vapeur).  $P_v$  du liquide à la température donnée .

En réalité, la cavitation se manifeste à la pression critique  $P_{cav}$  que diffère plus ou moins de la pression de saturation. La différence entre les pressions  $P_{cav}$  et  $P_v$  dépend de la nature, de l'état et du degré de pureté du liquide.

La cavitation prend naissance aux points du champ du courant où le nombre LEROUX

$$\mathcal{L} = \frac{P - P_v}{V^2}$$

s'annule ; en tous les autres points il

peut être positif.

Pendant l'implosion, qui consiste dans la rapide (  $t \approx 0,001$  S) disparition des bulles cavitationnelles, la pression peut atteindre même  $3500 \text{ Kg t/in}^2$ .

Etant donné que l'implosion des bulles se produit à une fréquence élevée, les surfaces des solides exposées à la cavitation sont soumises d'ondes de pression de haute fréquence.

La destruction des surfaces attaquées par ces ondes revêt un caractère particulier différent des effets de la corrosion ou de l'érosion.

Parmi les endroits attaqués par la cavitation, on peut les aubes de la roue, les ailettes des directrices et les surfaces limitant le passage du liquide dans la pompe. Elles peuvent être aussi endommagées par la corrosion, l'érosion.

L'apparition de la cavitation est favorisée par les circonstances suivantes :

- a.- trop grande hauteur d'aspiration ou trop petite charge à l'aspiration.
- b.- dépassement du débit normal, d'où accroissement de la vitesse d'écoulement et baisse de pression ;
- c.- alimentation défectueuse de la roue et brusques modifications de la direction de l'écoulement.

## 2. SYMPTOMES DE LA CAVITATION

La cavitation se manifeste par la réduction de la hauteur d'élévation et du rendement de la pompe, aussi que par des vibrations et bruits. Les courbes hauteur-débit subissent des chutes variables, en fonction de la vitesse spécifique de la pompe.

Dans le cas de pompes centrifuges à faible vitesse spécifique  
( $\phi_{sp} \leq 90$ ).

La chute des courbes hauteur-débit est manifesté au stade initial de cavitation (voir Fig.17).

### 3. MODES DE PREVENTION DE LA CAVITATION

Les moyens de prévenir la cavitation se divisent en trois groupes :

- a.- Moyens constructifs
- b.- Indications d'installation et de fonctionnement
- c.- Utilisation de matériaux appropriés.

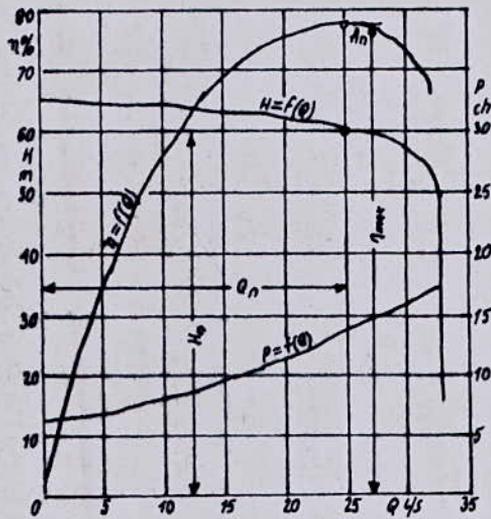
#### 3.1. Moyens constructifs

a.- Application d'une pompe avec à deux ouïes, de façon à réduire le débit de chacune des deux parties de la roue.

b.- Le recours à la prérotation de liquide dans le même sens que la rotation de la roue, ce qui diminue le danger de cavitation et augmente l'aptitude d'aspiration.

c.- L'emploi de roues avec ouïes de largeur accrue et courbure progressive du flasque avant.

d.- Application d'une roue surpression avant l'ouïe de la roue de la pompe centrifuge.



Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge à un étage soumise à l'action de la cavitation.

Fig: 17

### 3.2. Indications d'installations et de fonctionnement

- a.- Installer la pompe de manière à ce que la hauteur géodésique d'aspiration soit la plus faible possible.
- b.- Assurer des conditions normales de fonctionnement correspondant au rendement maximum de la pompe.

### 3.3. Utilisation de matériaux résistant à l'action de la cavitation

Plusieurs facteurs exercent une influence sur la résistance des matériaux à l'action destructive de la cavitation :

- a.- Composition chimique.
- b.- Dureté
- c.- Mode de fabrication (montage, laminage, forgeage)
- d.- Traitement thermique
- e.- Traitement mécanique
- f.- Fini de surface.

## CHAPITRE VII

### MESURAGE DE PUISSANCE

Pour mesurer la puissance  $P$  absorbée par une pompe, on a surtout recours aux méthodes suivantes :

#### 1. Mesurage du couple et de la vitesse de rotation :

Le couple nécessaire à l'entraînement de la pompe, pour une vitesse de rotation donnée s'exprime par la formule :

$$M = Q \cdot r$$

où  $Q$  est le poids agissant sur le bras  $r$  du dispositif de freinage (frein de Pronyp. ex.).

Si l'on utilise un dynamomètre de torsion, le couple est donné par la formule :

$$M = K \cdot \alpha$$

où  $K$  est un coefficient expérimental de proportionnalité et  $\alpha$ , l'angle de torsion.

Quand l'on mesure le couple à l'aide d'un moteur-frein à courant continu, la formule appropriée est :

$$M = (Q - Q_0) \cdot r$$

où  $Q$  est la poussée exercée sur le plateau de la balance par le moteur placé dans un berceau oscillant,  $Q_0$ , la poussée initiale, la pompe étant à l'arrêt, et  $r$ , le bras de levier du berceau. La puissance sur l'arbre de la pompe (mesurée sur l'accouplement de la pompe)

$$P = \frac{M \cdot n}{974} \quad \text{Kw}$$

où le couple  $M$  est exprimé en  $m\text{ Kg F}$ , et la vitesse de rotation en  $t / \text{mm}$ .

## 2.- Mesurage de la puissance du moteur

Le procédé de mesurage dépend du genre du moteur électrique.

Dans le cas d'un moteur triphasé, dont la caractéristique est connue.

On emploie la méthode des deux wattmètres. La puissance sur l'arbre de la pompe.

$$P = n_M P_M$$

où  $P_M$  est la puissance et  $n_M$  le coefficient de rendement du moteur électrique.

## CHAPITRE VIII

### CONSTRUCTION DU GÉOMÈTRE

#### 1. INTRODUCTION

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

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

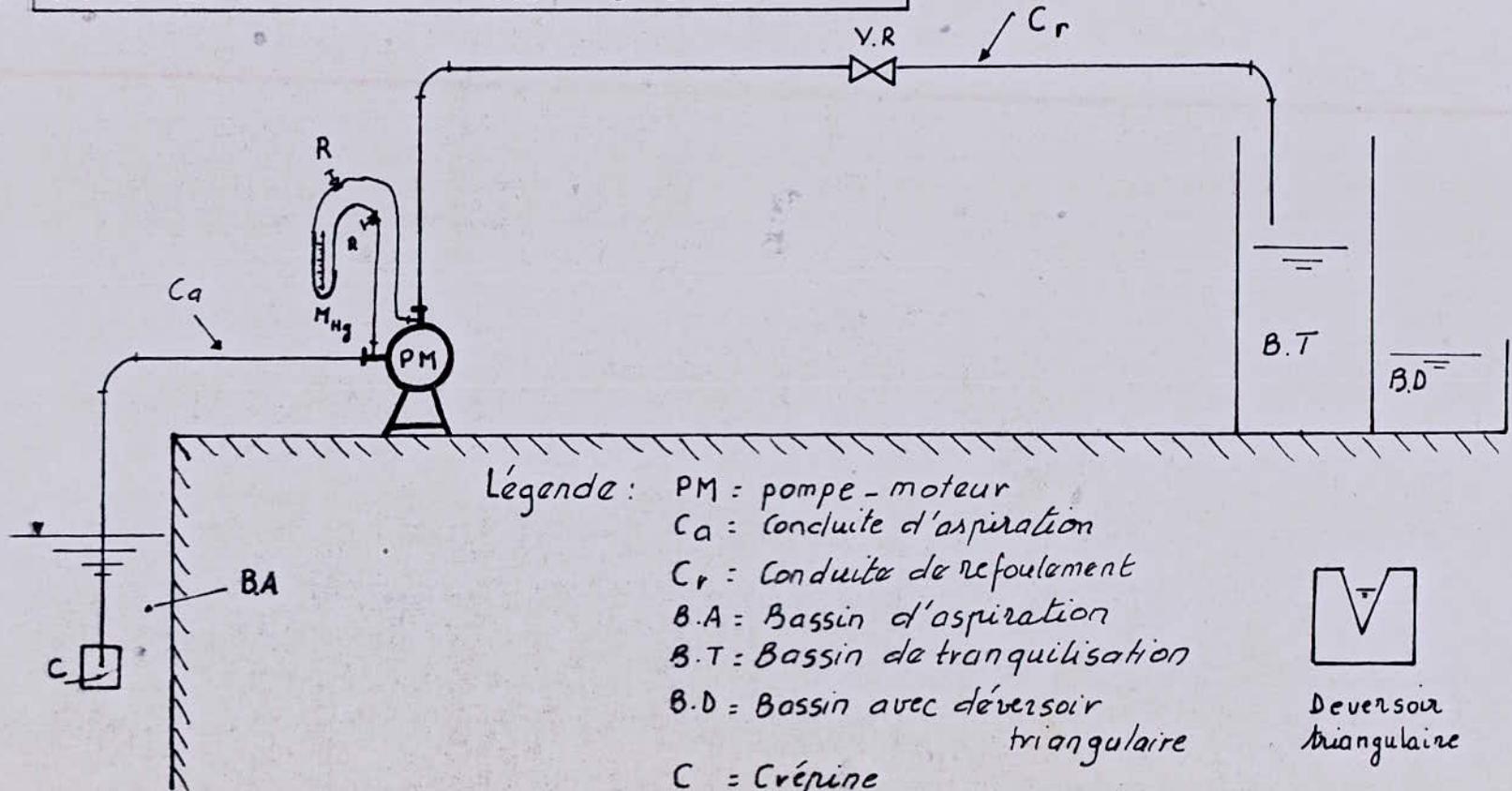
Le circuit de pompage est construit de telle façon à rendre possible l'étude de cette pompe centrifuge).

