

2002

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : HYDRAULIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Etude et Conception d'un
Banc d'Essai de
Pompe

Proposé Par : D^r. THUMA Etudié par : A. CHATER Dirigé par : D^r. A. THUMA
D. TOLBA O. BELHADJ

PROMOTION : JUIN 87

REMERCIEMENTS



Nous tenons à remercier tout particulièrement le Docteur A. THUNA, pour son aide continuelle durant l'étude de ce projet, et l'ensemble des enseignants ayant contribué à notre formation. Nous apprécions beaucoup les contributions des enseignants du laboratoire d'hydraulique, ainsi que le technicien de l'atelier de Mécanique, pour leur aide durant la réalisation de notre banc d'essai.

Nous remercions vivement notre ami A. ALLIA qui a écrit ce manuscrit.

Et finalement, nous remercions le Président et les membres du jury qui nous feront honneur de juger notre travail.

A mon père,

à ma mère

avec toute ma gratitude.

Votre fils

A. CHATER

Je dedie ce travail, à mon
père et ma mère qui m'ont encouragé
à poursuivre mes études ;

- à mes frères et sœurs
- à mes grands-parents
- à mon beau-frère
- à mon neveu
- à mes oncles.

Et tous les amis

T. Driss



SOMMAIRE

1^{ere} PARTIE

I INTRODUCTION

Plates - forme d'essai

II Etude du fonctionnement du groupe électro-pompe

1 Présentation de la pompe

2 Structure et fonctionnement

3 Présentation du moteur électrique

4 Principe de fonctionnement de la pompe

5 Hauteur théorique des pompes centrifuges

6 Courbe théorique

III Construction du banc d'essai provisoire

1 Réalisation du banc d'essai provisoire

2 Réalisation des expériences

3 Dépouillement des mesures

4 Calcul d'erreurs

CONCLUSION

2^{ieme} PARTIE

INTRODUCTION

I Elaboration de la méthode de mesure

des caractéristiques de la pompe

1 Mesure de la hauteur d'élevation H

2 Mesure du débit

3 Mesure de la puissance

4 Essai de cavitation

5 Mesure de la cavitation

II Calcul des éléments du banc d'essai

1 Réservoir de mesure

2 Bac de mesure

3 Calcul des manomètres

4 Calcul du diaphragme

III Calcul du circuit de mesure

Tracé de la ligne piezométrique

IV Elaboration de la méthode de mesure

1 Mesure de la hauteur manométrique totale

2 Mesure du débit

3 Mesure de la puissance absorbée

4 Mesure de la vitesse de rotation

5 Rendement du groupe électro-pompe

6 Mesure de la cavitation

7 Erreur du coefficient de débit C

CONCLUSION

PREMIERE PARTIE

INTRODUCTION



Les pompes centrifuges, éléments-clés dans notre étude, ont connu une évolution considérable dans le domaine des turbo-pompes. Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge est resté le même, mais un nombre important de détails ont été améliorés non pas du point de vue théorique, mais par le biais de l'expérience. Ainsi on a pu corriger les calculs d'établissement et éliminer les pertes qui n'étaient que peu exacts. L'écoulement réel dans une machine est beaucoup plus compliqué que ne le suppose la théorie, d'où la nécessité d'utiliser de plus en plus les résultats expérimentaux pour corriger les calculs basés sur un écoulement dans des conditions idéales.

Nous ne développerons pas le calcul théorique des pompes centrifuges étant donné qu'il existe d'excellents ouvrages qui s'y consacrent. Nous nous sommes donc bornés à rappeler certaines grandes lignes du principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge, et dans la première partie de notre exposé nous nous sommes surtout intéressés à la réalisation d'un banc d'essai de pompe centrifuge de conception sommaire et à l'établissement de certaines caractéristiques de celle-ci.

Partant de cette idée, nous nous sommes fixés pour objectif la conception technique d'un banc d'essai de pompe qui pourra éventuellement être une source de travaux pratiques.

I DIFFERENTES METHODES DE MESURE

Avant la mise en service d'une pompe, celle-ci est obligatoirement soumise à des essais aussi complets et rigoureux que possible, tels que les essais de fabrication et les essais de prototype ou essais de réception.

Les grandeurs physiques caractérisant une pompe sont déterminées expérimentalement par le biais de ces essais.

Deux types d'essais sont à envisager, à savoir les essais de recherche expérimentale et les essais techniques.

Les essais basés sur la recherche expérimentale ont pour but aussi bien la mise au point de nouveaux types de pompes que l'amélioration des performances des pompes existantes. Par contre, le but des essais techniques est le contrôle systématique d'une pompe soumise aux conditions de fonctionnement réelles.

Parmi les essais techniques on distingue :

- Les essais provisoires qui sont exécutés par le constructeur lors de la mise au point d'un nouveau type de pompe. Ces essais n'exigent pas d'appareils de mesure de grande précision.
- Les essais courants des pompes fabriquées en série : ce sont alors des essais effectués à la fin du chainage, souvent exécutés par une seule personne et ne requièrent pas un

appareillage de bonne qualité.

. Les tests de garantie qui surviennent après la détermination de l'allure des courbes caractéristiques : $H = f(Q)$; $P = f(Q)$ et $\eta = f(Q)$. Ce sont des tests avec cahier de charge ayant pour but de vérifier les garanties stipulées dans le contrat. Ils sont exécutés en présence du client, soit dans les ateliers de l'usine ou sur les lieux même de l'installation.

- Les mesures de recherche ou essais sur prototypes sont exécutés sur des modèles réduits de pompes. Ils nécessitent impérativement un appareillage de haute précision utilisé par un personnel spécialisé soumis au principe d'exécution des essais. Les caractéristiques obtenues seront reportées par les différentes lois de similitude sur les pompes homologues.

Parmi les grandeurs caractéristiques à mesurer dans une pompe on cite : la hauteur manométrique H_{mt} en fonction du débit Q transité, le rendement du groupe η , la puissance absorbée par la pompe P et la hauteur nette d'aspiration.

Pour mesurer la hauteur manométrique H_{mt} , donc les pressions d'aspiration et de refoulement, on dispose de :

- Manomètres différentiels à mercure
- Compteurs manométriques de type Bourdon
- Capteurs.

Le débit peut être mesuré par :

- Des bacs de mesure
- Des systèmes de primogènes, parmi eux on retrouve : les Venturis, les diaphragmes, les tuyères ou le dispositif à hélice.

- Un déversoir

La mesure du rendement du groupe électro-pompe implique la mesure de la puissance absorbée par le groupe

Il existe deux méthodes pour déterminer la puissance absorbée P par une pompe. Il s'agit de la mesure du couple et de la vitesse de rotation, ou de la mesure de la puissance absorbée du groupe électropompe à l'aide d'un Wattmètre.

La mesure du couple de rotation se fait soit à l'aide d'un arbre de torsion soit à l'aide d'un moteur à balancier.

PLATE-FORMES D'ESSAIS

La conception d'un banc d'essai repose sur deux principaux circuits: Circuit ouvert ou circuit fermé

Plate-forme à circuit ouvert (fig 1)

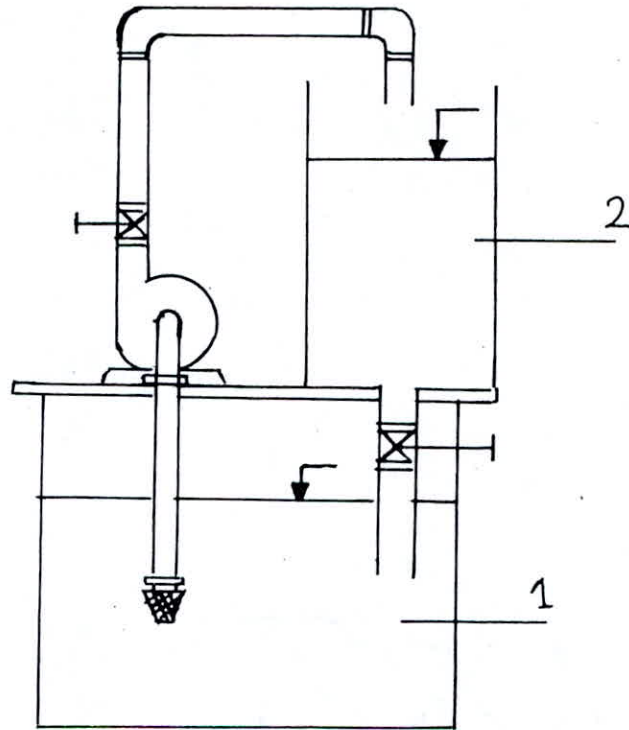
La pompe aspire le liquide du réservoir d'aspiration ouvert ① et le refoule dans le réservoir de refoulement ②

Ce type de circuit offre la possibilité de procéder aux essais dans des circonstances proches des conditions pratiques et l'utilisation des débitmètres ouverts. En revanche ce type de circuit est à écarter si le débit de la pompe devient important, ce qui crée des oscillations de la surface libre du liquide, et à cause de la difficulté d'employer d'autres liquides que l'eau et les coûts élevés de la construction de réservoirs de grande capacité

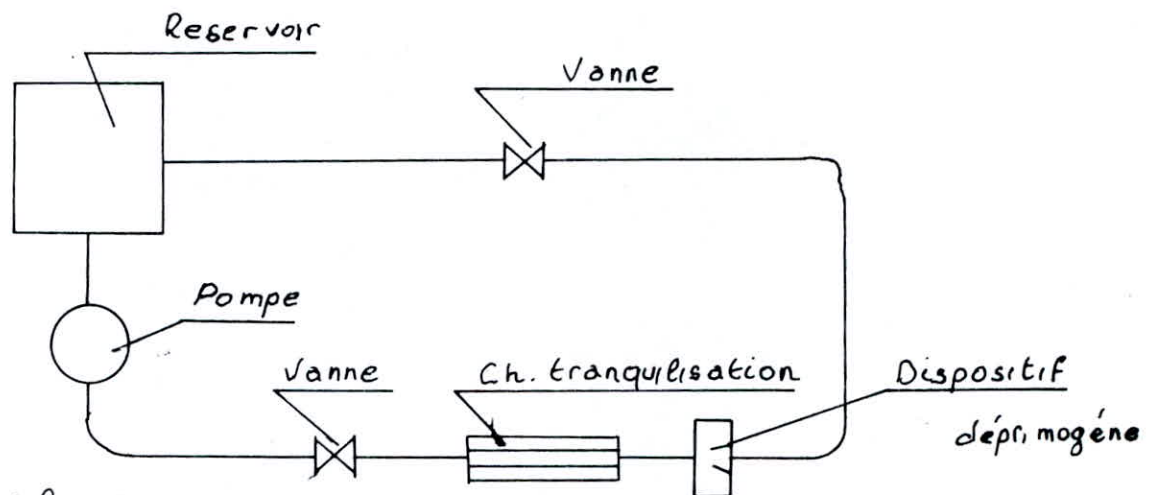
Plate-forme à circuit fermé

Ce type de circuit est employé lorsqu'il s'agit de fort débit et à grande hauteur d'élevation. Son utilisation est universelle, du

fait qu'il convient pour des liquides à températures différentes et offre la possibilité d'utilisation de dispositifs déprimogènes ainsi que la création de conditions favorisant la cavitation. son inconvénient réside dans l'impossibilité de recourir aux méthodes volumétriques pour la mesure du débit et des coûts élevés de l'installation



(fig 1) Plate forme a circuit ouvert



(fig 2) Plate forme a circuit fermé

II ETUDE DU FONCTIONNEMENT DU GROUPE ELECTRO-POMPE

Nous avons utilisé dans notre banc d'essai provisoire une pompe centrifuge équipée d'un moteur asynchrone monophasé

1. Présentation de la pompe :

La pompe utilisée est destinée au transport d'eau pure ou faiblement contaminée, à une température inférieure à 40°C

La grosseur des particules admissible est inférieure à $0,2\text{mm}$ et leur concentration ne dépasse pas 500mg/l .

Cette pompe est utilisée pour la canalisation d'eau d'irrigation, pour d'autres besoins agricoles, ainsi que pour l'industrie et les ménages privés

Le type de la pompe utilisée est E2,5E15, chaque lettre ou chiffre donnant une caractéristique de la pompe :

- E: Pour un étage
- 2,5: Pour le débit nominal (en l/s)
- E Pour monophasé
- 15 Pour la pression nominale (en mètres)

Les divers éléments constituant la pompe sont :

- Une roue motrice en fonte
- Le corps d'aspiration et de pression en fonte
- La bride de bourrage

2. Structure et fonctionnement

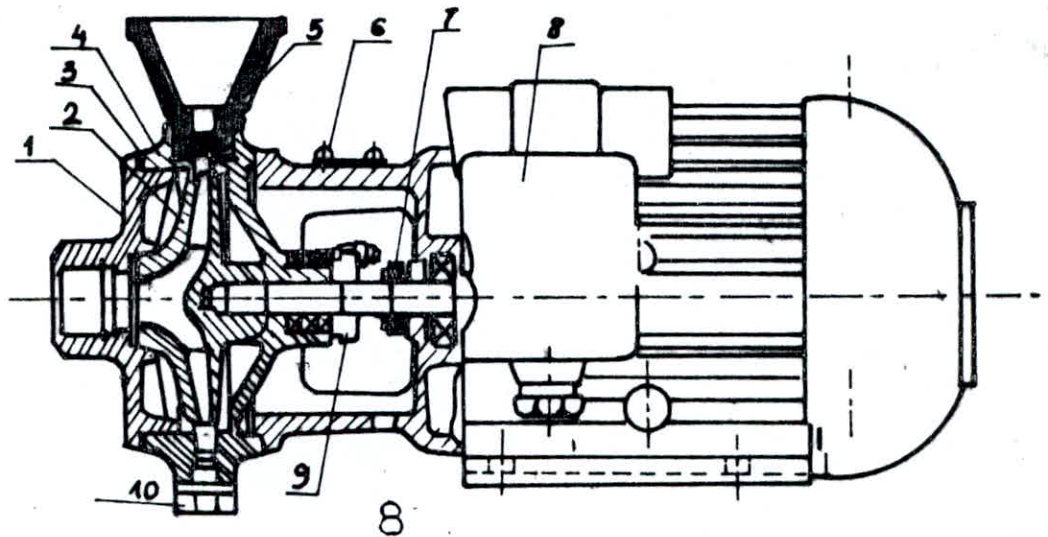
Le principe de fonctionnement de cette pompe consiste à augmenter la vitesse du fluide à l'aide d'une roue fixée sur un arbre tournant (la figure 3 représente le schéma général des pompes du type "E-E")

Les pièces principales sont :

- Le corps d'aspiration (1) qui sert à ramener le liquide vers la roue motrice. Entre le corps d'aspiration et la roue motrice se trouve un labyrinthe de joints séparant la partie de l'aspiration et la partie de refoulement de la pompe;
- la roue motrice (2) qui sert à la transformation de l'énergie mécanique de rotation en énergie hydraulique.
- Le corps de refoulement (4) qui sert à la collecte du liquide de la roue motrice et à le ramener vers la tuyauterie de refoulement ainsi qu'à la conversion de l'énergie cinétique en pression.

L'étanchéité entre le corps de pression et l'arbre est assurée par un joint en scuf (6) et une bride de bourrage (9)

(fig 3)



3. Presentation du moteur électrique

Les différentes caractéristiques du moteur électrique données par le constructeur sont :

Moteur asynchrone monophasé

Puissance: 0,75 kW

Ampérage 12,0 / 6,0 A

Tension 110 / 220 V

$\cos \phi = 0,84$

Vitesse de rotation: 2880 tr/mn.