En tenant compte des possibilités et des conditions matérielles d'installer ce banc d'essai technique, la construction comporte :

- Ensemble moteur-pompe
- une conduite d'aspiration de 5 mètres de longueur
- deux conduites de refoulement ( 5 mètres chacune).intercallées par une vanne de réglage.
- un bassin de refoulement avec une chambre de tranquillisation et un déversoir triangulaire d'étalonnage.
- un bassin d'aspiration
- un manomètre en U rempli de mercure.
- une crépine reliée à la conduite d'aspiration.

En l'absence d'un système purgeur d'air, on a trouvé utile de joindre deux robinets au manomètre, tout en les actionnant indépendamment l'un de l'autre, on est arrivé à purger ou bien diminuer le volume d'air (voir Fig. 18).

2. Schéma du banc d'essai à ciel ouvert



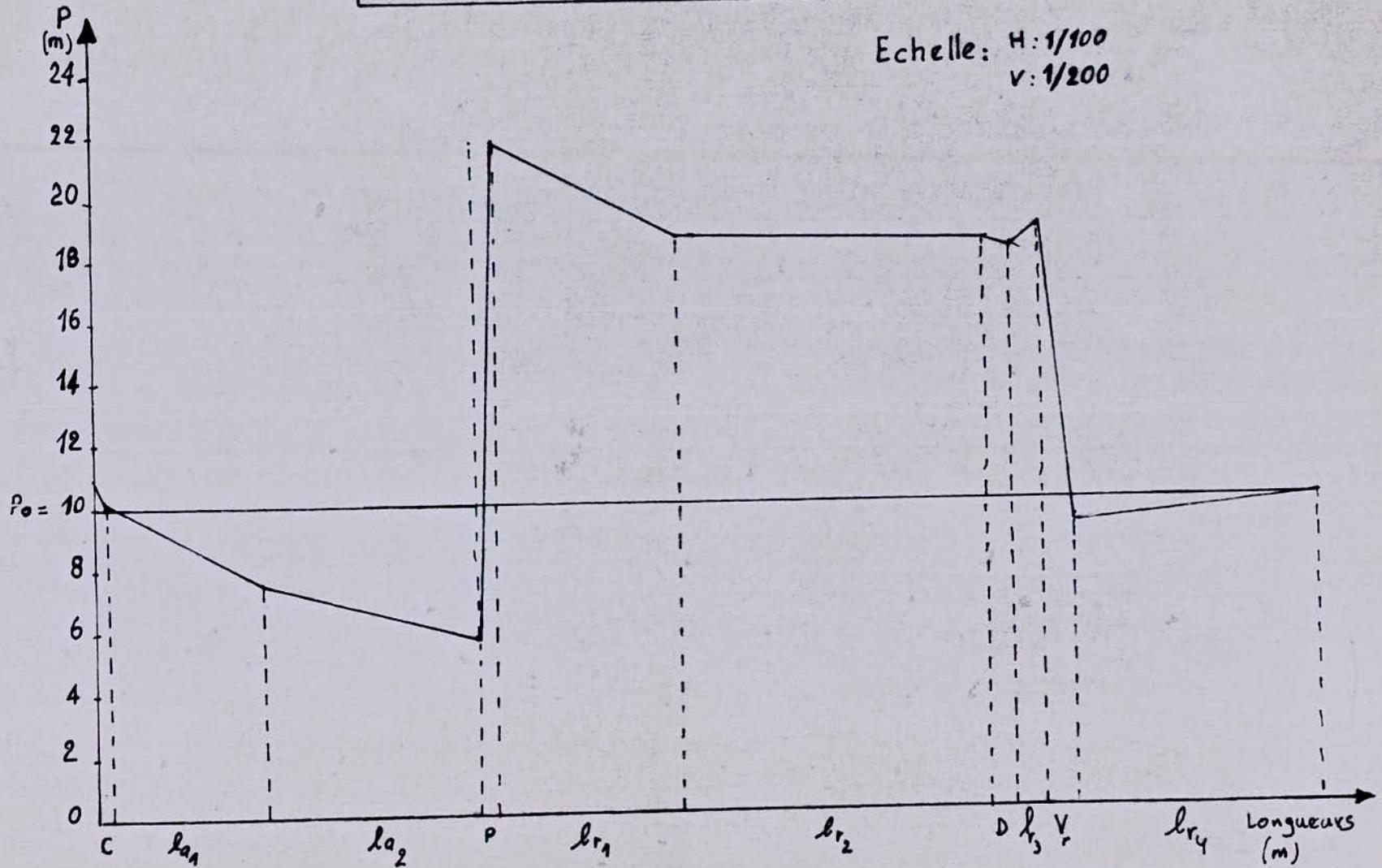
- Légende :
- PM : pompe - moteur
  - Ca : Conduite d'aspiration
  - Cr : Conduite de refoulement
  - B.A : Bassin d'aspiration
  - B.T : Bassin de tranquillisation
  - B.D : Bassin avec déversoir triangulaire
  - C = Crépine
  - V.R : Vanne de réglage .
  - M<sub>Hg</sub> = Manomètre à mercure
  - Ra = Robinet pour purger .



Fig: 18

### 3. Lignes piezométriques du Circuit normalisé

Echelle:  $H: 1/100$   
 $v: 1/200$



- 63 -

## CHAPITRE IX

### ESSAI TECHNIQUE

#### 1. MANIPULATIONS

##### 1.1. Introduction

Les essais hydrauliques consistent dans la détermination expérimentale des corrélations fonctionnelles entre les grandeurs physiques qui caractérisent le travail d'une pompe dans un certain intervalle des variables de fonctionnement.

Suivant leur caractère, ces essais relèvent du contrôle technique.

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

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

$H: \dot{V} (Q)$  ;  $P = F (Q)$  , et  $n = F (Q)$  de la pompe.

##### 1.2. Principes d'exécution des essais hydrauliques

Dans l'exécution des essais hydrauliques de la pompe, les principes suivants doivent être observés :

1°- Le domaine et l'étendue des essais dépendant de leur but et de leur caractère.

- 2°- Les essais doivent être faits, autant que possible , dans les conditions réelles ou dans des conditions de laboratoire qui s'écartent le moins des conditions réelles de fonctionnement de la pompe examinée.
- 3°-. Autant que faire se peut, on appliquera des méthodes de mesurage direct.
- 4°- Pour la détermination de la valeur des grandeurs moyennes, les mesurages seront exécutés dans des conditions de recherche permanentes, donc invariables dans le temps.
- 5°- Indépendamment du caractère des recherches le nombre d'essais correspondant à une valeur du débit doit se monter au moins à deux.
- 6°- Les lecteurs seront faibles indépendamment par deux observateurs ; comme résultat de chaque mesurage, on adoptera la moyenne arithmétique des deux observations.
- 7°.- Les essais seront affectés pour autant de valeurs du débit qu'il en faut pour pouvoir tracer les courbes caractéristiques.
- 8°- Les résultats seront dépouillés dès la fin de chaque mesurage, et le mesurage suivant ne sera entrepris qu'après vérification qu'il ne sera produit pas d'erreur grissière.
- 9°- Les appareils de mesurage seront vérifiés avant et après la fin des mesurages et soumis à des contrôle périodiques.
- 10°.- La précision des appareils et instruments employés sera adaptée à la précision de mesurage exigé ; la méthode utilisée sera de même analysée sous l'angle de sa précision.

11°.- On mesurera toujours à la température ambiante et, pour les mesures plus précises, également celle du liquide.

### 1.3. Mesurage des grandeurs physiques caractéristiques :

On note parmi les grandeurs caractéristiques relatives à l'écoulement d'un liquide dans une pompe :

- la pression d'aspiration  $P_s$
- la pression de refoulement  $P_t$
- le débit  $Q$
- la vitesse de rotation  $r$ .
- la puissance absorbée par la pompe  $p$ .

Le mesurage de ces grandeurs permet de calculer le débit réel  $Q_r$ , la hauteur d'élévation effective  $H_e$ , et le rendement total  $n$  de la pompe.

Lors des essais, on procède en outre au mesurage de grandeurs linéaires :

- Hauteur géodésique d'aspiration  $H_{SZ}$
- Température du liquide véhiculé  $t_1$
- Température ambiante  $t$ .
- poids volumique
- viscosité du liquide.

#### a.- Mesurage des pressions

Le mesurage des pressions s'effectue au moyen de manomètres à tube

de bourdon, de manomètres à membranes.