4. Principe de fonctionnement de la pompe

Une pompe centrifuge fonctionne suivant le principe d'Euler: Considérons une coupe transversale d'une roue de pompe centrifuge dont la forme est donnée par la figure 4. Usuellement, on utilise la méthode graphique pour déterminer les différentes composantes des vitesses de l'écoulement dans cette roue, alors on a recours aux diagrammes des vitesses ou triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue. Soit :

u la vitesse ^{circumférentielle} d'un point situé sur l'extrémité de la roue (en m/s)

w la vitesse relative de l'écoulement (en m/s)

c la vitesse absolue de l'écoulement (en m/s)

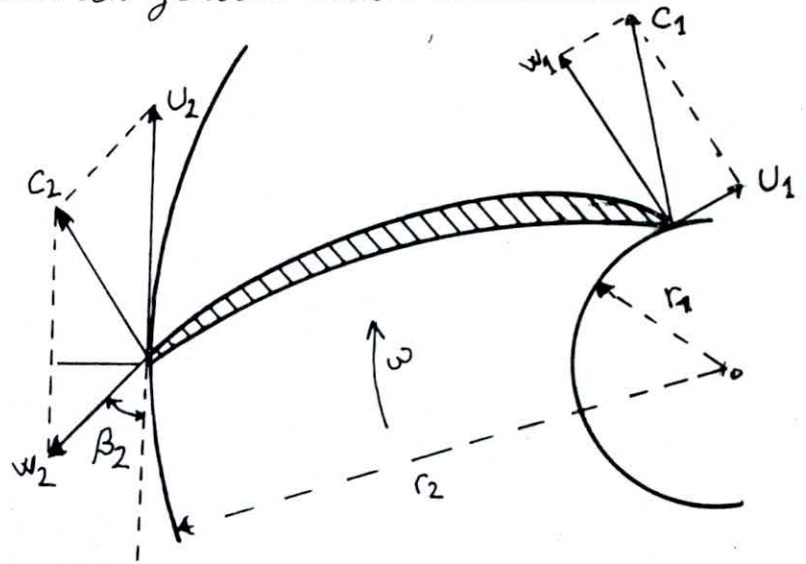
On se donne les indices 1 et 2 affectés respectivement à l'entrée et à la sortie de la roue.

Les composantes tangentielle des vitesses relatives et absolues sont affectées de l'indice μ

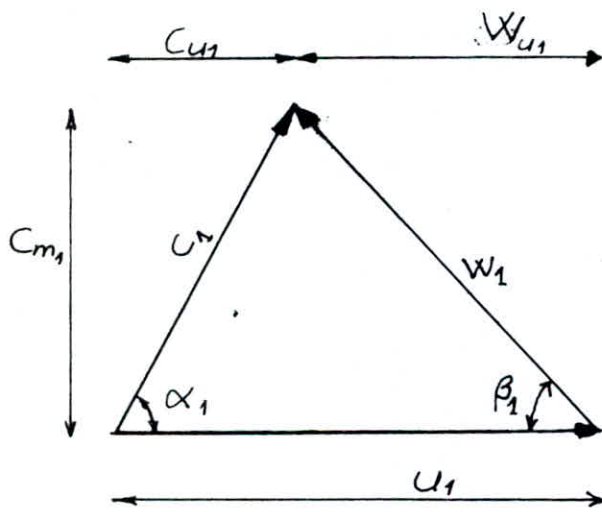
S_μ composante de la vitesse absolue normale à la vitesse

d'entraînement est désignée par C_{m1} et C_{m2} dans les triangles d'entrée et de sortie appelé en général vitesse méridienne

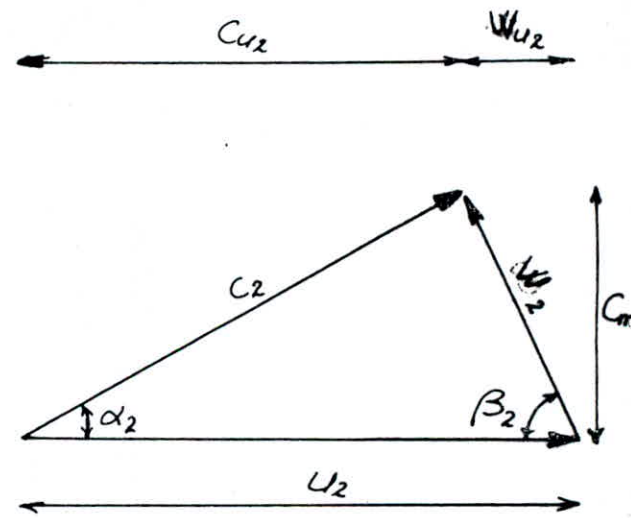
(fig 4)



Nous reportons sur les figures 5 et 6 les diagrammes des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.



(fig 5)



(fig 6)

5. Hauteur théorique des pompes centrifuges:

L'expression de la hauteur théorique des pompes centrifuges est obtenue par plusieurs méthodes de calcul ayant pour base l'application du théorème du moment cinétique à la masse liquide traversant les canaux de la roue. Nous reprendrons la démonstration donnée par M Adam T. TROSKOLANSKI dans son

Cours sur les turbopompes.

L'écoulement dans une roue élémentaire entraîne le changement géométrique de la vitesse absolue \vec{C}_1 en \vec{C}_2 et le changement du moment des vitesses dans le sens périphérique de " $r_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$ " en " $r_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$ ".

L'augmentation de la composante périphérique du moment cinétique dans une roue élémentaire est obtenue en multipliant ces produits par les masses élémentaires qui, en un temps dt , se sont écoulées par les sections de la roue élémentaire à l'entrée $dQ_{m_1} dt$ et à la sortie $dQ_{m_2} dt$, ainsi nous aurons l'équation différentielle du moment cinétique :

$$dK_u = r_2 c_2 \cos \alpha_2 \cdot dQ_{m_2} dt - r_1 c_1 \cos \alpha_1 \cdot dQ_{m_1} dt \quad (1)$$

Compte tenu de la condition de continuité du mouvement :

$$dQ_{m_1} = dQ_{m_2} = dQ_m \quad (2)$$

Nous obtenons :

$$dK_u = (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ_m dt \quad (3)$$

Le théorème du moment cinétique stipule que la dérivée du moment cinétique par rapport au temps est égale au couple agissant sur le système matériel :

$$dM = \frac{dK_u}{dt} = (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ_m \quad (4)$$

Le couple total agissant sur la roue est :

$$M = \int (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ_m \quad (5)$$

ou encore :

$$M = \int Q (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (6)$$

où Q désigne le débit volumétrique total de la roue.

L'équation (6) est appelée "équation fondamentale des

turbopompes.

En multipliant les deux membres de l'équation (6) par ω , vitesse angulaire de la roue, on obtient :

$$\omega M = \rho Q \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

ωM est la puissance fournie au liquide par les aubes.

En remplaçant $c_1 \cos \alpha_1$ et $c_2 \cos \alpha_2$ respectivement par C_{u1} et C_{u2} nous obtenons :

$$P = M \omega = \rho Q (C_{u2} r_2 \omega - C_{u1} r_1 \omega) \quad (7)$$

La hauteur théorique d'une pompe (ou hauteur d'Euler) avec un nombre de roues infini est donnée par l'équation :

$$M \omega = \rho g Q H_{th\infty} \quad (8)$$

Par identification avec l'équation précédente, on en déduit :

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (C_{u2} r_2 \omega - C_{u1} r_1 \omega) \quad (9)$$

Cette équation représente l'équation d'Euler.

Par substitution géométrique dans le triangle des vitesses l'équation précédente peut être transformée; en effet :

$$W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2 U_2 C_2 \cos \alpha_2 \quad (10)$$

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 U_1 C_1 \cos \alpha_1 \quad (11)$$

Ces relations donnent :

$$H_{th\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (12)$$

Le terme : $\left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right)$ représente l'augmentation de l'énergie cinétique dans la roue.

Les termes : $\left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right)$ et $\left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right)$ représentent l'augmentation de l'énergie de pression entre l'entrée et la sortie de la roue

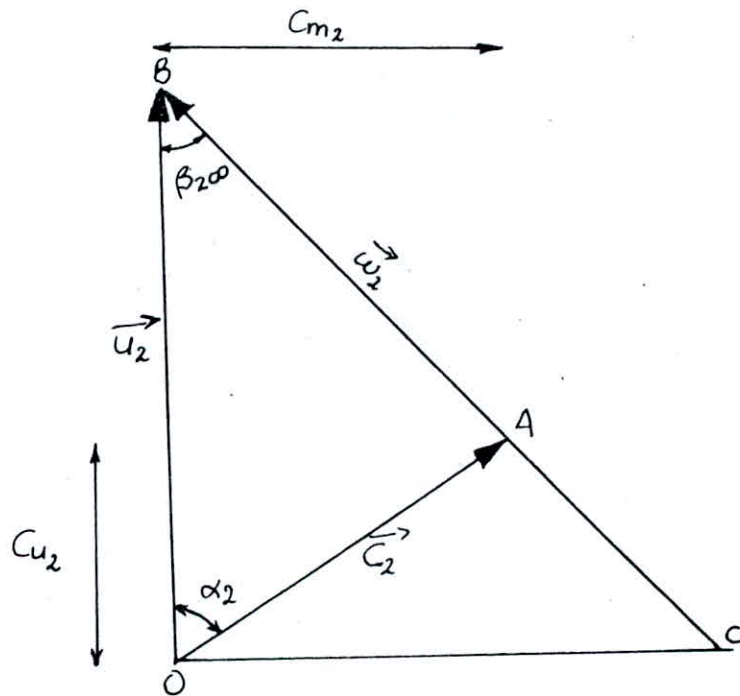
B. Courbe théorique

En considérant que le liquide arrive à l'entrée de la roue sans prérotation (c'est à dire $C_{u1} = 0$) la hauteur théorique infinie s'établit :

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} C_{u2} r_2 \cdot \omega. \quad \text{ou} \quad H_{th\infty} = \frac{1}{g} C_{u2} U_2. \quad (13)$$

Pour une vitesse de rotation constante, on a U_2 est constante également.

Reprenons le triangle des vitesses à la sortie de la roue :



Lorsque C_{u2} varie, $\beta_{2\infty}$ reste constant et le point A se déplace sur le segment de droite BC.

C_m et C_u sont respectivement proportionnels à Q et à $H_{th\infty}$

$$\operatorname{tg} \beta_{2\infty} = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{2u}} \Rightarrow C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}}$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} U_2 \left(U_2 - \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}} \right) \quad (14)$$

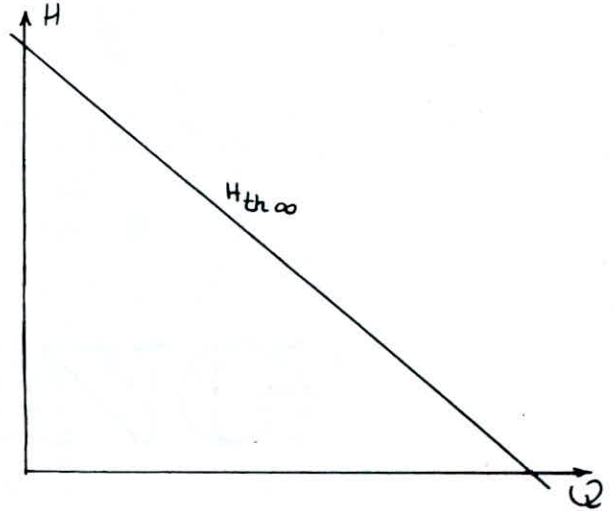
$$Q_2 = D_2 \pi b_2 \tau_2 C_{2m} \Rightarrow C_{2m} = \frac{Q_2}{D_2 \pi b_2 \tau_2}$$

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q_i u_2}{g \cdot D_2 \pi b_2 T_2 \tan \beta_{\infty}} \quad (15)$$

u étant une constante, la formule précédente est de la forme:

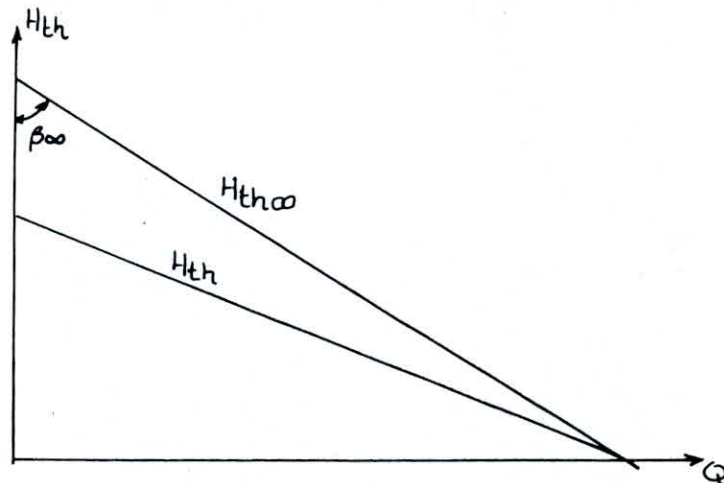
$$H_{th\infty} = A - B Q_i$$

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



C_m est proportionnel au débit Q puisque Q est égal au produit de $C_m z$ par l'aire de la normale à $C_m z$

En faisant un changement d'axe, d'après les considérations ultérieures, on a le graphe de la figure suivante



(fig 7)

En réalité, le nombre d'aubes dans une roue est une entité finie, ce qui amène d'après PFLEIDERER à considérer que la hauteur théorique est:

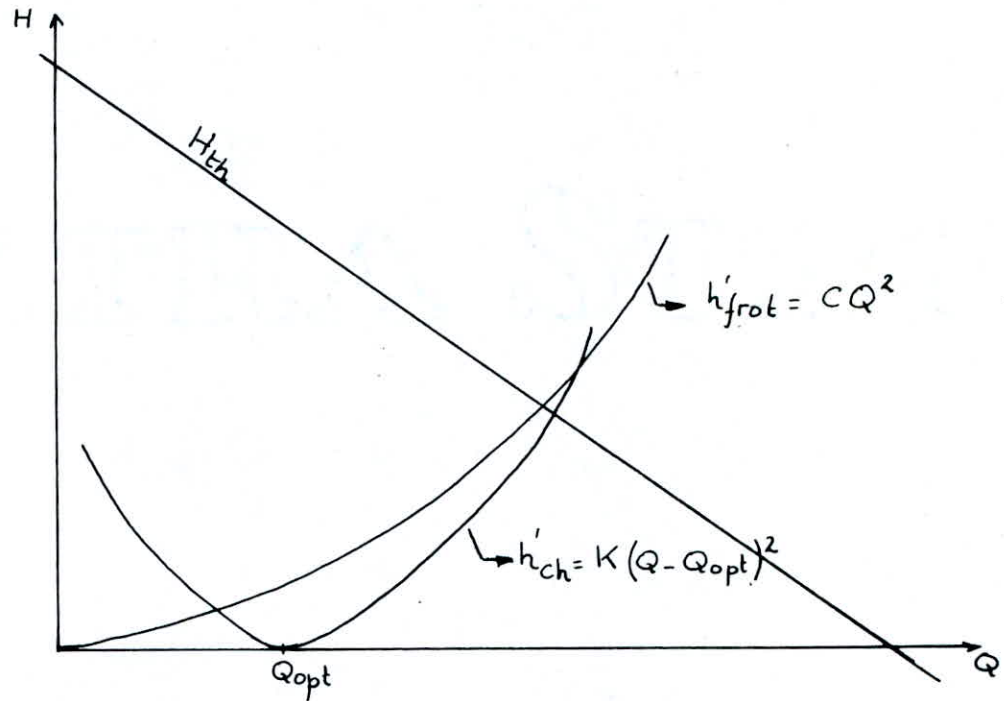
$$H_{th} = \lambda H_{th\infty} \quad \text{avec } 0,7 < \lambda < 0,8$$

Dans une roue de pompe, il existe des pertes par frottements proportionnelles au carré du débit :

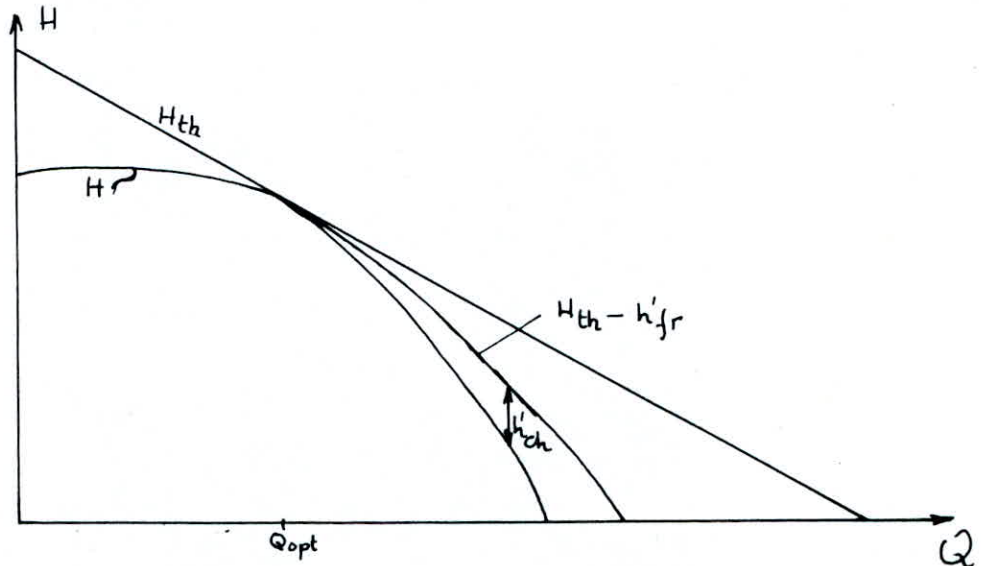
$$h'_{\text{frot}} = c \cdot Q^2$$

et des pertes par chocs :

$$h'_{\text{ch}} = K(Q - Q_{\text{opt}})^2$$



En retranchant les pertes par frottements et les pertes par chocs, l'allure de la hauteur manométrique H_r en fonction du débit est donnée par la figure suivante :



(fig 8)

III CONSTRUCTION DU BANC D'ESSAI PROVISOIRE

Il permet de déterminer les caractéristiques, $H=f(Q)$ et $\eta=f(Q)$.
Le choix s'est porté sur un banc d'essai à circuit ouvert pour les avantages qu'il procure et la disponibilité d'un banc d'hydraulique au niveau du laboratoire, constitué de deux bacs, l'un pour la mesure du volume et l'autre pour l'aspiration.

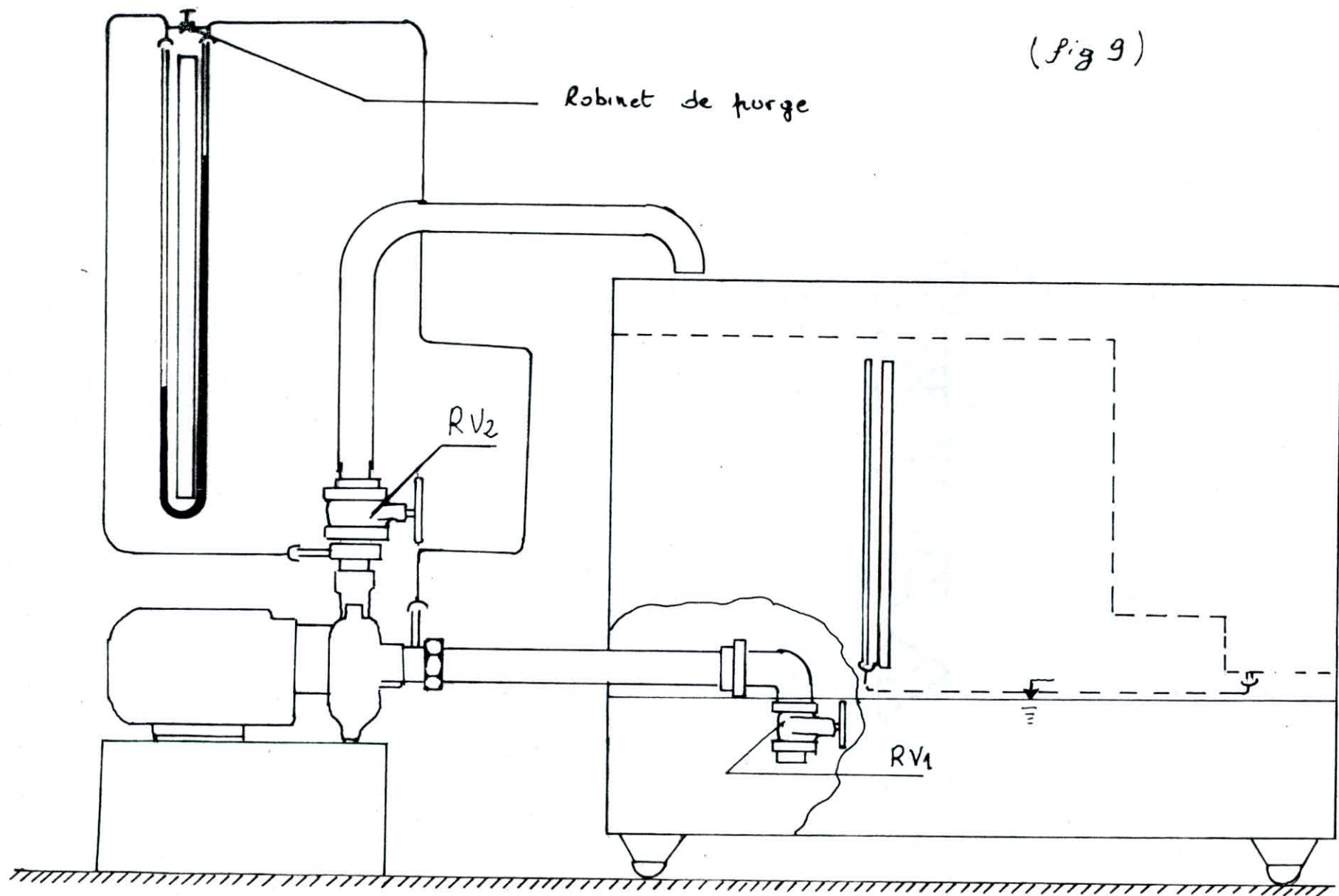
Le banc d'essai a été réalisé à l'aide des éléments suivants:

- Deux robinets-vannes: l'un pour l'aspiration, l'autre pour le refoulement;
- Une roue placée sur la conduite d'aspiration;
- Une conduite en plomb à l'aspiration;
- Un tuyau flexible au refoulement;
- Un câble électrique pour l'alimentation du moteur de la pompe;
- Un wattmètre pour la mesure de la puissance absorbée;
- Un manomètre différentiel à mercure permettant de relever la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement;
- Un tachymètre utilisé pour la mesure de la vitesse de rotation de la roue de la pompe.

On a procédé à deux piquages au niveau de l'aspiration et du refoulement (le plus près possible de la pompe) en vue du raccordement avec le manomètre.

1. REALISATION DU BANC D'ESSAI PROVISOIRE

Le banc d'essai représenté ci-après a été réalisé avec les éléments cités précédemment.



SCHEMA DU BANC D'AISSAI PROVISOIRE

2. REALISATION DES EXPERIENCES

Avant la mise en marche du groupe électro-pompe, il faut s'assurer que le robinet de purge RP soit bien ouvert, et que le wattmètre soit court circuité.

Ces deux précautions sont nécessaires car au démarrage, il peut y avoir une différence de pression telle que le mercure dans le manomètre risque de passer dans la conduite d'aspiration, et que l'intensité du courant passant dans le wattmètre peut avoir une valeur supérieure à la valeur admissible qui est de 7 ampères.

La manœuvre suivante est l'amorçage de la pompe qui se fait comme suit : On ouvre complètement le robinet vanne de la conduite de refoulement (RV2) et on ferme le robinet vanne de l'aspiration (RV1). Le remplissage se fait par la conduite de refoulement à l'aide d'une grande éprouvette. Lorsque le niveau d'eau dans la conduite de refoulement est maximum, on ferme le robinet vanne de refoulement (RV2) et on ouvre complètement le robinet vanne d'aspiration (RV1).

Le procédé suivant est la mise sous tension du groupe électro-pompe. Cette manœuvre étant exécutée, on peut déconnecter le court-circuit et purger le manomètre des bulles d'air qui s'y trouvent et ce en actionnant le robinet du manomètre (à ouverture et à fermeture brusque).

L'ouverture progressive du robinet vanne de la conduite de refoulement nous donne les différentes valeurs des paramètres à considérer.

Pour déterminer le débit, il suffit de mesurer le volume d'eau (lu sur le bac de mesure) pendant un intervalle de temps lu sur le chronomètre.

Pour chaque position du robinet, on prend les valeurs suivantes:

- Différence de pression Δh ; le robinet manométrique étant fermé;
- Puissance absorbée par le groupe électro-pompe;
- Vitesse de rotation;
- Débit.

3. DEPOUILLEMENT DES MESURES

De ces valeurs expérimentales, on déduit les valeurs calculées H_{mt} ; η et ΔP

Le débit est donné par:

$$Q = \frac{V}{t}$$

où V est le volume en litres et t est le temps en secondes.

La hauteur manométrique est donnée par la relation suivante:

$$H_{mt} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \Delta H_{1-2}$$

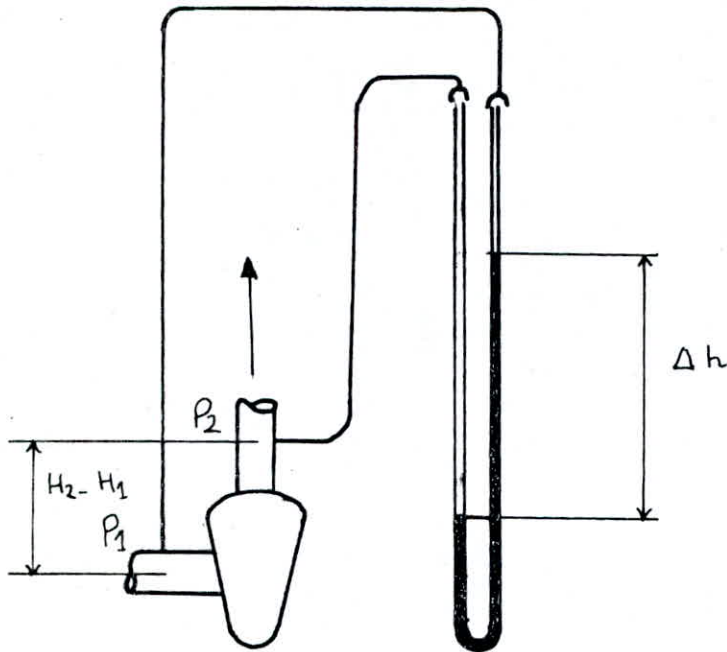
Avec:

ΔH_{12} est la distance entre les 2 piquages de l'aspiration et du refoulement ($\Delta H_{12} = 0,12\text{m}$)

C_2 : est la vitesse de l'eau à la sortie de la pompe

C_1 : est la vitesse de l'eau à l'entrée de la pompe

En considérant le bilan manométrique, on a:



(Fig 10)

$$\Delta P = P_2 - P_1 = (\rho_{Hg} - \rho_e) g \Delta h - f \cdot g (H_2 - H_1) \quad (16)$$

avec $\Delta h = h_1 - h_2$ (différence entre les niveaux du mercure)

D'autre part :

$$C_i = \frac{4Q_i}{\pi \cdot D_i^2} \quad i=1,2 \quad (17)$$

Ce qui donne :

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \frac{8Q^2}{\pi^2 \cdot g} \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) \quad (18)$$

Dans cette dernière équation D_1 et D_2 sont les diamètres de la conduite à l'aspiration et au refoulement et valent respectivement 35 et 30,5 mm

On obtient l'expression finale de Hmt :

$$H_{mt} = 12,6 \Delta h + 4,04 \cdot 10^{-2} Q^2 \quad [\text{en metres}] \quad (19)$$

Dans laquelle Δh est exprimé en metres et Q en l/s.

Le rendement sera donné par :

$$\eta = \frac{Q \cdot H_{mt}}{102 \cdot P} \cdot 100 \quad [\text{en \%}] \quad (20)$$

Dans cette formule Q est exprimé en l/s, H_{mt} en mètres et P en kW
 La première série de mesure est reportée dans le tableau I. De ce tableau nous avons établi le graphe de la courbe $H_{mt} = f(Q)$ et celle de $\eta = f(Q)$

Après plusieurs heures de fonctionnement de la pompe nous avons établi une nouvelle série de mesures présentée dans le tableau II

Les deux tableaux de mesures montrent que la vitesse de rotation de la roue est variable ce qui nous amène à déterminer les caractéristiques de la pompe à une vitesse de rotation constante. Pour cela, on a reporté les valeurs de H_{mt} et de Q par similitude sur les tableaux 3 et 4.

Les relations de similitudes sont les suivantes

$$Q_{moy} = Q \cdot \frac{n_{moy}}{n} \quad (21)$$

$$H_{mt\,moy} = H_{mt} \left(\frac{n_{moy}}{n} \right)^2 \quad (22)$$

Q_{moy} est le débit moyen :

$$P_{moy} = P \cdot \left(\frac{n_{moy}}{n} \right)^3 \quad (23)$$

n_{moy} est la vitesse de rotation moyenne.

Pour un couple de valeurs expérimentales $(Q; H_{mt})$ correspond une vitesse de rotation n (en trs/mn), de même que pour un couple de valeur calculées $(Q_{moy}; H_{mt\,moy})$ correspond une vitesse de rotation n_{moy} constante.

Pour la série 1 on trouve :

$$n_{moy} = \frac{\sum_{i=1}^m n_i}{m} = 2939,33 ; \text{ on prend } n_{moy} = 2940 \text{ trs/mn}$$

Pour la série 2 : le même procédé de calcul donne :

$$n_{moy} = 2942 \text{ trs/mn}$$

On convient de prendre pour les deux séries :

$$n_{\text{moy}} = 2940 \text{ trs/mn.}$$

Vitesse de rotation variable.

Valeurs mesurées							Valeurs calculées			
N°	V (L)	t (s)	h_1^{ref} (mm)	h_2^{asp} (mm)	M (tr/mn)	P (W)	Q (l/s)	$P_2 - P_1$ ($\times 10^5 \text{ Pa}$)	H _{MT} (m)	η (%)
r. ferme 1	0	—	206	1497	2968	470	0	1,596	16,39	0
2	40	52,26	212	1492	2958	638	0,765	1,582	16,27	19,13
3	35	26,23	233	1470	2958	745	1,334	1,529	15,78	27,70
4	30	18,58	251	1453	2950	803	1,615	1,486	15,37	30,31
5	30	16,76	266	1438	2948	825	1,790	1,449	15,02	31,95
6	30	13,97	307	1398	2936	885	2,147	1,349	14,06	33,44
7	30	12,48	335	1368	2932	925	2,404	1,277	13,37	34,07
8	30	11,43	367	1343	2928	950	2,625	1,206	12,70	34,40
9	25	9,47	380	1326	2928	970	2,640	1,169	12,32	32,87
10	25	8,97	402	1308	2922	978	2,787	1,120	11,85	33,10
11	25	8,55	419	1289	2922	993	2,924	1,075	11,42	32,97
12 r. ouvert	20	6,57	450	1259	2922	1015	3,044	0,996	10,68	31,40

Tableau I

Valeurs mesurées								Valeurs calculées			
N°	V _l	t _s	ref h ₁ mm	asp h ₂ mm	Δh mm	η _{tr/mm}	P _w	Q _{l/s}	P ₂ -P ₁ x10 ⁵ Pa	H _{mt} m	η %
r. form. 1	0	—	198	1507	1309	2970	520	0	1,618	16,61	0
2	30	59,38	198	1506	1308	2968	590	0,505	1,617	16,61	13,93
3	30	43,37	203	1500	1297	2962	615	0,692	1,603	16,48	18,18
4	30	37,90	208	1496	1288	2960	635	0,792	1,592	16,38	20,03
5	30	31,62	214	1490	1276	2958	660	0,949	1,577	16,24	22,89
6	30	26,67	221	1484	1263	2956	690	1,125	1,561	16,08	25,70
7	30	24,46	226	1478	1252	2956	715	1,226	1,548	15,96	26,83
8	30	21,59	236	1468	1232	2948	740	1,390	1,523	15,72	28,95
9	30	19,03	249	1456	1207	2946	770	1,576	1,492	15,43	30,96
10	30	17,37	260	1445	1185	2942	795	1,727	1,465	15,12	32,20
11	30	16,17	271	1434	1163	2942	815	1,855	1,438	14,91	33,27
12	30	15,38	281	1424	1143	2938	835	1,951	1,413	14,67	33,60
13	30	14,27	303	1403	1100	2936	865	2,102	1,360	14,16	33,73
14	30	13,58	312	1394	1082	2932	885	2,209	1,337	13,95	34,14
15	30	13,09	318	1386	1068	2932	890	2,292	1,320	13,79	34,82
16	30	12,46	331	1373	1042	2932	915	2,408	1,288	13,48	34,78
17	30	12,28	341	1365	1024	2932	930	2,443	1,266	13,26	34,15
18	30	11,80	352	1353	1001	2928	940	2,542	1,237	12,99	34,45
19	30	11,25	365	1342	977	2928	950	2,667	1,208	12,72	35,01
20	30	11,02	379	1330	951	2928	960	2,722	1,175	12,40	34,45
21	30	10,55	396	1311	915	2928	975	2,844	1,131	11,92	34,09
22	30	10,31	420	1285	865	2922	995	2,910	1,069	11,36	32,58
23	30	9,93	442	1269	827	2922	1000	3,021	1,022	10,91	32,31

Tableau II

Vitesse de rotation $n = 2940$ tr/min.