La hauteur de pression et la chute de la hauteur de pression sont mesurées, à l'aide de manomètres à liquide à air libre et de manomètres différentiels à liquide.

Dans les manomètres à mesure à air libre, l'espace au-dessus du mesure (du côté du raccordement avec la pompe) doit être rempli de liquide pompé et, dans la branche libre, uniquement d'air. Le prélèvement de la pression doit se faire dans des sections situées à proximité des tubulures d'aspiration et de refoulement.

Les orifices de prise de pression doivent être percés normalement à la paroi de la conduite. Leur diamètre doit être compris entre 3 et 8 mm tout en étant égal ou inférieur à l'épaisseur de la paroi : S S

Les tuyaux de raccordement des manomètres doivent être remplis de liquide pompé. Les tuyaux raccordant les manomètres et les vacumètres aux conduites d'aspiration et de refoulement doivent être pourvus de robinets permettant de débrancher ces appareils et d'amortir les variations de pression.

#### b.- Mesurage du débit

Le mode de mesurage du débit varie suivant que la pompe se trouve en circuit ouvert ou fermé.

#### - Mesurage du débit des installations à circuit ouvert :

Dans les installations à circuit ouvert, le mesurage du débit s'effectue indirectement au moyen des méthodes pondérale ou volumétrique, ou directement à l'aide de débitmètres ouverts (le plus souvent de déversoirs de mesurage ou de danaïdes).

Le mesurage pondéral du volume d'un liquide de poids spécifique connu consiste dans la pesée de la quantité de liquide ayant afflué dans le réservoir en un temps donné. Ce procédé est employé dans le cas de faibles débits (  $Q < 200 \text{ m}^3/\text{n}$  ) de liquides dont la température est connue.

Dans les installations à circuit ouvert, le débit est le plus souvent déterminé en mesurant le volume  $V$  de liquide écoulé en un temps  $t$  dans un réservoir jaugé. C'est la méthode de mesure la plus commode et en même temps la plus précise, à condition que le récipient de mesure soit convenablement étalonné.

Lorsque le liquide pompé s'écoule librement des tuyaux de refoulement le mesurage du débit peut se faire à l'aide de déversoirs rectangulaire sans contraction latérale ou avec contraction bilatérale, et (dans le cas de moindres débits) de déversoirs triangulaires. Le débit de sortie est également mesuré à l'aide de danaïdes.

L'avantage des déversoirs et des danaïdes est qu'ils donnent la possibilité d'observer directement la variation du débit. Leur défaut consiste dans la moindre précision des mesurages du fait des oscillations de la surface libre du liquide.

#### c.- Mesurage de la vitesse de rotation :

La vitesse de rotation de l'arbre d'une pompe peut-être mesurée au moyen d'un compte tours et d'un chronographe et qui permet de déterminer la vitesse de rotation moyenne pendant la durée de mesurage. Le mesurage direct de la vitesse de rotation s'effectue au moyen de tachymètres mécaniques et électriques convenablement gradués.

## 2. ETUDE NUMERIQUE

On étudie expérimentalement les propriétés hydrauliques de la pompe en maintenant constante la vitesse de rotation,  $n_1$ , et en variant le débit  $Q$  au moyen d'une vanne  $V_r$  située sur la conduite de refoulement (voir Fig 18).

### 2.1. Calcul du débit

En tenant compte des conditions de travail de la pompe dans le banc d'essai de pompage, on établit le bilan de manomètre (voir Fig 19 ).

$$P_1 + \rho_{Hg} \cdot g \cdot h_1 = P_2' + \rho_{Hg} \cdot g \cdot h_2 \quad (*)$$

$$\text{où : } P_2 = P_2' + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta Z$$

suivant le schéma d'équilibre du manomètre :

$$a + h_2 = b + \Delta Z$$

$$\text{où : } \Delta Z = a + h_2 - b$$

En remplaçant cette valeur du  $\Delta Z$  dans  $P_2$ , on aura :

$$P_2 = P_2' + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot (a + h_2 - b)$$

$$\text{où } P_2' = P_2 - \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot (a + h_2 - b).$$

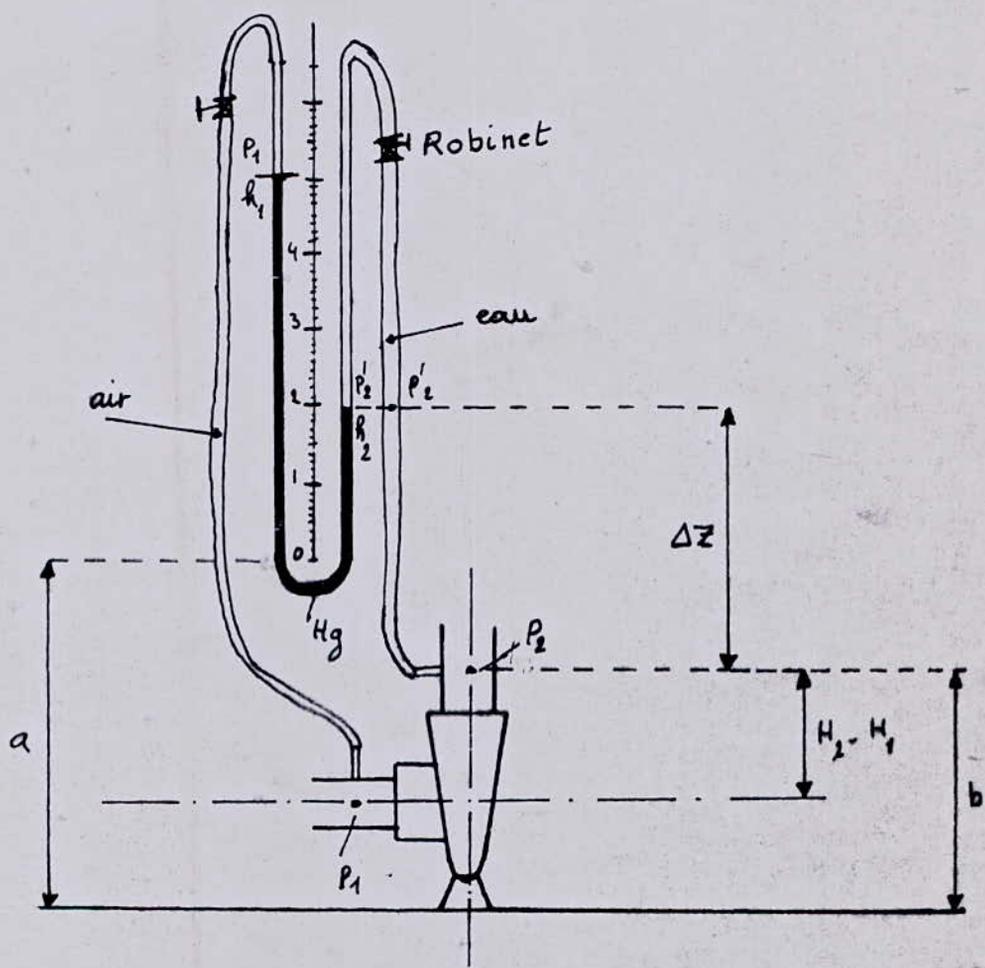


Schéma d'équilibre du manomètre

Fig: 19

En substituant la valeur de  $P_2$  dans (\*), on obtient :

$$P_1 + \rho_{\text{Hg}} g h_1 = P_2 - \rho_{\text{eau}} g (a + h_2 - b) + \rho_{\text{Hg}} g h_2$$

A partir de cette équation, on tire :

$$P_2 - P_1 = \rho_{\text{Hg}} g (h_1 - h_2) + \rho_{\text{eau}} g (a + h_2 - b)$$

d'où on peut trouver la formule donnant la valeur de la hauteur manométrique d'élévation  $H_{\text{mt}}$ .

$$H_{\text{mt}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho_{\text{eau}} g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + H_2 - H_1$$

Sachant que les conduites, d'aspiration et de refoulement sont de même diamètre, on aura :

$$C_2 = C_1$$

ce qui réduira la formule de  $H_{\text{mt}}$  à :

$$H_{\text{mt}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho_{\text{eau}} g} + H_2 - H_1$$

Suivant les conditions impossibles de déterminer simultanément la charge du moteur de commande, on calcule la puissance absorbée par le moteur à l'aide d'un wattmètre.

$$U = 380 \text{ V (tension d'alimentation du moteur)}$$

$$P = 4 \text{ KW (puissance du moteur).}$$

- Le couplage est en  $\text{Y}$  (étoile)
- lue sur le wattmètre :

- 1.- Calibre courant : 12,5 (A) (courant de ligne)
- 2.- Calibre tension : 300 (V) (tension simple).

- Cadran du wattmètre :

150 divisions constituant le cadran, ce qui donne

$$P_t = 12,5 \times 300 = 3750 \text{ (W)}$$

Une division du cadran est donnée par

$$P_t = \frac{3750}{150} = 25$$

c'est à dire  $K = 25$

(N division . K) représente la puissance par phase.

finalement la puissance totale  $P_t$  absorbée par le moteur est donnée par :

$$P_t = N \text{ division} \cdot K \cdot 3$$

Cependant , le rendement total de la pompe  $n$  est calculé suivant la formule suivante :

$$n = \frac{Q \cdot \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot H_{\text{mt}}}{P_t}$$

Interprétation du tableau :

$h_1$  : colonne de Mercure provoquée par la pression d'aspiration.

$h_2$  : colonne de Mercure provoquée par la pression de refoulement

$h$  : hauteur d'eau prise sur le limnimètre électrique

$p_t$  : puissance totale lue sur le wattmètre.

En variant le débit  $Q$  au moyen de la vanne  $V_r$ , les hauteurs de colonne de Mercure se déplaçant tout en provoquant une différence de pression ( $h_1 - h_2$ )

La hauteur d'eau,  $h$  dans le bassin de refoulement, est lue sur le limnimètre.

A partir de cette valeur de  $h$  et en consultant le tableau d'étalonnage d'un déversoir triangulaire ( Tableau 7 ).

On tire la valeur du débit  $Q$  correspondante à toute valeur de  $h$ .

Exemple de calcul (Essai n°2)

$$h_1 = 1315 \text{ mm}$$

$$h_2 = 170 \text{ mm}$$

$$h = 160 \text{ mm}$$

$$p_t = 2850 \text{ w}$$

$$Q = 3,46 \text{ l/s}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13600 \text{ Kg/m}^3$$

$$a = 105 \text{ mm}$$

$$b = 335 \text{ mm}$$

$$H_2 - H_1 = 135 \text{ mm}$$

$$P_2 - P_1 = \rho_{\text{Hg}} (h_1 - h_2) + \rho_{\text{eau}} g (a + h_2 - b)$$

Tableau d'étalonnage d'un déversoir triangulaire.

$2\alpha = 27^\circ$

étalonnage à 2% près

Tableau: 7

h (mm)	Q (L/s)								
80	00.62	118	01.62	156	03.25	194	05.62	232	08.76
81	00.63	119	01.65	157	03.30	195	05.63	233	08.86
82	00.65	120	01.68	158	03.36	196	05.76	234	08.95
83	00.67	121	01.73	159	03.41	197	05.83	235	09.08
84	00.69	122	01.77	160	03.46	198	05.91	236	09.17
85	00.71	123	01.80	161	03.51	199	05.98	237	09.27
86	00.73	124	01.84	162	03.57	200	06.05	238	09.36
87	00.75	125	01.87	163	03.62	201	06.13	239	09.46
88	00.78	126	01.91	164	03.70	202	06.20	240	09.56
89	00.80	127	01.93	165	03.75	203	06.28	241	09.65
90	00.82	128	01.98	166	03.81	204	06.35	242	09.75
91	00.84	129	02.02	167	03.86	205	06.43	243	09.85
92	00.86	130	02.06	168	03.92	206	06.50	244	09.95
93	00.90	131	02.10	169	03.98	207	06.61	245	10.05
94	00.92	132	02.14	170	04.03	208	06.69	246	10.15
95	00.94	133	02.18	171	04.09	209	06.77	247	10.25
96	00.97	134	02.22	172	04.15	210	06.85	248	10.35
97	00.99	135	02.27	173	04.21	211	06.93	249	10.45
98	01.02	136	02.32	174	04.27	212	07.01	250	10.59
99	01.04	137	02.36	175	04.33	213	07.09	251	10.70
100	01.07	138	02.40	176	04.39	214	07.17	252	10.80
101	01.10	139	02.44	177	04.45	215	07.25	253	10.91
102	01.12	140	02.48	178	04.54	216	07.33	254	11.01
103	01.15	141	02.53	179	04.60	217	07.42	255	11.12
104	01.18	142	02.57	180	04.66	218	07.50	256	11.22
105	01.21	143	02.62	181	04.72	219	07.58	257	11.33
106	01.23	144	02.66	182	04.79	220	07.67	258	11.44
107	01.27	145	02.71	183	04.85	221	07.79	259	11.55
108	01.30	146	02.75	184	04.92	222	07.87	260	11.65
109	01.33	147	02.80	185	04.98	223	07.96	261	11.76
110	01.36	148	02.84	186	05.05	224	08.05	262	11.80
111	01.39	149	02.89	187	05.11	225	08.13	263	11.90
112	01.42	150	02.96	188	05.18	226	08.22	264	12.14
113	01.45	151	03.01	189	05.25	227	08.31	265	12.25
114	01.48	152	03.05	190	05.32	228	08.40	266	12.36
115	01.52	153	03.10	191	05.38	229	08.49	267	12.48
116	01.55	154	03.15	192	05.45	230	08.58	268	12.59
117	01.58	155	03.20	193	05.55	231	08.67	269	12.71

Suite du tableau :

h (mm)	Q (L/s)	h (mm)	Q (L/s)
270	12.82	307	17.70
271	12.94	308	17.84
272	13.05	309	17.98
273	13.17	310	18.12
274	13.29	311	18.26
275	13.41	312	18.41
276	13.55	313	18.55
277	13.65	314	18.70
278	13.81	315	18.84
279	13.93	316	18.99
280	14.06	317	19.13
281	14.18	318	19.28
282	14.30	319	19.43
283	14.43		
284	14.56		
285	14.67		
286	14.80		
287	14.93		
288	15.05		
289	15.18		
290	15.31		
291	15.44		
292	15.57		
293	15.75		
294	15.88		
295	16.01		
296	16.14		
297	16.28		
298	16.41		
299	16.54		
300	16.68		
301	16.82		
302	16.95		
303	17.09		
304	17.23		
305	17.36		
306	17.50		

Tableau 1

N° d'essai	$h_1$ (mm)	$h_2$ (mm)	$h$ (mm)	$P_{t(w)}$	Hmt (m)	$Q$ (l/s)	$n$ (%)
1	1285	200	90	2250	14,95	00	20
2	1315	170	160	2850	15,73	3,46	19
3	1310	180	191	3000	15,54	55,38	27
4	1240	250	195	3075	13,70	5,65	25
5	1180	310	196	2925	12,13	5,76	23
6	1130	360	198	2963	10,82	5,91	21
7	1120	370	198,5	2888	10,56	5,93	21
8	1110	380	198,5	2850	10,30	5,93	21
9	1105	385	198,5	2850	10,17	5,93	20
10	1310	175	90	2325	15,60	0,82	05
11	1313	170	133	2550	15,70	2,18	13
12	135	168	102	2363	15,75	3,01	10
13	1312	172	102	2438	15,67	1,12	07
14	1307	179	204	3038	15,51	6,35	32
15	1310	172	128	2513	15,64	1,98	12
16	1310	177	180	3150	15,58	4,66	23
17	1308	179	186	3150	15,52	5,05	24
18	1311	180	176	3130	15,55	4,39	22
19	1313	174	171	3075	15,65	4,09	20

$$P_2 - P_1 = 13600 \cdot 9,81 (1,315 - 0,17) + 1000 \cdot 9,81 (0,0105 + 0,17 - 0,0335)$$

$$P_2 - P_1 = 154203,39 \text{ m}$$

$$H_{mt} = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + H_2 - H_1$$

$$H_{mt} = \frac{154203,39}{1000 \cdot 9,81} + 0,0135$$

$$H_{mt} = 15,73 \text{ m}$$

$$n = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{mt}}{P_t}$$

$$n = \frac{3,46 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 15,73}{2850} = 0,19$$

$$n = 19\%$$

## 2.2. Erreurs

Connaissant les hauteurs maximales et minimales de la colonne  $h_1$  du manomètre, on peut calculer l'erreur absolue  $E_{h_1}$  d'après ;

$$E_{h_1} \leq 2 \sigma_h$$

$$h_{1 \text{ max}} = 131,2 \text{ mm}$$

$$h_{2 \text{ min}} = 130,9 \text{ mm}$$

$$E_{h_1} = \frac{h_{1 \text{ max}} - h_{1 \text{ min}}}{2} = \frac{131,2 - 130,9}{2}$$

$$E_{h_1} = 0,15$$

$$\text{et } \sigma_{h_1} = \frac{E_{h_1}}{2} = \frac{0,15}{2}$$

$$\sigma_{h_1} = 0,075$$

Puisque  $\sigma_{h_1} = \sigma_{h_2}$  (même amplitude d'oscillation dans les tubes du manomètre).

l'erreur quadratique  $\sigma_{\Delta n}^2$  sera alors :

$$\sigma_{\Delta h}^2 = 2 \sigma_{h_1}^2 = 2 (0,075)^2$$

$$\sigma_{\Delta h}^2 = 0,01125$$

Concernant l'erreur d'un débit du banc d'essai, on opère de la façon suivante.

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

- où :
- $Q$  : débit pris d'après le tableau 7.
  - $C$  : coefficient de ce débit.
  - $h$  : hauteur prise au moyen du limnimètre.

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

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

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

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

$$\boxed{\frac{\sigma_Q^2}{Q^2} = \frac{25}{4} \frac{\sigma_h^2}{h^2} + \frac{\sigma_c^2}{c^2}}$$

Principe de calcul

Essai n° 6 (voir tableau 8)

$$h = 198 \text{ mm} \rightarrow Q = 5.91 \text{ l/s} = 0.00591 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow C = 0.34$$

Sachant que le tableau d'étalonnage a été établi à 2% près, en déduisant la valeur de  $\tilde{G}_C$ .

$$\frac{\tilde{G}_C}{C} = 0.02$$

$$E_h = 9.001 \text{ [Pa]} \quad ; \quad \tilde{G}_h = \frac{E_h}{2} = \frac{9.001}{2} = 0.0005$$

$$\text{Alors: } \frac{\tilde{G}_h}{h} = 0.0005$$

$$\frac{\tilde{G}_Q^2}{Q^2} = \frac{25}{4} \cdot (0.0005)^2 + (0.02)^2$$

$$\frac{\tilde{G}_Q^2}{Q^2} = 0.00000156 + 0.0004$$

$$\frac{\tilde{G}_Q^2}{Q^2} = 0.0004 = 4 \cdot 10^{-4}$$

### 2.3. Tracé des courbes caractéristiques :

La présentation des relations  $H = F(Q)$ ,  $P = F(Q)$  et  $n = F(Q)$  consiste à reporter sur l'axe des abscisses les valeurs du débit  $Q$ , et sur l'axe des ordonnées, celles de la hauteur d'élévation  $H$ , de la puissance  $P_t$ , et du rendement  $n$ .