N°	Q l/s	H _m m	P _m w	η %
rob. fer. 1	0	16,08	456,8	0
2	0,760	16,07	626,4	19,11
3	1,326	15,59	731,5	27,71
4	1,610	15,27	794,8	30,32
5	1,785	14,94	818,3	31,95
6	2,150	14,10	888,6	33,45
7	2,411	13,44	932,6	34,06
8	2,636	12,80	961,7	34,40
9	2,651	12,44	982	32,92
10	2,804	12,00	996,2	33,11
11	2,942	11,56	1011,5	32,96
12 rob. ouv.	3,063	10,81	1033,9	31,40

Tableau III

N ^o _z	Q _m l/s	H _m m	P _m W	η %	N ^o	Q _m l/s	H _m m	P _m W	η %
rob.fer 1	0	16,28	504,4	0	13	2,105	14,20	868,6	33,74
2	0,500	16,30	573,5	13,93	14	2,215	14,03	892,3	34,14
3	0,687	16,24	601,4	18,19	15	2,298	13,86	897,3	34,80
4	0,787	16,16	622,2	20,04	16	2,415	13,55	922,5	34,78
5	0,943	16,04	648	22,88	17	2,450	13,33	937,6	34,15
6	1,119	15,90	678,9	25,69	18	2,552	13,10	951,6	34,44
7	1,220	15,79	703,5	26,85	19	2,678	12,82	961,7	35,00
8	1,386	15,63	734	28,94	20	2,733	12,50	971,9	34,46
9	1,573	15,38	765,3	30,99	21	2,856	12,02	987,0	34,10
10	1,726	15,10	793,4	32,20	22	2,928	11,50	1013,5	32,57
11	1,854	14,89	813,3	33,28	23	3,040	11,04	1018,6	32,50
12	1,952	14,69	836,7	33,60					

Tableau IV

le rendement est donné par l'équation suivante :

$$\eta = \frac{Q_{\text{moy}} \cdot H_{\text{moy}}}{102 P} \quad (24)$$

Les courbes caractéristiques sont déduites des tableaux, et sont présentées ci-dessous.

Remarque :

Entre les deux séries de mesure, il y a une légère augmentation du rendement à cause du rodage.

COURBES CARACTERISTIQUES

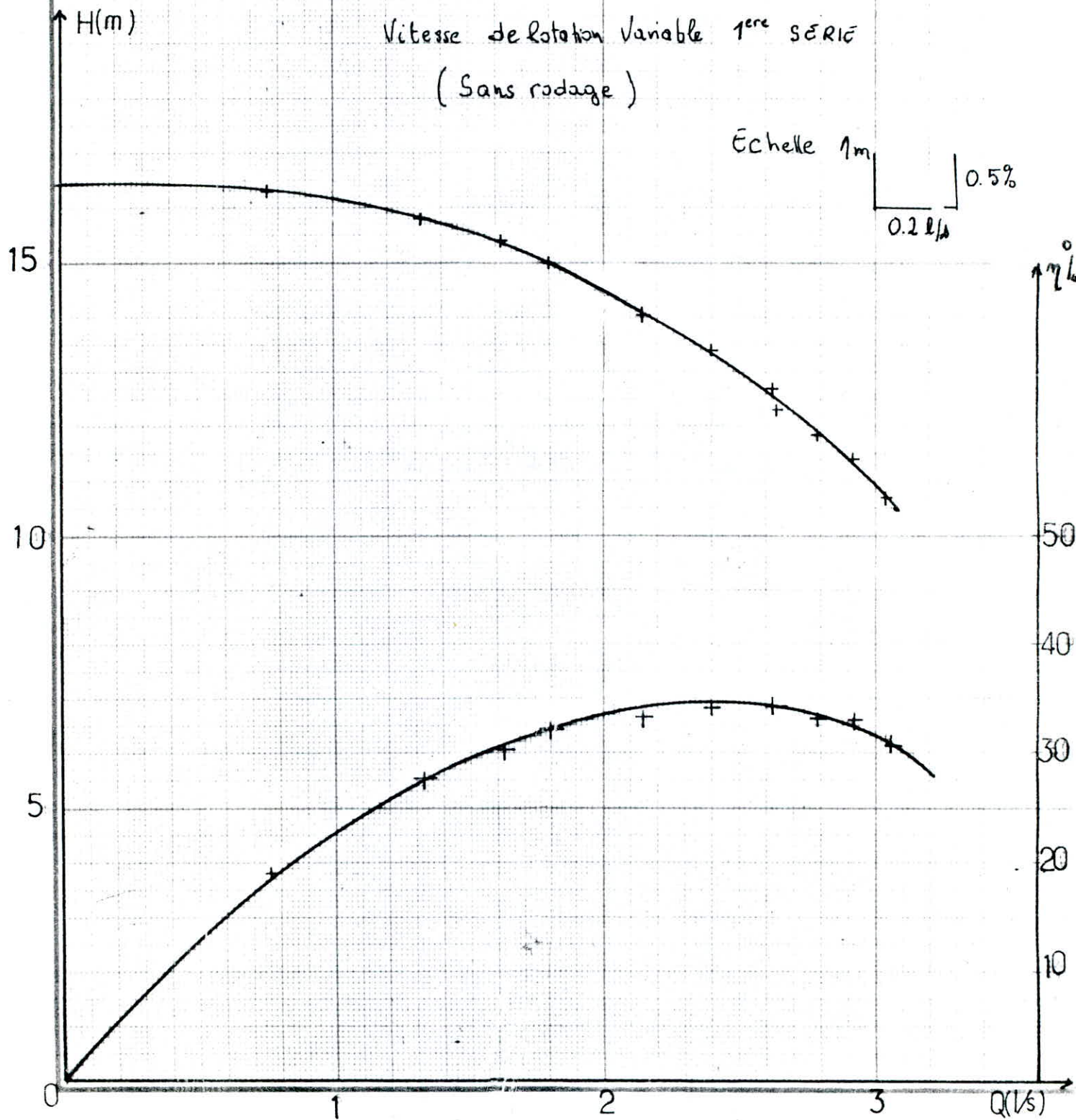
$$H=f(Q)$$

&

$$\eta = f(Q)$$

Vitesse de rotation variable 1^{ere} SÉRIE
(Sans rodage)

Échelle 1m
0.2 l/s
0.5%



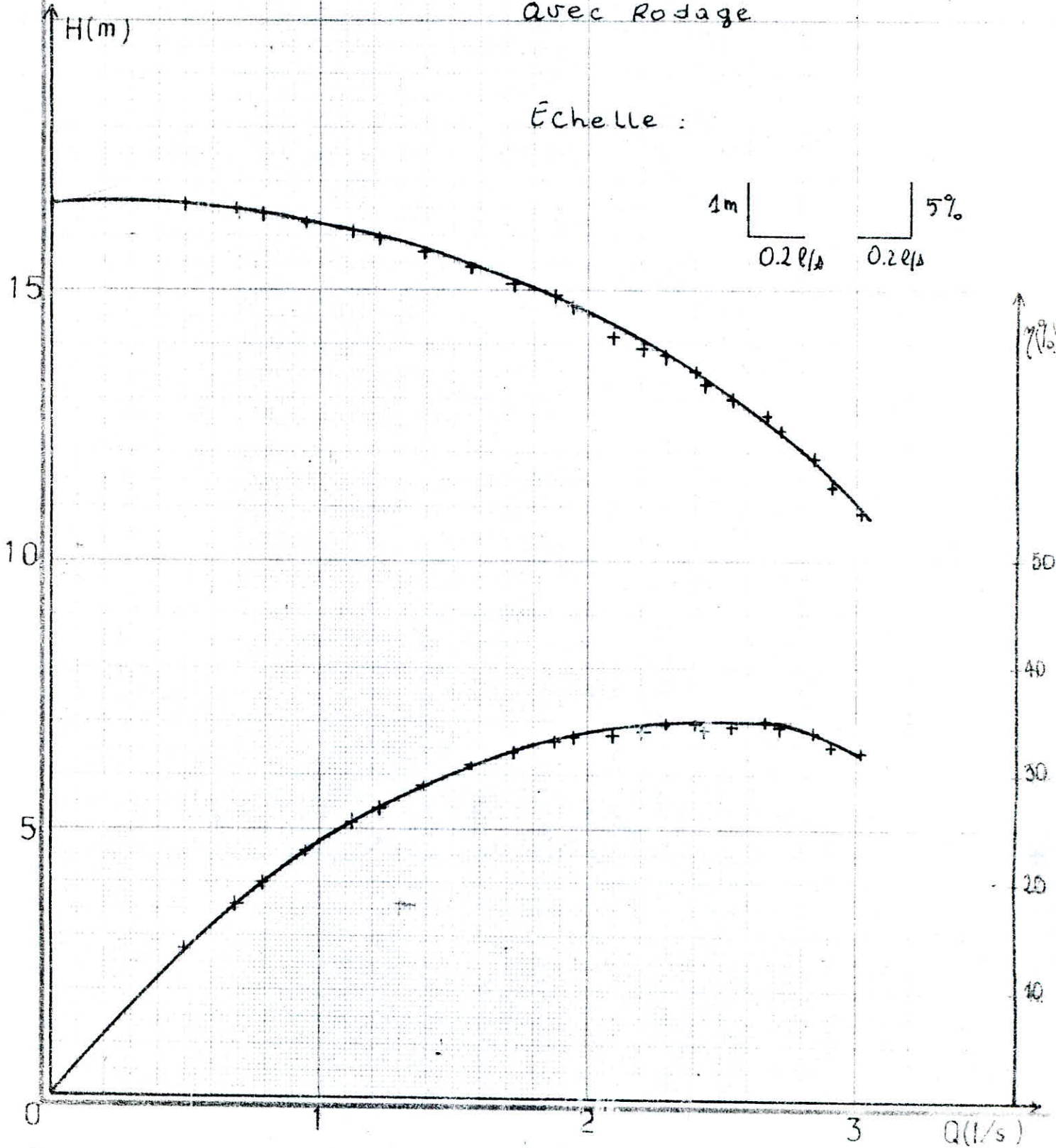
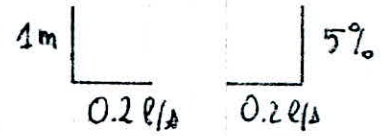
COURBES CARACTERISTIQUES

$$H = f(Q) \text{ \& } \eta = f(Q)$$

Vitesse de Rotation Variable 2^{eme} SERIE

Avec Rodage

Echelle :

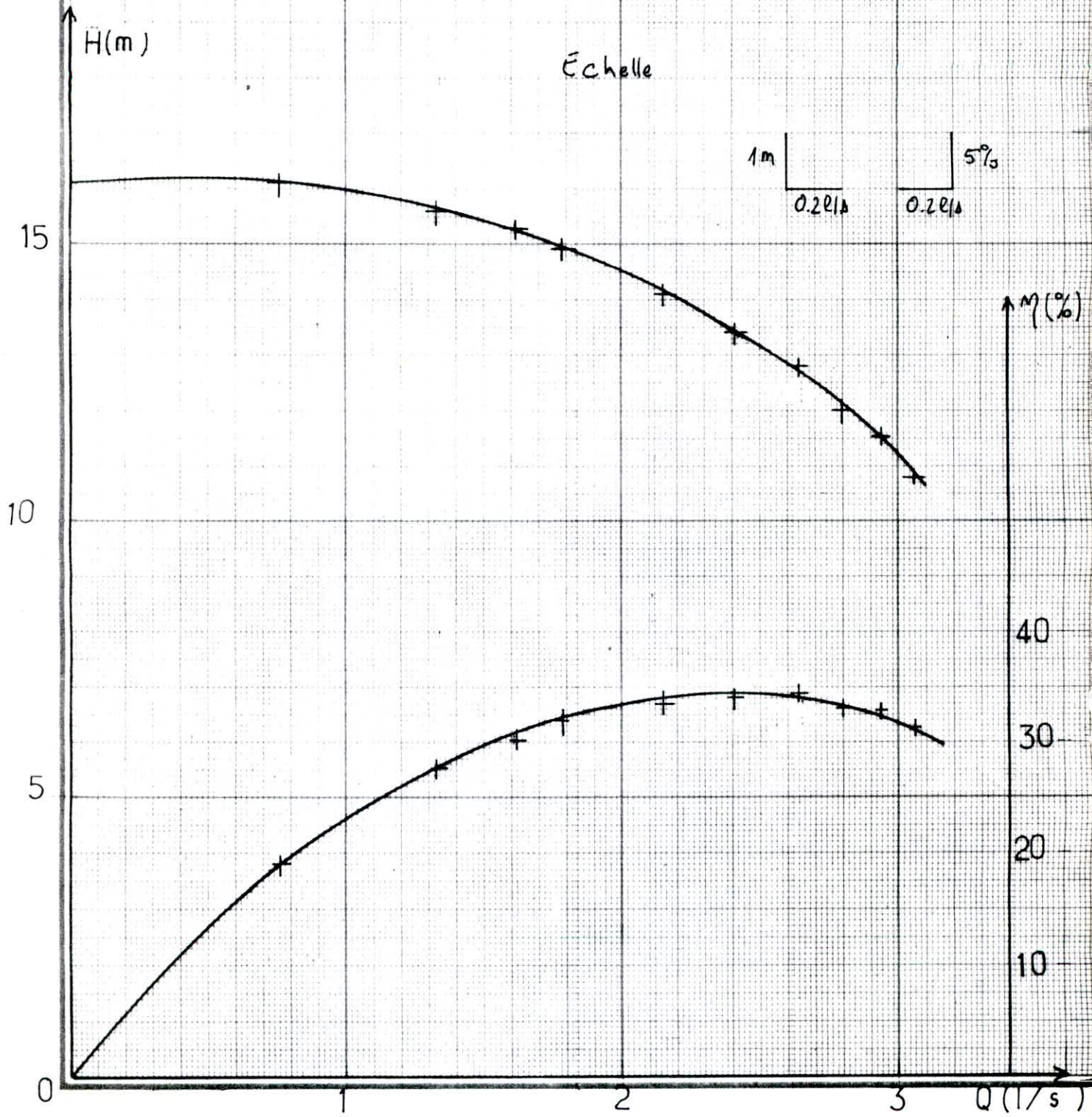


COUBES CARACTERISTIQUES

$$H = f(Q) \quad \& \quad \eta = f(Q)$$

Vitesse de rotation constante

1^{ere} SERIE



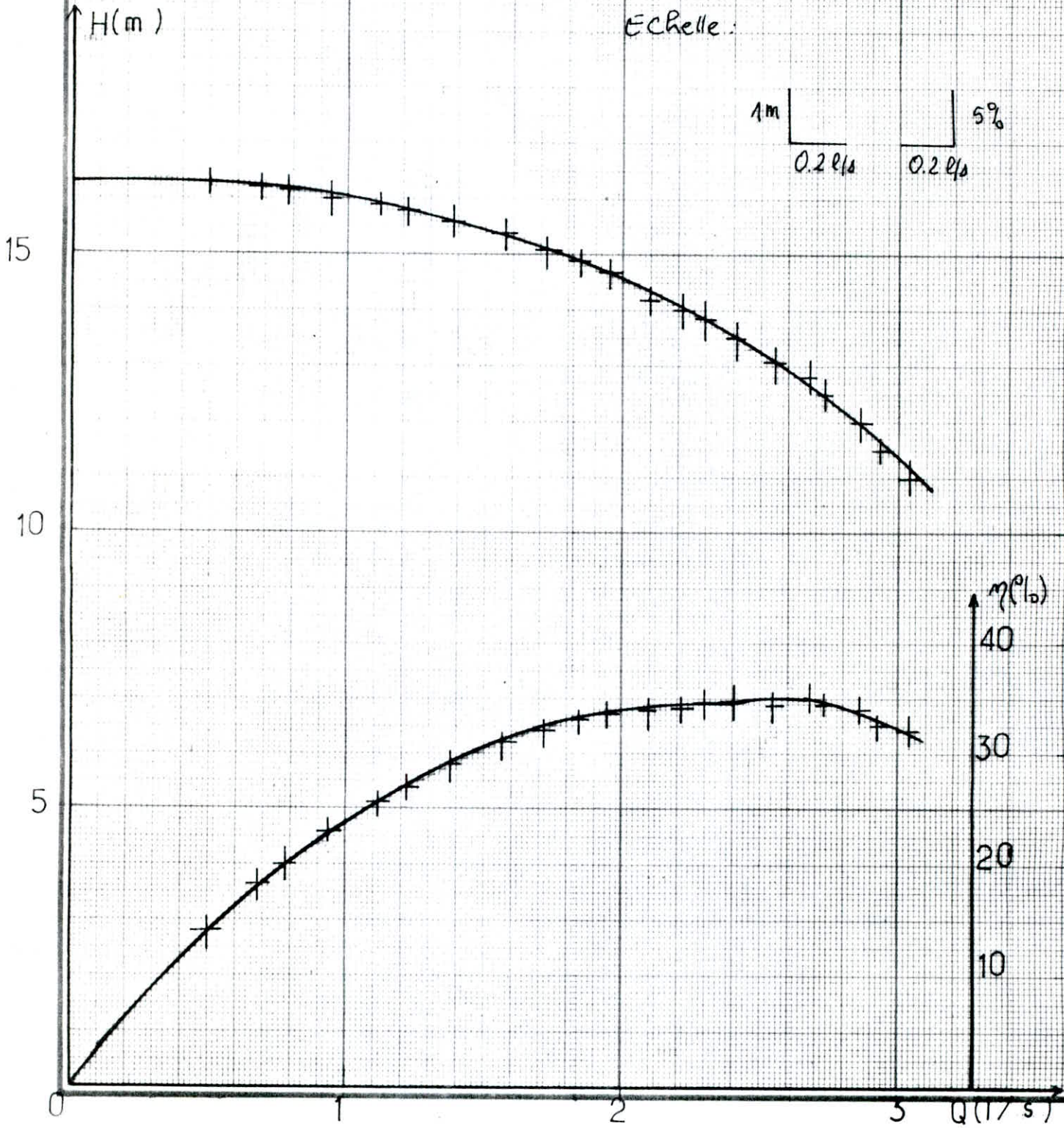
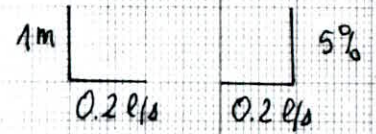
COURBES CARACTERISTIQUES

$H = f(Q)$ & $\eta = f(Q)$

Vitesse de rotation constante

2^{ème} SÉRIE

Echelle:



4. CALCUL D'ERREURS

Généralités

soit la valeur Z donnée par le couple de valeurs mesurées $(x; y)$ on aura alors une série de valeurs mesurées $(x_i, y_i; i=1, \dots, n)$ les valeurs moyennes de x_i et y_i sont respectivement :

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

et $\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$

Z est donc calculable et sera donnée par :

$$Z = \bar{Z}(\bar{x}, \bar{y})$$

l'erreur quadratique de Z est donnée par la relation :

$$\sigma_z^2 = \left(\frac{\partial Z}{\partial x} \right)_{\bar{x}, \bar{y}}^2 \cdot \sigma_x^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial y} \right)_{\bar{x}, \bar{y}}^2 \cdot \sigma_y^2 \quad (25)$$

$$\text{où : } \sigma_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2 \quad (26)$$

$$\text{et } \sigma_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2 \quad (27)$$

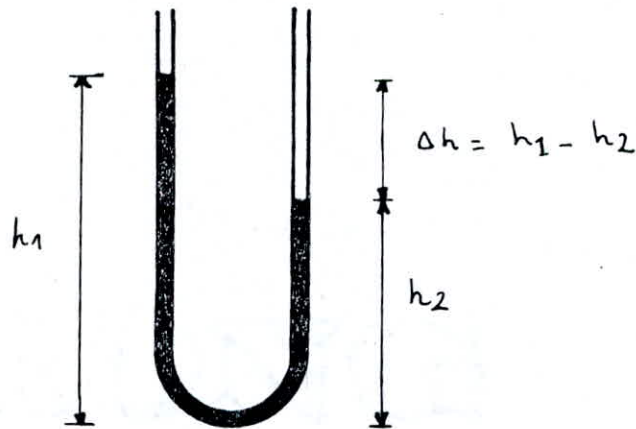
Nous nous sommes intéressés au calcul d'erreurs sur la différence de pression donnée par le manomètre.

La différence de pression ΔP entre les deux branches du manomètre est donnée par l'équation :

$$\Delta P = (\rho_{\text{Hg}} - \rho_{\text{H}_2\text{O}}) g (h_1 - h_2)$$

En faisant la mesure, on constate que la colonne de mercure h_1 oscille entre une valeur maximale et une valeur

minimale. La différence entre ces deux valeurs est la valeur double de l'erreur absolue E_h



(Fig 11)

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 :

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

et :

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

L'erreur quadratique de Δp est :

$$\sigma_{\Delta p}^2 = \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial h_1} \right)_{h_1, h_2}^2 \sigma_{h_1}^2 + \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial h_2} \right)_{h_1, h_2}^2 \sigma_{h_2}^2 \quad (28)$$

D'autre part :

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial h_1} = (\rho_{\text{mer}} - \rho_{\text{eau}}) g \quad (29)$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial h_2} = -(\rho_{\text{mer}} - \rho_{\text{eau}}) g \quad (30)$$

En combinant les équations (28), (29) et (30) on obtient

l'équation donnant l'erreur quadratique sur la différence de pression ΔP ; il vient :

$$\left(\frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_{h_1}}{h_1 - h_2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{h_2}}{h_1 - h_2}\right)^2 \quad (31)$$

Or on a : $\sigma_{h_1} = \sigma_{h_2}$.

D'où, en définitive :

$$\boxed{\frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P} = \sqrt{2} \cdot \frac{\sigma_{h_2}}{h_1 - h_2}} \quad (32)$$

En considérant le point optimum correspondant au débit $Q = 2,667 \text{ l/s}$ on a :

$$E_h = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{2} = \frac{1388 - 1384}{2} = 2 \text{ mm}$$

$$\text{D'où : } \sigma_{h_1} = \frac{E_{h_1}}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ mm}$$

$$\text{et : } h_1 - h_2 = 977 \text{ mm.}$$

$$\text{Donc : } \frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P} = 1,4 \cdot 10^{-3}$$

Erreur sur le débit

Le débit est donné expérimentalement par la mesure d'un volume V et du temps de remplissage t de ce volume, c'est à dire :

$$Q = \frac{V}{t}$$

où V sera exprimé en litres et t en secondes.

L'erreur quadratique sur le débit est :

$$\sigma_Q^2 = \left(\frac{\partial Q}{\partial V}\right)_{\bar{V}, \bar{t}}^2 \sigma_V^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial t}\right)_{\bar{V}, \bar{t}}^2 \sigma_t^2 \quad (33)$$

D'après les relevés de mesure, on a :

$$\sigma_v = 0,2 \text{ l}$$

$$\sigma_t = 0,1 \text{ s}$$

Les termes de l'équation (33) $\left(\frac{\partial Q}{\partial v}\right)_{\bar{v}, \bar{t}}$ et $\left(\frac{\partial Q}{\partial t}\right)_{\bar{v}, \bar{t}}$ sont

définis comme suit :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{v}{t^2} \quad \Leftrightarrow \quad \left(\frac{\partial Q}{\partial t}\right)_{\bar{v}, \bar{t}}^2 = \left(\frac{\bar{v}}{\bar{t}^2}\right)^2$$

$$\frac{\partial Q}{\partial v} = \frac{1}{t} \quad \Leftrightarrow \quad \left(\frac{\partial Q}{\partial v}\right)_{\bar{v}, \bar{t}}^2 = \left(\frac{1}{\bar{t}}\right)^2$$

L'équation (33) devient donc :

$$\sigma_Q^2 = \left(\frac{1}{\bar{t}}\right)^2 (0,2)^2 + \left(\frac{\bar{v}}{\bar{t}^2}\right)^2 (0,1)^2$$

Le calcul pour le point optimum donne :

$$\sigma_Q^2 = \left(\frac{1}{11,25}\right)^2 (0,2)^2 + \left(\frac{30}{(11,25)^2}\right)^2 (0,1)^2$$

$$\text{Alors : } \sigma_Q^2 = 8,77 \cdot 10^{-4}$$

$$\text{et : } \sigma_Q = 0,029 \text{ l/s}$$

L'erreur relative sur le débit est :

$$\frac{\sigma_Q}{Q} = \frac{0,029}{2,667} = 0,01$$

Calcul d'erreur sur le rendement

Le rendement est donné par l'équation :

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{102 \cdot P} \quad (34)$$

En appliquant la relation (25) on obtient :

$$\sigma_{\eta}^2 = \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \right)^2 \sigma_Q^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H} \right)^2 \sigma_H^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P} \right)^2 \sigma_P^2 \quad (35)$$

Dans cette expression on a :

$$\frac{\partial \eta}{\partial Q} = \frac{H}{102P}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial H} = \frac{Q}{102P}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial P} = -\frac{QH}{102P^2}$$

avec : $\sigma_H = 12,6 \sigma_{\eta}$

$$\sigma_Q = 0,025$$

$$\sigma_P = 5$$

On obtient donc :

$$\sigma_{\eta} = \left[\left(\frac{H}{102P} \right)^2 \sigma_Q^2 + \left(\frac{Q}{102P} \right)^2 \sigma_H^2 + \left(\frac{QH}{102P^2} \right)^2 \sigma_P^2 \right]^{1/2}$$

En divisant membre à membre cette équation par l'équation

(34) il vient :

$$\frac{\sigma_{\eta}}{\eta} = \left(\left(\frac{\sigma_Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_H}{H} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_P}{P} \right)^2 \right)^{1/2}$$

L'application numérique pour le point optimum donne :

$$\frac{\sigma_{\eta}}{\eta} = 0,012$$

CONCLUSION

Dans cette première partie, nous avons rencontré certaines difficultés au cours du montage du banc d'essai provisoire et pendant les mesures. L'étanchéité de la tuyauterie de l'aspiration est fondamentale, car la présence de bulles d'air fausse les mesures et peut même désamorcer la pompe. Il n'a pas été utile d'utiliser la crépine étant donné que l'on a à travailler avec de l'eau propre et que cette crépine ajoute des pertes de charge qui sont d'ailleurs assez importantes.

La mesure du débit a été relativement difficile pour les valeurs élevées de celui-ci, d'une part à cause de la vitange du bac de mesure qui a été assez longue, et d'autre part le niveau de l'eau dans ce bac restait constant (ne diminuait pas) et ne permettait pas une différence de volume appréciable. Nous avons constaté aussi que lors de la fermeture du bac de mesure, il y avait un phénomène oscillatoire au niveau du tube piézométrique.

La puissance mesurée est celle du groupe électropompe à cause de la conception de ce groupe et des moyens dont on dispose. Le rendement donné par le constructeur pour le point de fonctionnement optimum est bien plus élevé de celui déterminé par l'expérience.

En conclusion cette étude sommaire du groupe électropompe

réalisée avec des moyens rudimentaires nous a permis
d'avoir une idée précise du modèle d'un banc d'essai
destiné à l'enseignement qui sera détaillé dans la
deuxième partie.

DEUXIEME PARTIE

CONCEPTION D'UN BANC D'ESSAI DE POMPE DESTINE A L'ENSEIGNEMENT

INTRODUCTION

La conception d'un banc d'essai repose sur les critères suivants :

- Encombrement minimum ;
- Accès facile aux différents instruments de mesure ;
- Rapidité d'exécution des mesures ;
- Bonne précision des instruments de mesure ;
- Possibilité d'exécution d'un essai complet ;
- Approche maximale des conditions réelles de fonctionnement de la pompe

Nous avons opté pour une plateforme à circuit ouvert à cause des différents avantages offerts par celle-ci, à savoir :

- Possibilité d'utilisation d'un débitmètre ouvert ;
- Bonne précision des mesures à faible débit ;
- Fonctionnement dans des circonstances proches de la pratique.

Le dimensionnement de ce banc d'essai est conditionné par les caractéristiques de la pompe utilisée dans le banc d'essai provisoire. Les avantages et les inconvénients rencontrés au cours des mesures sur le banc d'essai provisoire ont été pris en considération pour la réalisation du futur banc d'essai.

Les éléments constitutifs de cette plateforme sont disponibles sur le

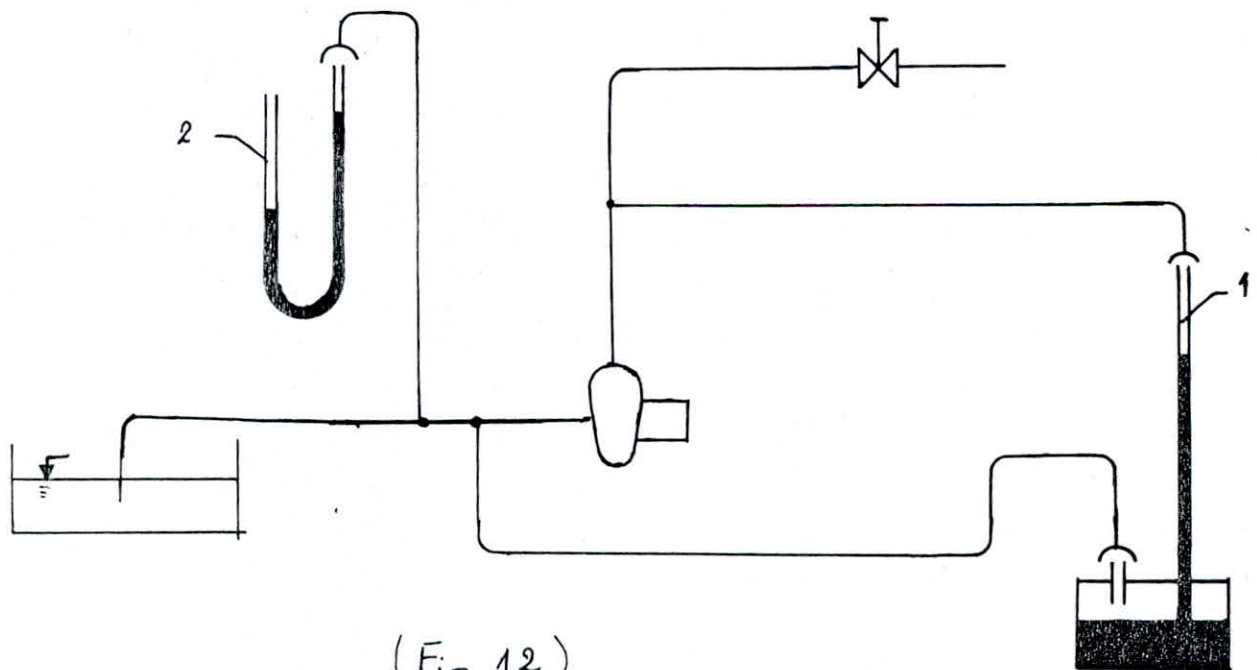
territoire national à des prix intéressants ce qui a guidé notre choix sur ce type de conception.

I. ELABORATION DE LA METHODE DE MESURE DES CARACTERISTIQUES DE LA POMPE

1. Mesure de la hauteur d'élevation H :

La valeur de la hauteur d'élevation H pour un débit donné Q est donnée par la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe. Il suffit alors de faire le bilan manométrique pour déterminer le coefficient qui permet d'évaluer la hauteur d'élevation H .

La mesure de la différence de pression se fait à l'aide de manomètres soit à liquides à air libre, soit différentiels à mercure.