On obtient ainsi les caractéristiques dimensionnelles individuelles du débit, de la puissance et du rendement.

L'allure des caractéristiques dimensionnelles  $H = F(Q)$ ,  $P = F(Q)$  et  $n = F(Q)$  est essentiellement fonction de la vitesse spécifique  $v_{1,q}$  de la roue.

La figure 19 représente les courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge à un étage, dont la vitesse spécifique  $\approx 60$ .

#### - Interprétation de la courbe hauteur-débit.

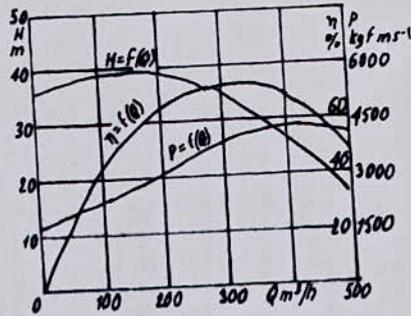
L'allure de la courbe hauteur-débit  $H = F(Q)$  dépend non seulement de la vitesse spécifique  $v_{1,q}$  qui caractérise la forme de l'aube, mais également du nombre d'aubes et du mode de sortie du liquide de la roue (voluté directrice).

On peut distinguer les courbes hauteur-débit suivantes :

1. Stables ; régulièrement descendantes avec l'accroissement du débit, depuis la valeur  $(H)_{q=0} = H_0$  jusqu'à la valeur  $H_{\max}$  qui correspond à la fermeture de la vanne de refoulement (Fig. 20a).

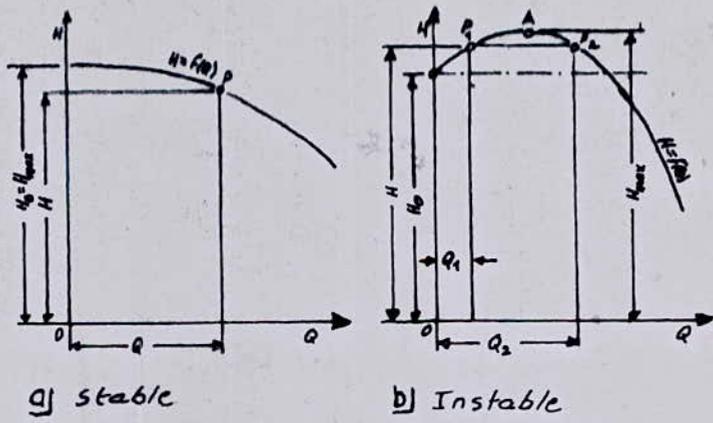
instables, montantes à partir de la valeur  $H_0$  jusqu'au sommet A d'ordonnée  $H_{\max}$ , puis descendantes (Fig. 20c).

Dans le cas d'une courbe stable, à chaque valeur de  $H$  correspond une seule valeur de  $Q$ . Par contre, dans les courbes instables, au-dessus de la droite  $H_0 = \text{constante}$  à chaque valeur de  $H$ , correspondent deux valeurs :  $Q_1$  et  $Q_2$ .



Courbes Caractéristiques d'une pompe centrifuge à un étage ;  $n_q \approx 60$

Fig: 19



a) stable

b) Instable

Courbes hauteur-débit  $H=f(Q)$  stable et instable

Fig: 20

En comparant l'allure de la courbe hauteur-débit de notre essai avec celle de la figure. 19, on constate qu'une partie de cette courbe change d'allure brusquement (voir Fig. 21).

Cependant, en consultant la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge soumise à la cavitation (Fig. 17), on conclut qu'on est en présence de la cavitation.

#### - Interprétation de la courbe de puissance (voir Fig. 22)

Dans les pompes centrifuges à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes de puissance  $P = f(Q)$  sont régulièrement montantes et atteignent parfois un maximum.

Les courbes de puissance des pompes peuvent être divisées en deux genres :

1. Les courbes de puissance non surchargeables qui atteignent leur maximum au voisinage du débit nominal, pour ensuite descendre ;
2. Les courbes de puissance surchargeables, régulièrement ascendantes.

Les pompes à courbe  $P = f(Q)$  non surchargeable offrent l'avantage de pouvoir fonctionner avec un débit  $Q > Q_n$ , sans crainte de surcharge du moteur de commande.

#### - Interprétation de la courbe de rendement :

Les courbes de rendement  $\eta = f(Q)$  montent d'abord jusqu'au sommet  $\eta_{max}$  qui correspond aux conditions optimales de travail et redescendent ensuite d'une façon moins marquée dans les pompes à faible vitesse spécifique, et d'une façon plus marquée dans les pompes à vitesse spécifique élevée.