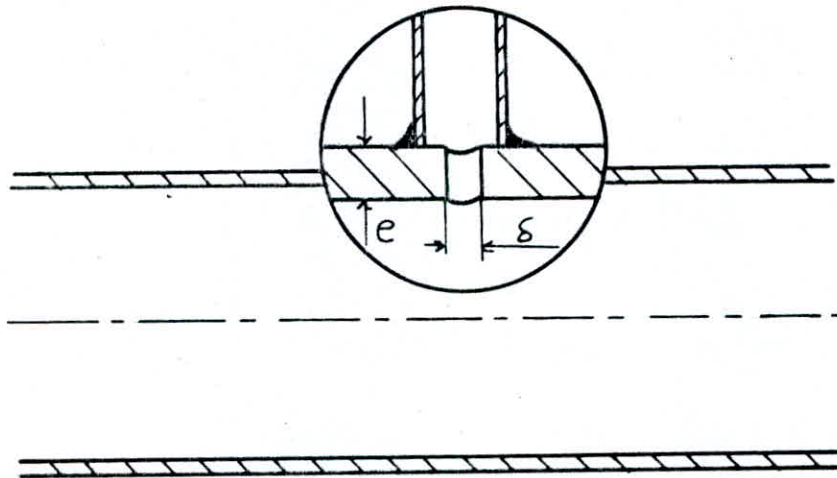
(Fig 12)

Le manomètre à eau libre (2) donne la pression dans la conduite, il en faut donc un à l'aspiration et un autre au refoulement. La branche raccordée à la conduite doit être complétée avec de l'eau pompée et cela en purgeant l'air qui s'y trouve à l'aide de robinets. L'autre branche doit être à la pression atmosphérique.

Pour les manomètres différentiels à mercure, les deux colonnes de mercure seront complétées avec de l'eau pompée et cela en le purgeant à l'aide de robinets placés sur les raccordements avec les conduites.

Les prises de pressions se situent dans des sections des conduites aussi près que possible de l'entrée et de la sortie de la pompe sans toutefois que cette distance soit inférieure à la distance admissible donnée par la norme ISO

L'orifice de prise de pression doit être percé perpendiculairement par rapport à l'axe de la conduite, et son diamètre doit être compris entre 3 mm et 8 mm et cela en étant inférieur ou égal à l'épaisseur de la paroi de la conduite.



$$\delta \leq e$$

Au niveau de cet orifice, il est recommandé de polir soigneusement l'intérieur de la conduite pour ne pas avoir des perturbations créées par les débris de perçage qui risquent de fausser les mesures.

Les raccordements des manomètres se font par des tuyaux flexibles en caoutchouc remplis d'eau. Ces raccordements seront pourvus de robinets afin de permettre le débranchement des manomètres, d'amortir les trop fortes variations de pression qui risquent d'entraîner le mercure dans les conduites, et enfin de permettre la purge des bulles d'air s'il y a lieu.

2. Mesure du débit Q :

Il existe plusieurs méthodes de mesure du débit, qui sont:

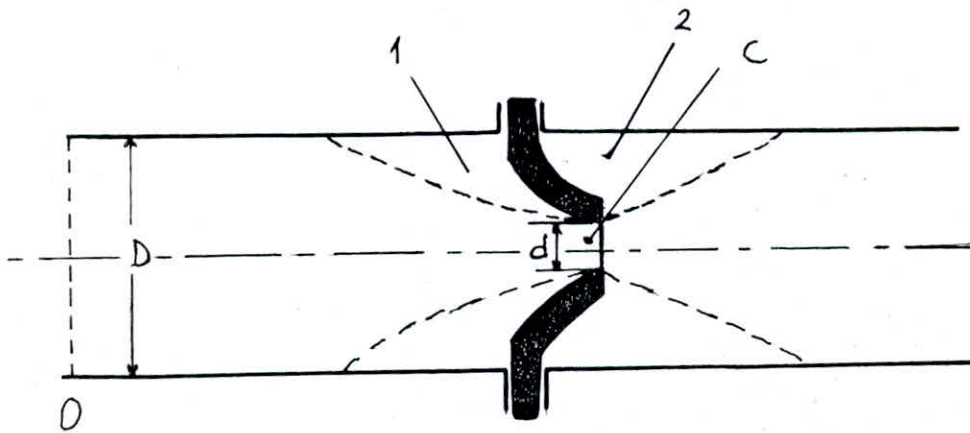
- La méthode qui consiste en l'intégration de la courbe de répartition des vitesses dans une section de mesure;
- La méthode de mesure indirecte déduite de la loi des écoulements des fluides incompressibles (Equation de Bernoulli).

Cette méthode nécessite l'utilisation de l'un des systèmes

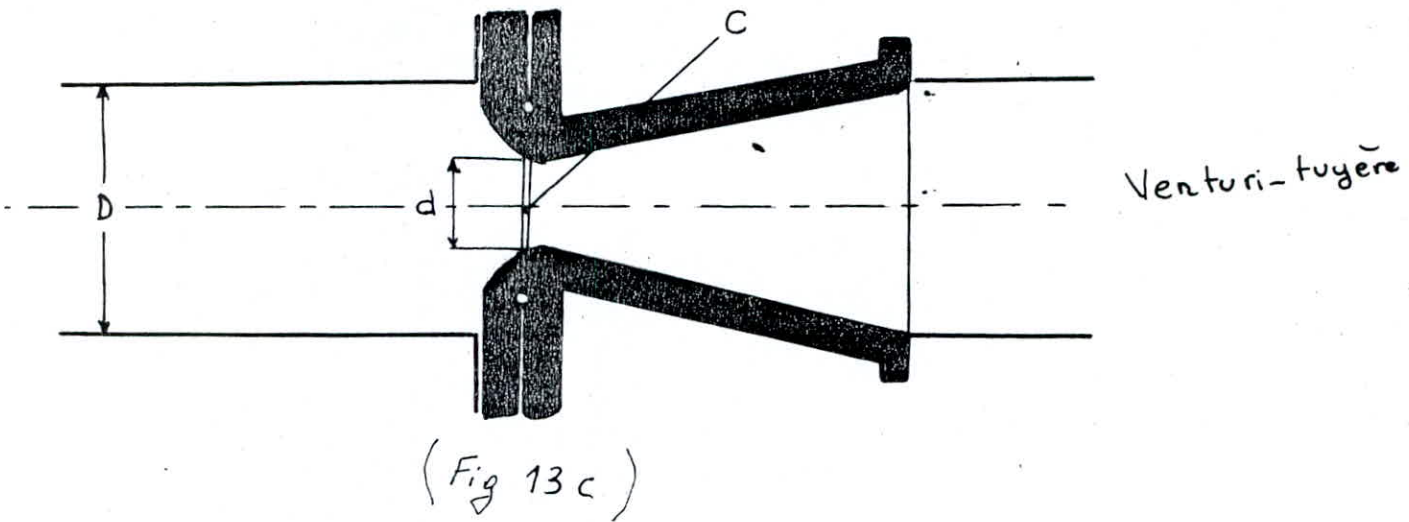
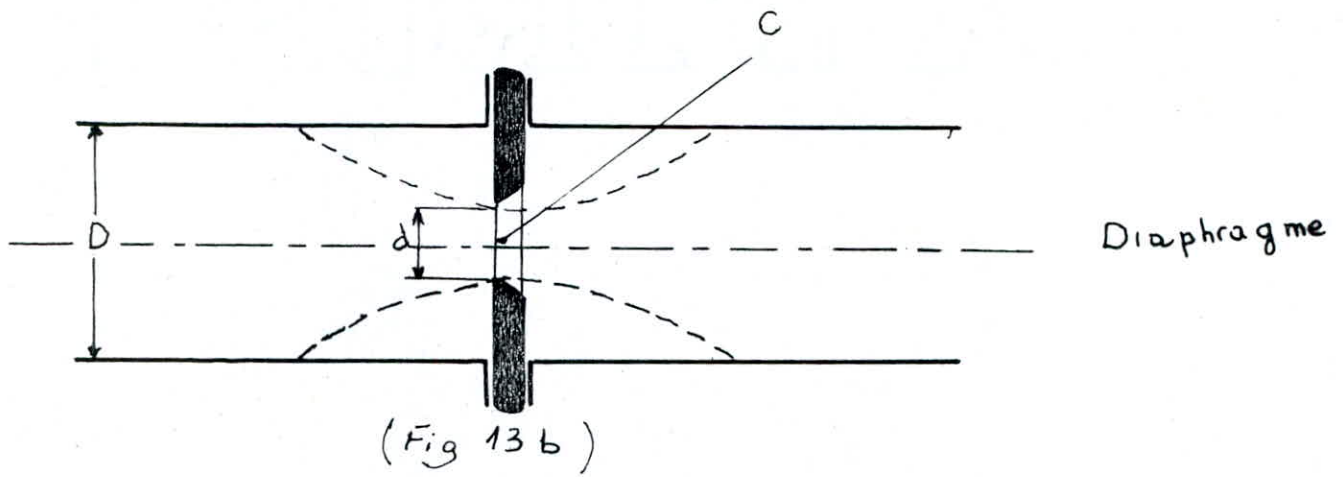
suivants: - Orifice de vidange,
- Systèmes deprimogènes
- Déversoirs.

- La méthode de mesure volumétrique ou massique: dans une plateforme à circuit ouvert, c'est cette méthode qui est utilisée, le débit est déterminé en mesurant le volume V du liquide écoulé dans un intervalle de temps t dans un réservoir jaugé au préalable.

La deuxième méthode citée donne la possibilité de visualiser directement la variation du débit, mais ne donne pas une bonne précision, on est donc amené à utiliser en plus la méthode de mesure volumétrique pour pallier à ce défaut. C'est donc en ce sens que l'on a jugé utile de doter le futur banc d'essai d'un système déprimogène. L'étude de ce dernier montre qu'il n'est que l'application du phénomène de Venturi, pour des raisons économiques, au lieu d'utiliser un convergent-divergent, on provoque une contraction de la veine liquide et ce en intercalant une tuyère ou un diaphragme entre deux brides de la conduite.



Tuyère
(Fig 13 a)



L'analyse théorique des lignes de courant est la même pour les trois cas de figures cités plus haut.

Soit ρ_{eau} la masse volumique de l'eau, p_0 et C_0 respectivement la pression statique et la vitesse de l'eau à l'amont d'un diaphragme par exemple, en un endroit assez éloigné de manière à ce que l'eau occupe toute la section S de la conduite, et soit p_c et C_c respectivement la pression statique et la vitesse dans la région où la section (Δ) de la veine liquide est minimum.

Soit m le rapport des sections

$$m = \frac{s}{S}$$

D'après la relation de continuité $Q_0 = Q_c$ on a :

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

En appliquant le théorème de Bernoulli au droit des sections considérées on obtient :

$$\frac{C_c^2 - C_0^2}{2} = \frac{P_0 - P_c}{\rho_{eau}}$$

En divisant cette équation par C_c^2 et en remplaçant $\frac{C_0}{C_c}$ par m on obtient l'expression de C_c^2 .

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

D'où :

$$C_c = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_{eau}}}$$

On définit le coefficient de vitesse d'approche E par la relation suivante :

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}}$$

D'où l'expression de C_c

$$C_c = E \cdot \sqrt{\frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_{eau}}}$$

Le débit volumétrique théorique a pour expression

$$q_v = s C_c$$

c'est à dire :

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

Le débit réel est obtenu en multipliant le deuxième membre de cette dernière relation par un coefficient de débit C inférieur à 1. Ce coefficient est déterminé expérimentalement et traduit l'influence des pertes soit par frottements, soit par tourbillonnement ou par la répartition inégale des vitesses.

La détermination de ce coefficient se fait à partir des considérations suivantes :

- Dans les calculs, on prend s section minimale du diaphragme sans tenir compte du coefficient de contraction ;

- Pour la commodité des mesures, il y a lieu de mesurer les pressions p_1 et p_2 dans les angles morts au lieu de mesurer p_0 et p_c .

Ces considérations nécessitent une nouvelle correction, le débit volumétrique réel est donc

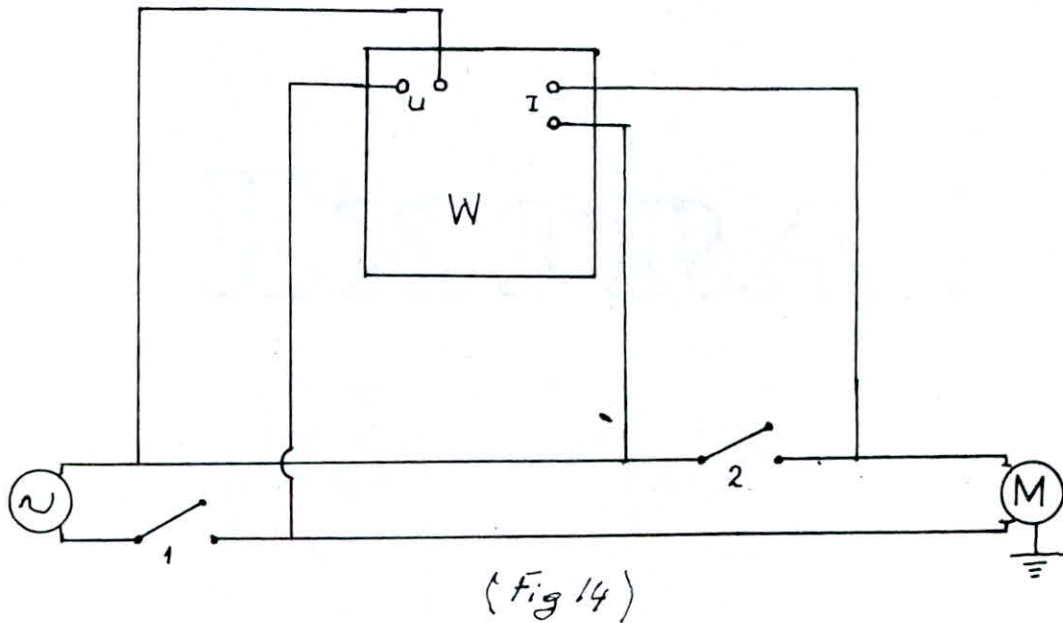
$$q_v = C.E. s \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{eau}}}$$

3. Mesure de la puissance P :

La puissance fournie au moteur sera mesurable à l'aide d'un wattmètre ou d'un voltampèremètre étant donné qu'il s'agit d'un moteur asynchrone monophasé. Le branchement de ce wattmètre ou voltampèremètre se fera comme l'indique le schéma ci-dessous.

La mise en marche du groupe électropompe est assurée par la fermeture de l'interrupteur 1 avec l'interrupteur 2 fermé aussi, ce dernier assure la protection de l'instrument de mesure pour les trop fortes intensités du courant au

démarrage du moteur. Après la mise en marche, il suffit d'ouvrir l'interrupteur 2 pour pouvoir relever la puissance absorbée par le groupe électro-pompe pour un débit donné



4. Essais de Cavitation (Mesure du NPSH)

Etude théorique de la charge nette d'aspiration ou NPSH

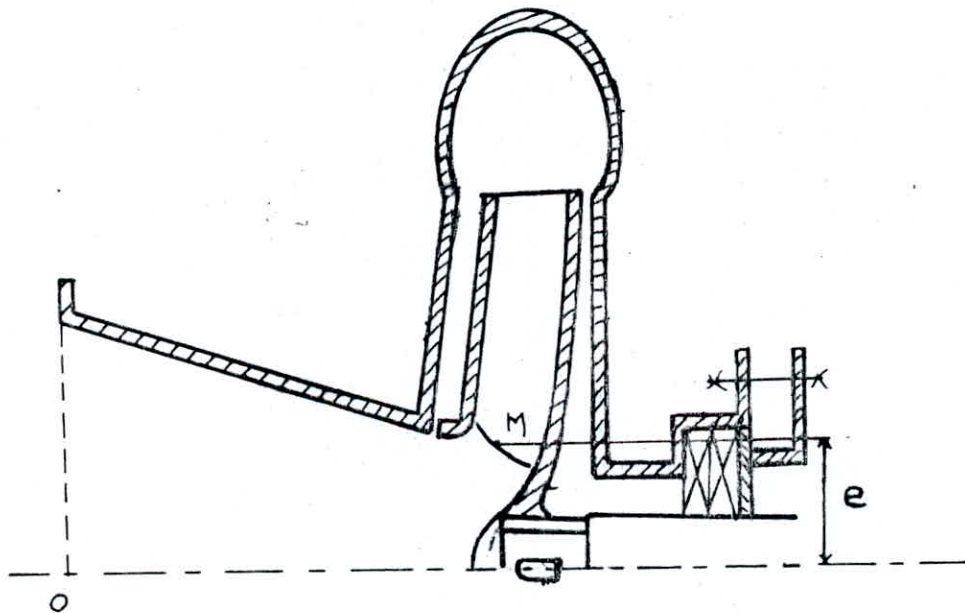
Toute pompe centrifuge possède une capacité d'aspiration au delà de laquelle, il y a le phénomène de cavitation.

La cavitation est un phénomène lié à la nature du liquide. Il correspond à une vaporisation du fluide et se manifeste par l'apparition de bulles de gaz au sein du liquide ou contre les parois. Ces bulles se forment dans des régions de basse pression, elles sont ensuite entraînées par le liquide dans la région de pression supérieure où elles subissent une implosion

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

Considérons un point M de la pompe où la pression est minimale (fig 14 bis)

Tant que la pression minimale en ce point est supérieure à la tension de vapeur, il n'y a pas de phénomène de cavitation. Sinon le phénomène se manifeste par un bruit de cailloux brassés ou des crépitements.



(Fig 14 bis)

Appliquons la relation de Bernoulli entre le plan d'aspiration et le point M correspondant à un champ rotatif.

$$\frac{P_{min}}{\rho g} - \left(\frac{w^2 - u^2}{2g} \right)_{max} + e = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g}$$

Sur l'axe $u_0 = 0$ donc $C_0 = w_0$

En augmentant la hauteur géométrique de l'aspiration de la pompe on atteint la position critique, dans ce cas seule P_{min} diminue. de débit, la hauteur de refoulement et la vitesse de rotation ne varient pas.

L'équation précédente devient :

$$\left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right)_{cr} = \frac{P_s}{\rho g} + \left(\frac{w^2 - u^2}{2g} \right)_{max} + e$$

où P_s est la tension de vapeur saturante.

En introduisant le coefficient de pression

$$\sigma = \frac{2g \cdot H}{u_2^2}$$

$$\text{le terme } \left(\frac{w^2 - u^2}{2g} \right)_{max} = \frac{\left(\frac{w^2}{u_2^2} - \frac{u^2}{u_2^2} \right)_{max} H}{\frac{2g}{u_2^2} \cdot H}$$

ou encore :

$$\left(\frac{w^2 - u^2}{2g} \right)_{max} = \sigma H$$

σ étant le paramètre de cavitation de Thoma.

L'expression de la charge à l'aspiration de la pompe : $\left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right)_{cr}$ devient :

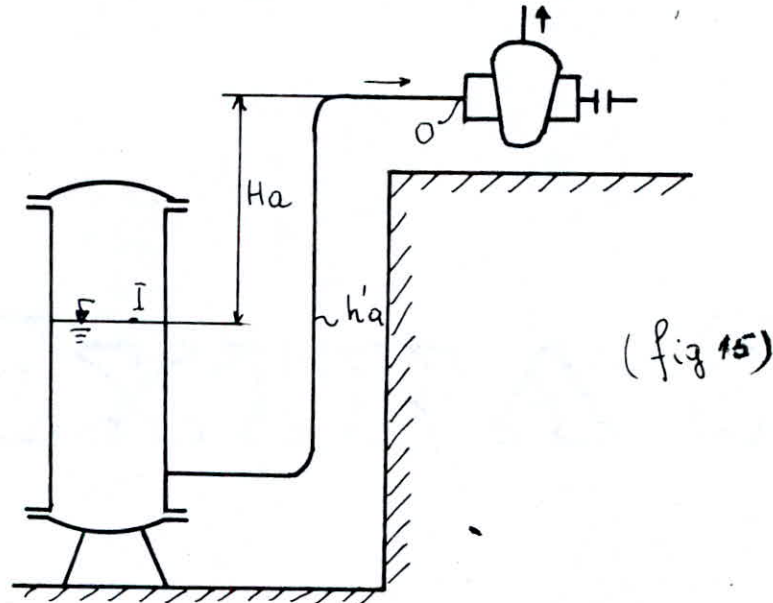
$$\left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right)_{cr} = \frac{P_s}{\rho g} + \sigma H + e$$

Dans laquelle on reconnaît le terme $\sigma H + e$ qui est la charge nette à l'aspiration ; d'où

$$NPSH_r = \left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right)_{cr} - \frac{P_s}{\rho g}$$

C'est le $NPSH_r$ requis qui caractérise la pompe

Considérons le dispositif de la (fig 10) et appliquons l'équation de Bernoulli entre I et O à la limite de la cavitation



$$\frac{P_I}{\rho g} = \left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right)_{cr} + H_a + h'_a$$

h'_a étant le terme désignant les pertes de charge dans la conduite d'aspiration. On cherche la valeur critique de la charge à l'aspiration, d'après l'équation précédente, on a :

$$\frac{P_I}{\rho g} = \frac{P_s}{\rho g} + \sigma H + e + H_a + h'_a$$

Ce qui nous donne comme valeur de H_a :

$$H_a = \frac{P_I - P_s}{\rho g} - \sigma H - h'_a - e$$

c'est à dire :

$$H_a = \frac{P_I - P_s}{\rho g} - NPSH_r - h'_a$$

Par conséquent l'expression du $NPSH_r$ devient :

$$NPSH_r = \frac{P_I - P_s}{\rho g} - H_a - h'_a$$

Le membre de droite est appelé $NPSH_D$ (disponible)

$$NPSH_d = \frac{P_I}{\rho g} - H_a - h'_a - \frac{P_s}{\rho g}$$

La somme des termes $\frac{P_I}{\rho g} - H_a - h'_a$ est la charge donnée par le système d'installation de la conduite d'aspiration: c'est la charge nette disponible à l'aspiration

En général le terme $\frac{P_s}{\rho g}$ est négligeable

$$\text{à } 20^\circ\text{C} \quad \frac{P_s}{\rho g} = \frac{2400}{1000 \cdot 9,81} = 0,24 \text{ m.}$$

D'où:

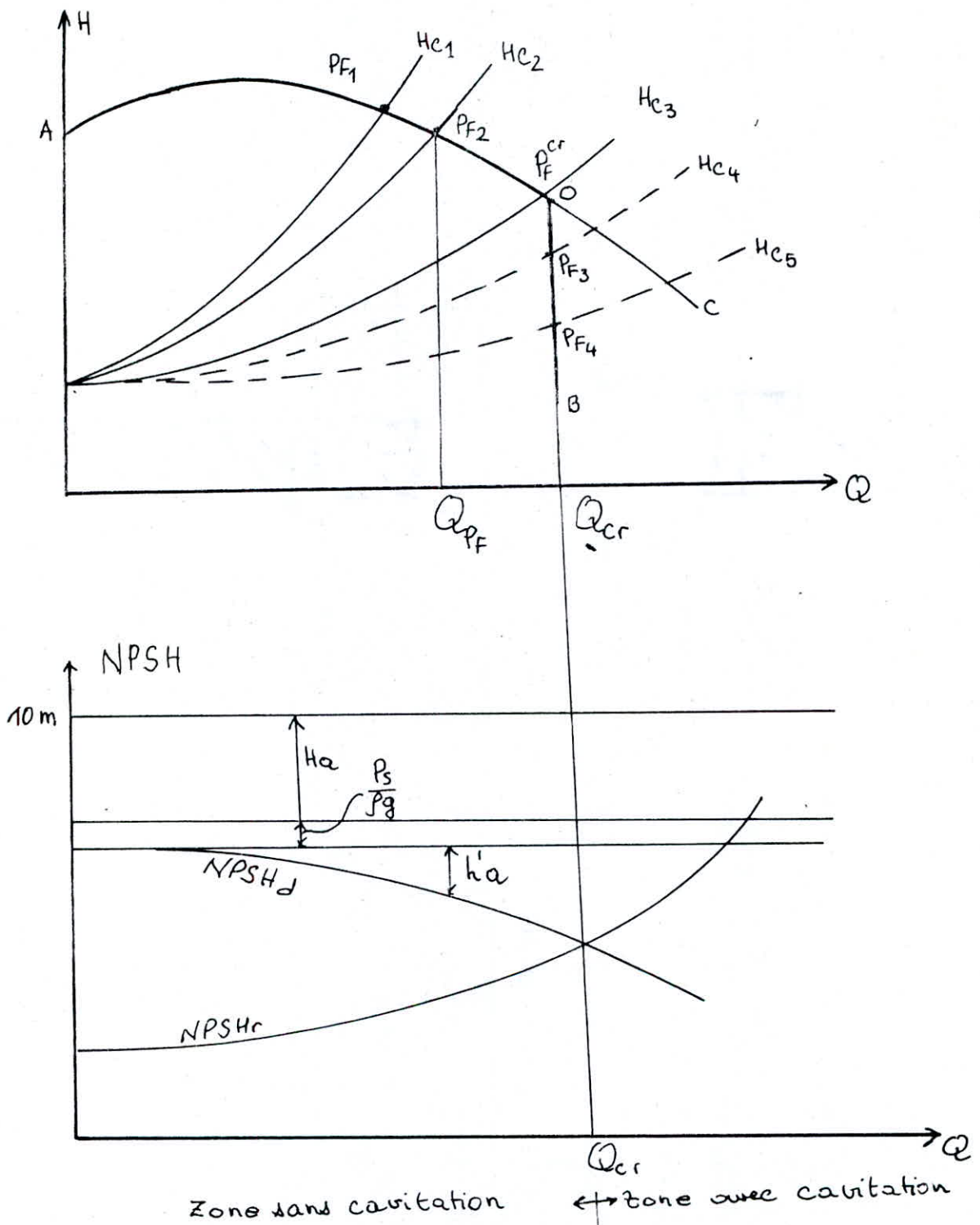
$$NPSH_d = \frac{P_I}{\rho g} - H_a - h'_a$$

Le $NPSH_d$ disponible est donné par l'utilisateur ou constructeur. c'est par définition la valeur de la pression absolue diminuée de la tension de vapeur pour la température de l'eau, mesurée dans l'axe de la bride d'aspiration de la pompe et qui resultera des dispositions que cet utilisateur aura arrêté pour l'aspiration. Par contre le $NPSH_r$ requis est le $NPSH_r$ connu du constructeur pour la pompe qu'il offre à son client.

À la limite de la cavitation on a : $NPSH_{requis} = NPSH_{disp.}$

Caractéristiques de cavitation:

Pour une installation donnée, il est recommandé de tracer sur le même graphique les courbes du $NPSH$ en fonction du débit.



(Fig 16)

La courbe $NPSH_d$ disponible décroît puisque les pertes de charge h_a augmentent avec le débit Q^2 et que dans

l'expression du NPSH disponible, h_a est retranché. C'est donc la courbe caractéristique de la conduite d'aspiration. La courbe du NPSH requis est donnée par le constructeur, elle est de la forme :

$$\text{NPSH}_{\text{requis}} = C Q^2 + A$$

Le point d'intersection de ces deux courbes correspond au débit critique au delà duquel il y a cavitation.

L'intersection de la courbe caractéristique de la pompe AOC avec une courbe caractéristique de la conduite H_c engendre un point de fonctionnement de la pompe correspondant à un débit de fonctionnement équivalent. Or au delà du débit critique, il est absurde de parler de courbes caractéristiques de la pompe ou de la conduite, puisqu'on est à la limite du phénomène de cavitation. A partir du point de fonctionnement critique "O" on mène une verticale "OB". Il est évident que l'on peut éloigner le point de fonctionnement critique en augmentant le débit critique et ce par les moyens constructifs (diminution des pertes de charge à l'aspiration, ...)

5. Mesure de la cavitation

La mesure de la cavitation consiste à maintenir constant le débit refoulé et de faire varier la hauteur d'eau à l'aspiration et ce en créant des pertes de charge dans cette conduite à l'aide d'un robinet vanne jusqu'à l'obtention du point critique équivalent.

On procédera de la même manière pour la détermination des autres points critiques avec différentes valeurs du débit maintenu constant pour chaque point critique.

II CALCUL DES ÉLÉMENTS DU BANC D'ESSAI

1. Reservoir de mesure

Pour les diverses dispositions constructives pratiques, nous avons opté pour un réservoir cylindrique métallique soudé.

Le volume de ce réservoir est tributaire, d'une part du temps de mesure fixé au environ de 20s et d'autre part du débit qui y entre.

$$Q_{\max} = 1,3 Q_{\text{opt}}$$

$$\text{avec } Q_{\text{opt}} = 2,5 \text{ l/s.}$$

D'où :

$$Q_{\max} = 3,25 \text{ l/s.}$$

Le volume du réservoir correspondant est

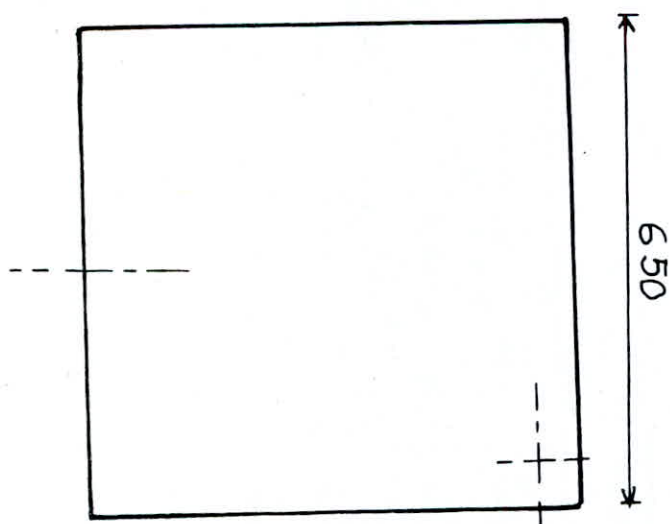
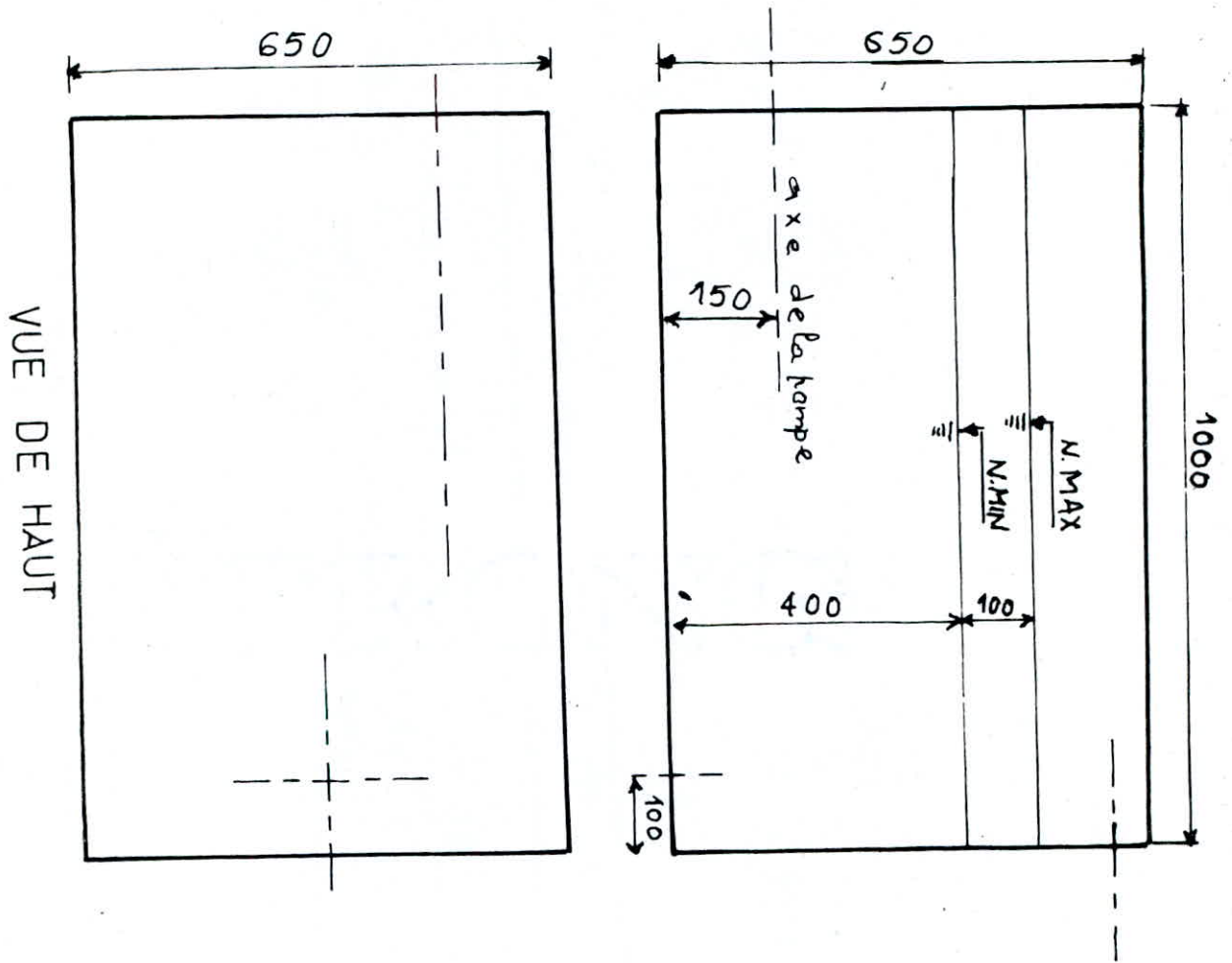
$$V = Q_{\max} \cdot t = 3,25 \cdot 20 = 65 \text{ l}$$

Si l'on impose que la hauteur d'eau de ce volume mesurable soit du même ordre de grandeur que le diamètre du réservoir, il vient :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot h.$$

où D est le diamètre du réservoir

h est la hauteur d'eau dans ce réservoir



BAC D'ASPIRATION

(Fig 17)

Avec $h=D$ on a :

$$V = \frac{\pi D^3}{4}$$

D'où :

$$D = \left(\frac{4V}{\pi} \right)^{1/3} = \left(\frac{4 \cdot 65 \cdot 10^{-3}}{3,14} \right)^{1/3}$$

soit le diamètre normalisé $D = 450 \text{ mm}$.