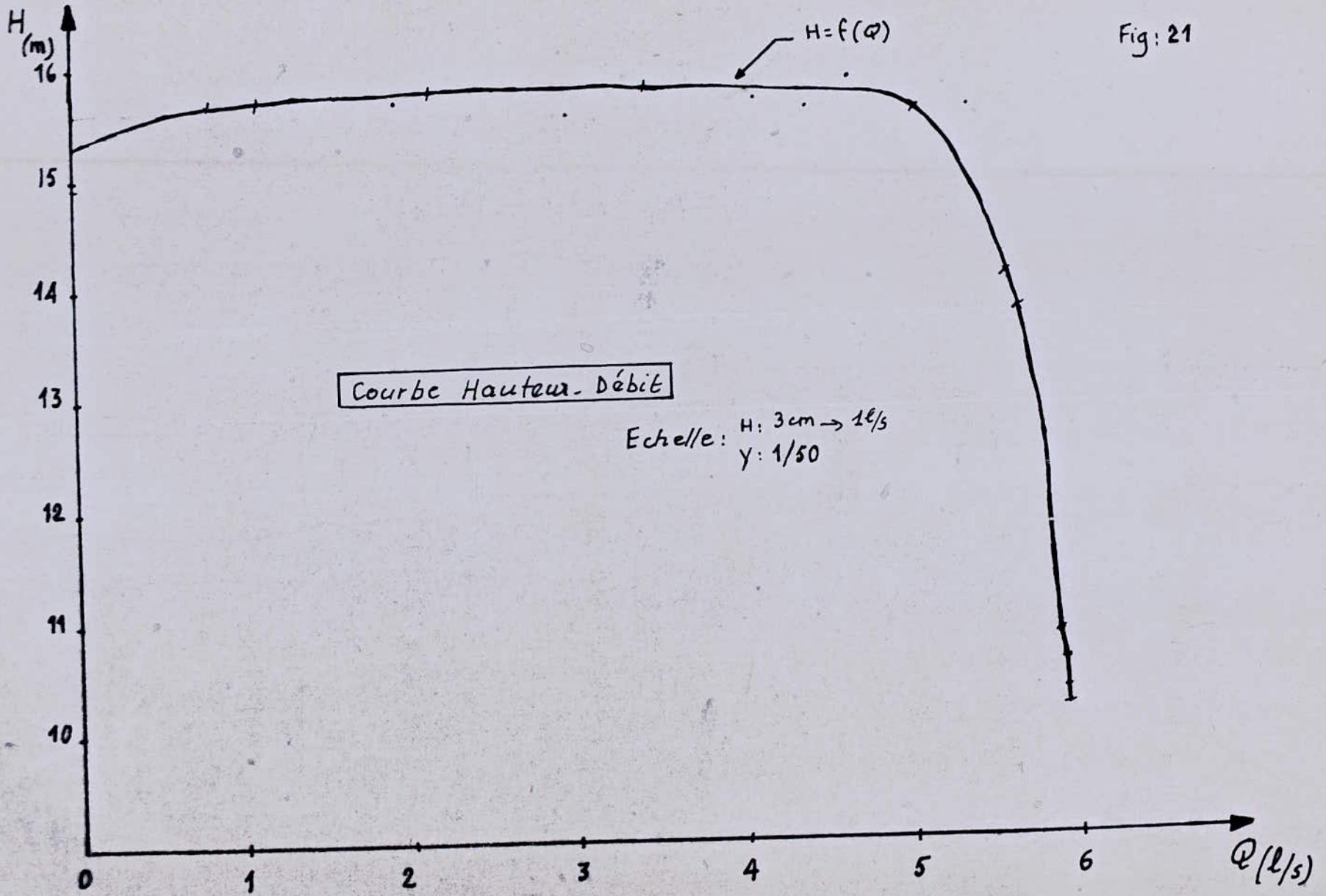


Fig: 21

03

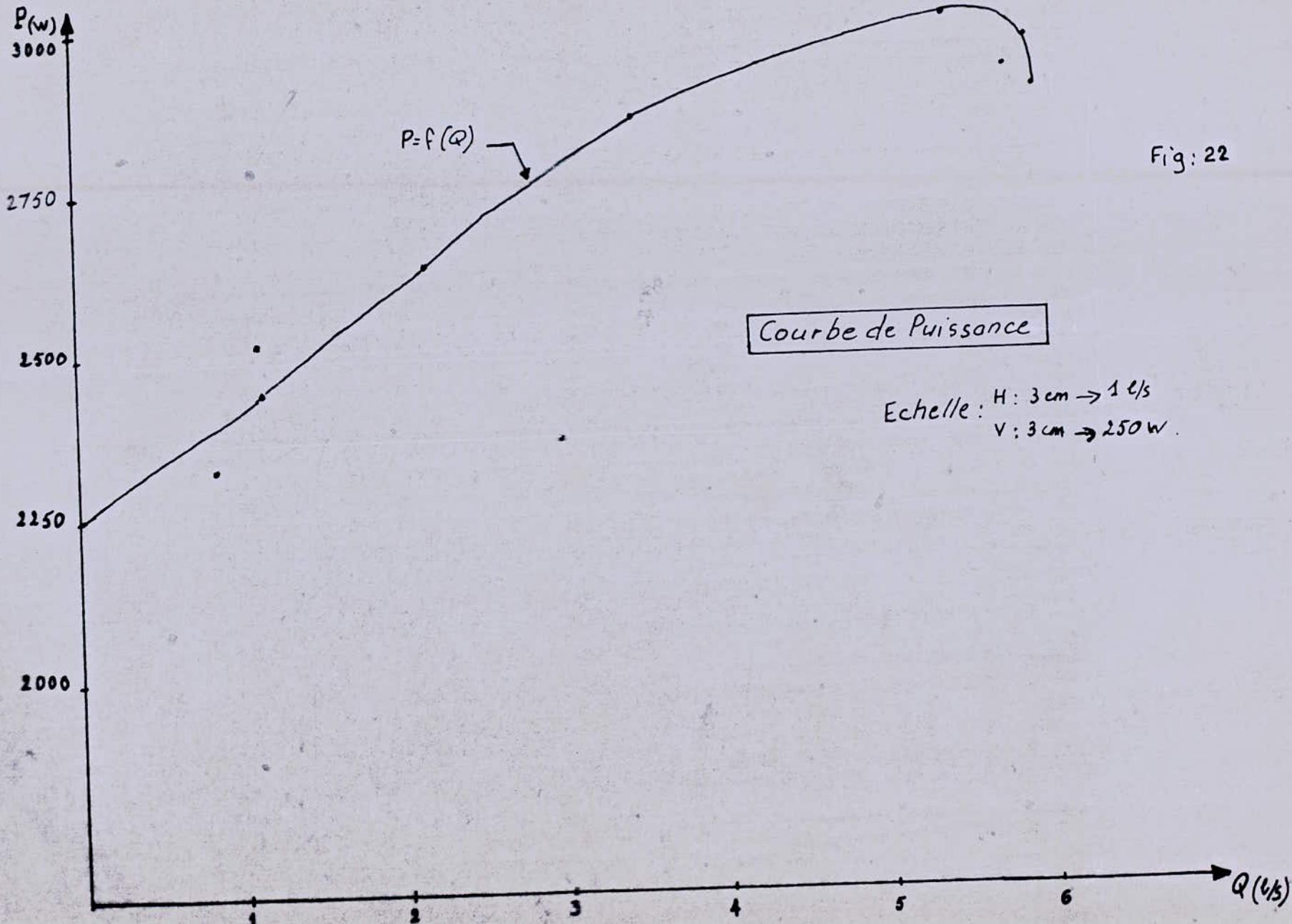


Fig: 22

Courbe de Puissance

Echelle: H: 3 cm  $\rightarrow$  1 l/s  
V: 3 cm  $\rightarrow$  250 w.

Les pompes à courbe de rendement plate fonctionnent d'une manière économique dans une plus large étendue de débits que les pompes dont la courbe de rendement est rapidement ascendante puis descendante.

Sachant que la hauteur-débit a été tracée d'une manière approximative, vu, la mauvaise répartition des points sur le graphe, ce qui perturbe les valeurs de  $H_{mt}$  calculées auparavant. Cette perturbation de  $H_{mt}$ , modifie les valeurs du rendement  $n$ , calculée à partir de  $H_{mt}$  ( voir Fig 23 ).

Pour ce fait, on était censé de recalculer les valeurs de  $n$  à partir des nouvelles valeurs de  $H_{mt}$  tirées de la courbe hauteur-débit arrangée de telle façon, qu'elle passe par le maximum de points éparpillés.

Pour cela, on a projeté des valeurs de débits choisis sur la courbe hauteur-débit.

En outre, on établit le tableau ci-après

Tableau 9

N°essai	$Q$ (l/s)	$H_{mt}$ (m)	$n$ (%)
1	00	∞	0
2	3,46	15,85	19
3	5,65	13,70	25
4	5,93	10,15	20
5	0,82	15,40	05
6	2,18	15,90	13
7	3,01	15,85	20
8	1,12	15,1	07
9	1,98	15,80	12

A partir des valeurs de  $Q$  et  $n$  du tableau, on trace la nouvelle courbe de rendement corrigée (voir Fig. 24 ).

Fig: 23

- 98 -

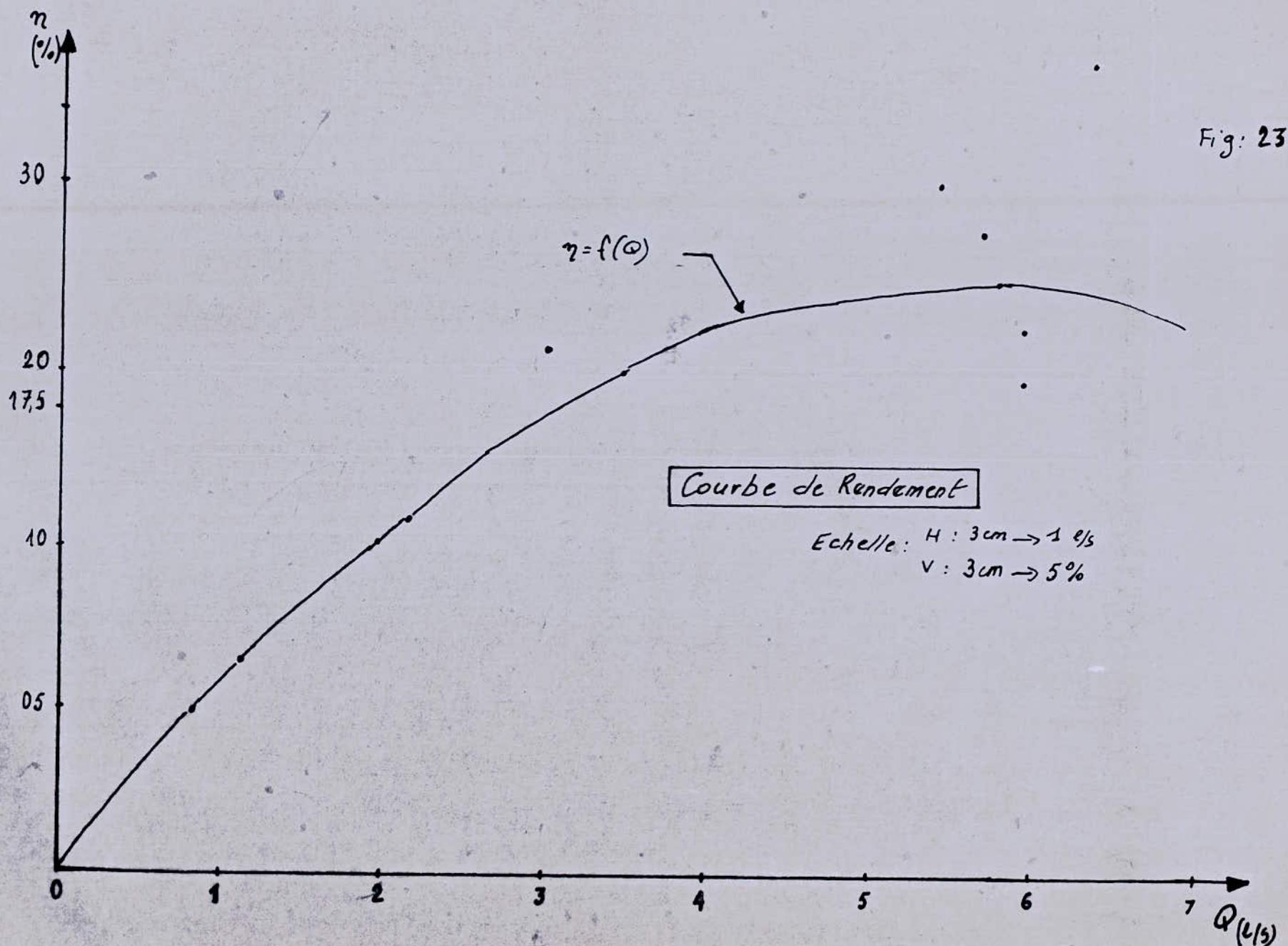
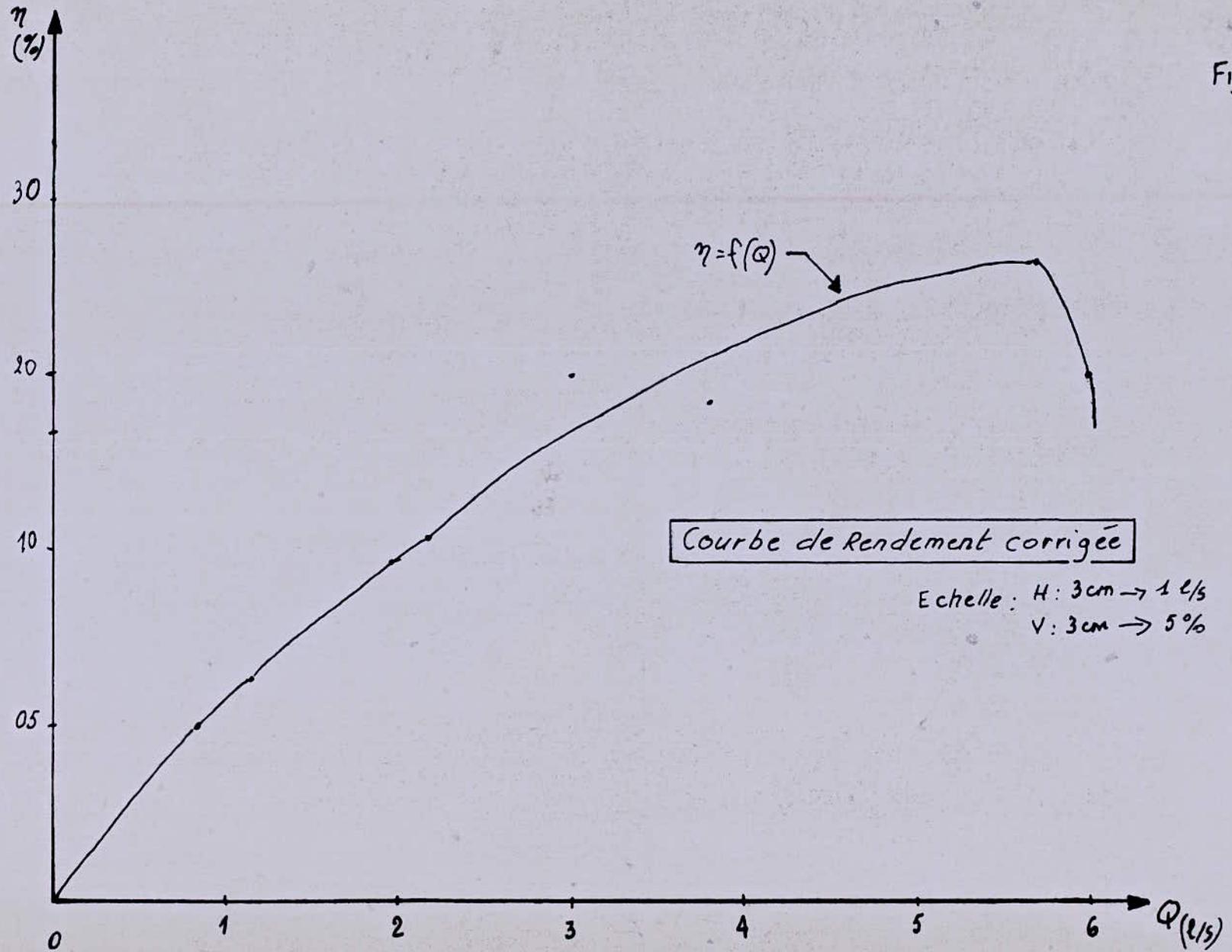


Fig: 24



2.4. Calcul de la cavitation :

NPSH (Net positive suction head) ou bien la charge nette d'aspiration.

La valeur de la pression absolue diminuée de la tension de vapeur pour la température de l'eau, pression mesurée sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe.

C'est le NPSH disponible ( N.P.S.H.<sub>d</sub> )

Il est calculé d'après la relation de BERNOULLI appliquée entre le plan d'aspiration et l'entrée de la pompe, ce qui donne :

$$H_{P S H_d} = \frac{P_o}{\rho_{\text{eau}} g} - H_a - h'_a \left( - \frac{P_S}{2g} \right)$$

En négligeant le terme  $\left( - \frac{P_S}{2g} \right)$

$$\text{on aura : } H_{P S H_d} = \frac{P_o}{\rho_{\text{eau}} g} - H_a - h'_a$$

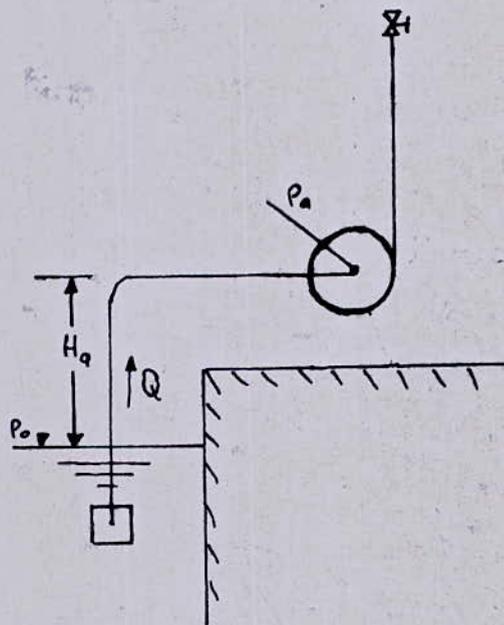
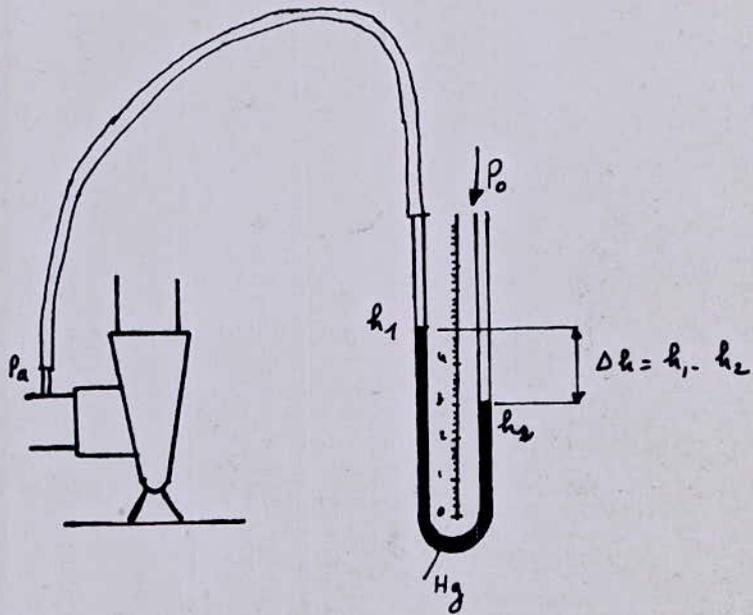
Par ailleurs, la relation de BERNOULLI Appliquée entre le plan d'aspiration et l'entrée de la pompe nous donne l'équation suivante :

(voir Fig. 25 ).

$$\frac{P_o}{\rho_{\text{eau}} g} = \frac{P_a}{\rho_{\text{eau}} g} + \frac{C_a^2}{2g} + H_a + h'_a$$

$$\text{où : } P_a + \Delta h \cdot \rho_{\text{Hg}} \cdot g = P_o$$

$$\text{et , } P_a = P_o - \Delta h \cdot \rho_{\text{Hg}} \cdot g$$



Schémas de calcul de NPSH<sub>d</sub>

Fig: 25

Tableau 10

N°Essai	$h_1$ (mm)	$h_2$ (mm)	$h$ (mm)	$Q$ (l/s)	$C_a$ m/s	$H$ (m)	$P_a$ (m)	$h'a$ (m)
1	750	702	100	0,00	0,00	0,06	91840	0,35
2	789	662	136	2,36	0,45	0,13	82320	0,59
3	852	505	164	3,70	0,74	0,25	66000	2,21
4	1042	434	170	4,03	0,81	0,61	17040	7,09
5	1060	420	172	4,15	0,83	0,64	12960	7,50
6	1068	413	173	4,21	0,84	0,66	10240	7,71
7	1076	407	173	4,21	0,84	0,67	8880	7,91

- Interprétation du tableau :

$h_1$  / colonne de Mercure provoquée par la pression d'aspiration

$h_2$  : colonne de Mercure provoquée par la pression de refoulement

$h$  : hauteur d'eau prise sur le limnimètre électrique

$H_a$  : hauteur géométrique du plan d'aspiration

$C_a$  : la vitesse d'aspiration

$A$  : la section de la conduite d'aspiration

$H$  : différence de niveau de colonne de Mercure prise sur le manomètre.

$P_a$  : la pression d'aspiration

$h'a$  : la perte de charge dans le plan d'aspiration .

L'essai qui consiste à déterminer la cavitation, nécessite une manipulation exigeant la condamnation du tube d'aspiration, tout en libérant celui de refoulement afin de considérer dans le calcul, la pression atmosphérique  $P_0$ .

Toujours en variant le débit  $Q$ , on aura une différence de niveau de colonne de mercure  $\Delta H$ , ainsi que la hauteur  $h$  lue sur le limnimètre, ce qui nous, à chaque valeur de  $h$ , un débit  $Q$  correspondant (voir tableau 10)

Exemple de calcul : (Essai n°4)

$$h_1 = 1042 \text{ mm} = 1,042 \text{ m}$$

$$h_2 = 434 \text{ mm} = 0,434 \text{ m}$$

$$h = 170 \text{ mm} = 0,17 \text{ m}$$

$$H_a = 1,17 \text{ m}$$

$$Q = 4,03 \cdot 1/S = 4,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/S$$

$$\Delta H = 0,61 \text{ m}$$

$$D = 81 \text{ mm} = 0,081 \text{ m}$$

$$g = 10 \text{ m/S}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,081)^2}{4}$$

$$A = 0,005 \text{ m}^2$$

$$C_a = \frac{Q}{A} = \frac{4,03 \cdot 10^{-3}}{0,005}$$

$$C_a = 0,81 \text{ m/S}$$

$$P_a = P_0 - \Delta h \cdot \rho_{\text{Hg}} \cdot g$$

$$P_a = 10^5 - 0,61 \cdot 13600 \cdot 10$$

$$P_a = 17040 \text{ m}$$

$$\frac{P_c}{\rho_{\text{eau}} \cdot g} = \frac{P_a}{\rho_{\text{eau}} \cdot g} + \frac{C_a^2}{2g} + H_a - h'a$$

$$\frac{10^5}{1000 \cdot 10} = \frac{17040}{1000 \cdot 10} + \frac{(0,81)^2}{2 \cdot 10} + 1,17 - h'a$$

$$10 = 1,704 + 0,033 + 1,17 - h'a$$

$$\text{où : } h'a = 10 - 1,704 - 0,033 - 1,17$$

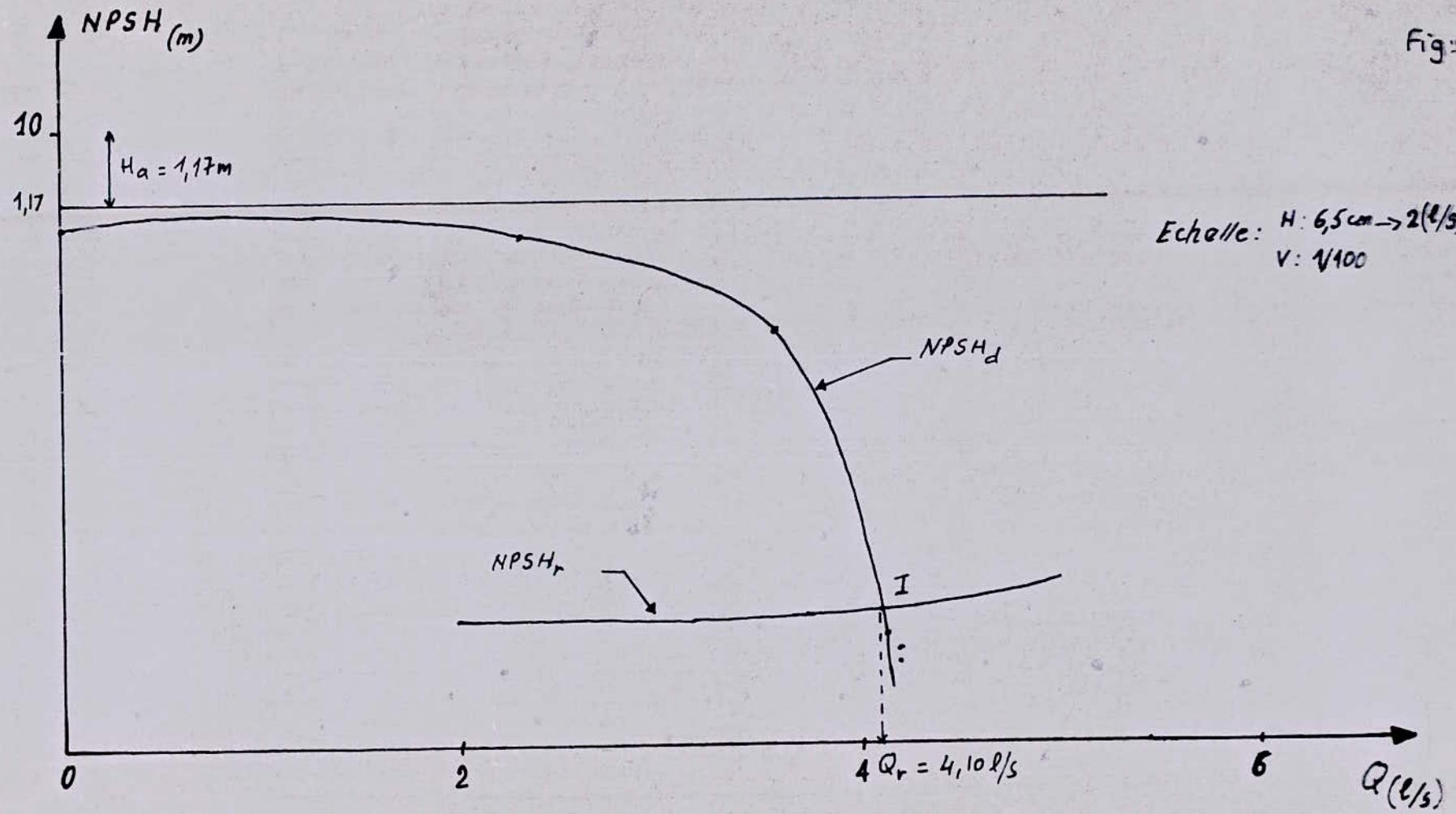
$$h'a = 7,09 \text{ m.}$$

Finalement , à partir des valeurs du tableau : on trace la courbe de  $N P S H_d$  en fonction de  $h'a$  et  $Q$ . (voir Fig 26).

Par ailleurs pour une pompe, on établit les différentes valeurs du débit pour lesquelles la cavitation apparaît, or celle-ci se manifeste lorsque la pression absolue de l'eau qui décroît depuis la bride d'aspiration jusqu'à un certain point à l'intérieur de la roue atteint, pour ce point une valeur minimale correspondant à la tension de vapeur pour la température de l'eau pompée.

Donc, quand la cavitation apparaît, la pression absolue à la bride d'aspiration est supérieure à la tension de vapeur d'une valeur de la forme  $C Q^2$ ,  $C$ , étant un coefficient tenant compte des différences de vitesses et des pertes de charge entre la bride d'aspiration et le point de pression absolue minimale à l'intérieur de la roue pour le passage d'un débit  $Q$ .

Fig: 26



Courbes de  $NPSH_d$  et  $NPSH_r$

$$\left( \frac{P_o}{\rho \cdot g} + \frac{C_o^2}{2 \cdot g} \right) - \frac{P_s}{\rho \cdot g}$$

où :  $P_o$  : pression absolue dans la section d'entrée de la roue  
 $C_o$  : vitesse absolue dans la section d'entrée de la roue  
 $P_s$  : tension de vapeur.

Le N.P.S.H. établit par le constructeur pour la pompe qu'il étudie, s'appelle le N.P.S.H. requis et se mesure au même point.

Concernant notre pompe, la courbe du N.P.S.H.<sub>r</sub> est donnée selon le catalogue des pompes normalisées JEU-MONT-SCHNEIDER.

Au chapitre IV, on a estimé le débit  $Q$  et la hauteur d'élévation  $H$  comme suit :

$$Q_{\text{estimé}} = 15 \text{ l/s} = 54 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{estimé}} = 16,10 \text{ m}$$

En consultant l'abaque général à 2900 tr/min (pour notre pompe  $n = 2870$  tr/min), le point d'intersection de ces deux paramètres  $Q_{\text{estimé}}$  et  $H_{\text{estimé}}$  nous place dans le champ de choix de la série de pompe 50-125.

L'allure de la courbe du N.P.S.H.<sub>r</sub> est donnée d'après le diagramme 5978807.

Pour rendre possible, l'étude de la cavitation du banc d'essai, on joint la courbe du N.P.H.S.<sub>r</sub> dans le graphe de la courbe du N.P.S.H.<sub>d</sub> (voir Fig. 26)

- Interprétation de la courbe  $N.P.S.H._d - N.P.S.H._r$  (voir Fig. 26 ).

On remarque que ces deux courbes se coupent en un point I. La projection de ce point I sur l'axe des abscisses (axes des débits Q) détermine le débit critique  $Q_r$ .

Si jamais , au cours du banc d'essai, les débits résultants<sup>de</sup> la manipulation ne dépassent pas ce débit  $Q_r$ , on peut dire que le banc d'essai est sans cavitation, sinon (dépassent  $Q_r$ ), il est avec cavitation.

## CHAPITRE X

### CONCLUSION

La présente étude a été élaborée avec un minimum d'accessoires permettant de tester la capacité du banc d'essai d'une pompe centrifuge, tout en recherchant ses caractéristiques hydrauliques.

Et après comparaison avec les normes internationales concernant le tracé des courbes caractéristiques, on constate que notre système engendre des inconvénients touchant le graphique caractérisant cette pompe centrifuge.

Après interprétation des résultats du banc d'essai, on cite la crépine d'aspiration comme facteur principal de l'irrégularité de ce banc.

## BIBLIOGRAPHIE

ADAM T. TROSKOLANSKI :- Les turbopompes : Théorie -tracé - construction  
Edition EYROLLES 1977).

GOMELLA et GUERREE :- La distribution d'eau dans les agglomération  
urbaines et rurales (Edition EYROLLES 1980).

DUPONT A. :- Hydraulique urbaine - Tomme II (Edition EYROLLES 1978).

R. COMOLET :- Mécanique expérimentale des fluides - Tome I  
Edition MASSON et Cie 1969).

CARLIER M. :- Hydraulique générale et appliquée (Edition EYROLLES, 1980).