On fixe par mesure de sécurité le niveau d'eau minimum à 200 mm à partir du fond du réservoir et le niveau maximum à 200 mm à partir de la crête du réservoir. La hauteur totale du réservoir serait :

$$h_{\text{tot}} = 400 + 200 + 400 = 800 \text{ mm}$$

Ce réservoir sera construit en tôle d'acier laminé d'épaisseur 2 mm et sera doté des accessoires suivants :

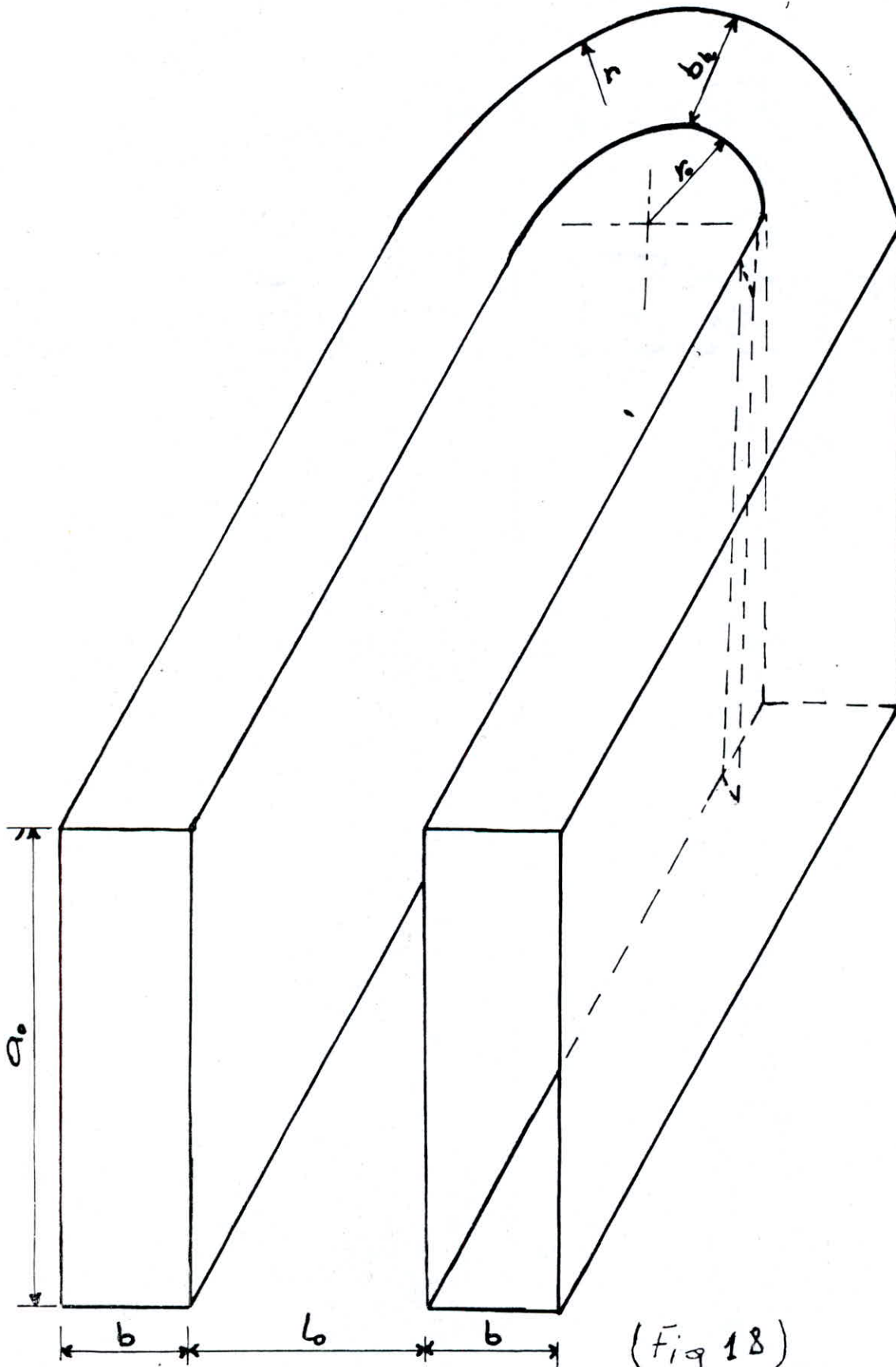
- Tube piézométrique :

Ce tube permet de visualiser le niveau de l'eau dans le réservoir à n'importe quel moment ;

- Deux siphons :

Ces appareils servent à la vidange du réservoir. Par leur principe, ils ne nécessitent aucune manœuvre. Leurs dimensions ont été établies après avoir testé un siphon homologué dans notre laboratoire. Ils revêtent la particularité de posséder une languette juste à l'aval des coudes. Il s'est avéré que ces siphons s'amorcent pour un débit minimum de 0,3 l/s ce qui est largement suffisant dans les manipulations futures

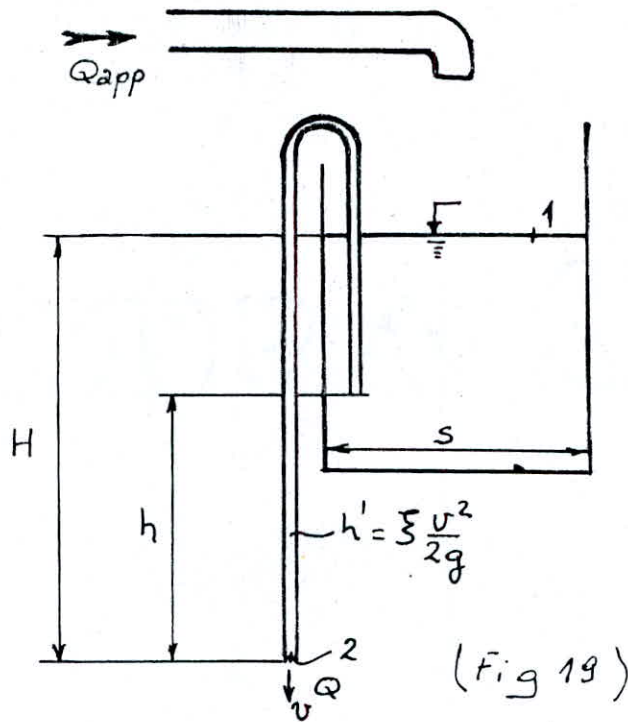
SIPHON



(Fig 18)

a_0 mm	80
b mm	22
L_0 mm	40
b_k mm	22
r_0 mm	20
r mm	42

Le calcul du temps de vidange du réservoir par siphon est similaire à celui d'une vidange par conduite de fond



Il est évident qu'il n'y a vidange que si: $Q_{app} < Q$
 Soient S la surface du bassin et s la surface totale des deux siphons:

$$(Q_{app} - Q) dt = S dH$$

ou bien:

$$Q_{app} - Q = S \frac{dH}{dt} \quad (1)$$

En appliquant l'équation de Bernoulli entre 1 et 2.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + h_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + h_2 + h'$$

Alors: $H = \frac{v^2}{2g} + h'$

$$H = \frac{v^2}{2g} + \xi \frac{v^2}{2g} = (1 + \xi) \frac{v^2}{2g}$$

La lettre ξ désigne la somme des pertes de charge singulières et linéaires

D'où :

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \xi}}$$

et :

$$Q = s \cdot \sqrt{\frac{2gH}{1 + \xi}} \quad (2)$$

Les équations (1) et (2) donnent :

$$Q_{app} - s \cdot \sqrt{\frac{2gH}{1 + \xi}} = s \cdot \frac{dH}{dt}$$

$$Q_{app} - s \sqrt{\frac{2g}{1 + \xi}} \cdot \sqrt{H} = s \frac{dH}{dt}$$

soit $A = s \cdot \sqrt{\frac{2g}{1 + \xi}}$

Il s'ensuit : $Q_{app} - A\sqrt{H} = s \frac{dH}{dt}$

D'où :

$$\int_0^t dt = \int_H^h \frac{s}{Q_{app} - A\sqrt{H}} dH$$

Integration :

soit $Q_{app} - A\sqrt{H} = Y \Leftrightarrow \sqrt{H} = \frac{Q_{app} - Y}{A}$

D'où : $\frac{dY}{dH} = -\frac{1}{2} \frac{A}{\sqrt{H}}$

et : $dH = \frac{dY}{-\frac{1}{2} \frac{A}{\sqrt{H}}} \Leftrightarrow dH = -2 \cdot \frac{Q_{app} - Y}{A^2} dY$

On aura donc l'intégrale :

$$s \int_H^h \frac{dH}{Q_{app} - A\sqrt{H}} = -\frac{2s}{A^2} \int_{Y_1}^{Y_2} \frac{Q_{app} - Y}{Y} dY$$

$$\begin{aligned}
S \int_H^h \frac{dH}{Q_{app} - A\sqrt{H}} &= -\frac{2S}{A^2} \int_{y_1}^{y_2} \left(\frac{Q_{app}}{y} - 1 \right) dy = \\
&= -\frac{2S}{A^2} \left(Q_{app} \cdot \ln y - y \right) \Big|_{y_1}^{y_2} \\
&= \frac{2S}{A^2} \left(Q_{app} - A\sqrt{H} - Q_{app} \ln(Q_{app} - A\sqrt{H}) \right) \Big|_H^h \\
&= \frac{2S}{A^2} \left[\left(Q_{app} - A\sqrt{h} - Q_{app} \ln(Q_{app} - A\sqrt{h}) \right) - \left(Q_{app} - A\sqrt{H} \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - Q_{app} \ln(Q_{app} - A\sqrt{H}) \right) \right] \\
&= \frac{2S}{A^2} \left[A(\sqrt{H} - \sqrt{h}) + Q_{app} \ln \frac{Q_{app} - A\sqrt{H}}{Q_{app} - A\sqrt{h}} \right]
\end{aligned}$$

En définitif :

$$t = \frac{2S}{A^2} \left[A(\sqrt{H} - \sqrt{h}) + Q_{app} \ln \frac{Q_{app} - A\sqrt{H}}{Q_{app} - A\sqrt{h}} \right]$$

En cas d'équilibre $Q_{app} = Q$, d'où :

$$Q_{app} = Q = \alpha \cdot \sqrt{\frac{2g}{1+\xi}} \cdot \sqrt{H_0} = A\sqrt{H_0}$$

Alors :

$$t = \frac{2S}{A} \left[\sqrt{H} - \sqrt{h} + \sqrt{H_0} \ln \frac{\sqrt{H_0} - \sqrt{H}}{\sqrt{H_0} - \sqrt{h}} \right]$$

Calcul des pertes de charges :

+ Entrée du siphon :

D'après IDEL CIR (page 89), dans son memento sur les pertes de charge on a :

Entrée éloignée de la paroi car :

$$b = 100$$

$$D_H = 2 \cdot \frac{a_0 b_0}{a_0 + b_0} = 34,51 \text{ mm.}$$

$$\frac{b}{D_H} = \frac{100}{34,51} = 2,90 \gg 0,5$$

On prend $\xi = f(\delta_1/D_H)$

or $\frac{b}{D_H} \gg 0,5$; Alors : $\frac{\delta_1}{D_H} = \frac{2}{34,51} = 0,058$

Ce qui donne $\xi_{entree} = 0,5$

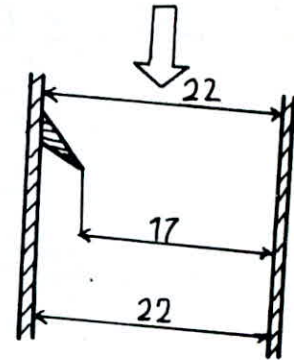
+ Sortie du siphon

L'eau est rejetée à l'air libre, alors :

$\xi_{sortie} = 1$. (Vu que la répartition des vitesses est uniforme)

+ Retrecissement du siphon

IDEL C'IK page 129 , diagramme 4.9



$$F_1 = F_2 = 0,022 \times 0,080 = 1,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F_0 = 0,017 \cdot 0,08 = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\frac{F_0}{F_1} = \frac{F_0}{F_2} = 0,77$$

On aura : $\xi_{ret.} = 0,3$

+ Coude :

IDEL C'IK page 220

Dimensions du coude

$$a_0 = 80 \text{ mm}$$

$$b_0 = b_1 = 22 \text{ mm}$$

$$l_0 = 40 \text{ mm}$$

$$r_0 = 20 \text{ mm}$$

$$r = 42 \text{ mm}$$

$$b_k = 22.$$

Les pertes de charges provoquées par ce coude sont de la forme :

$$\Sigma \zeta_c = C_1 \cdot \Sigma \zeta_H + \Sigma \zeta_f.$$

Pour une paroi lisse (acier) on a :

$$\Delta = 0 \text{ et } Re = \frac{\omega_0 \cdot \Delta H \cdot \rho}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$$

$$\frac{l_0}{b_0} = \frac{40}{22} = 1,8.$$

$$\frac{b_k}{b_0} = \frac{22}{22} = 1.$$

D'après le diagramme G.26, page 220, IDEL eîk

$$\Sigma \zeta_H = 0,2.$$

$$\frac{a_0}{b_0} = \frac{80}{22} = 3,64$$

Abaque G.21 page 215

$$C_1 = 0,79 \quad (\text{IDEL eîk})$$

D'autre part :

$$\Sigma \zeta_f = \lambda \left(1 + \frac{l_0}{b_0} \right)$$

Comme sécurité on fixe $\lambda = 0,02$ en moyenne, étant donné que le débit n'est pas constant et que les parois du siphon ne sont pas lisses

d'où :

$$\Sigma \zeta_f = 0,02 \left(1 + \frac{40}{22} \right) = 0,056$$

Il vient :

$$\xi_c = 0,2 \times 0,79 + 0,056 = 0,214$$

En conclusion les pertes de charge singulières totales sont estimées à :

$$\xi_s = 0,214 + 1 + 0,5 + 0,3 = 2,014$$

Les pertes de charge linéaires sont calculées pour $\lambda = 0,02$ comme il a été noté plus haut

$$\xi_l = \frac{\lambda l}{D_H} = 0,02 \frac{1706}{34,51} = 0,99$$

D'où les pertes de charge totales :

$$\xi = \xi_s + \xi_l = 2,014 + 0,99 = 3,004$$

On calcule A et $\sqrt{H_0}$

$$A = 7,79 \cdot 10^{-3}$$

$$\sqrt{H_0} = \frac{Q_{app}}{A} = 0,417$$

On détermine ainsi le temps de vidange :

$$t = \frac{2 \cdot 0,159}{7,79 \cdot 10^{-3}} \left[\sqrt{1,14} - \sqrt{0,45} + 0,417 \ln \frac{0,417 - \sqrt{1,14}}{0,417 - \sqrt{0,45}} \right]$$

$$t = 32 \text{ s.}$$

Le temps de vidange lorsque la pompe ne débite plus ($Q_{app} = 0$) est obtenu en intégrant l'équation différentielle suivante :

$$-\frac{dh}{dt} \cdot S = \sqrt{\frac{2g \cdot h}{1 + \xi}} \cdot S \cdot \sqrt{h}$$

Il vient :

$$-\frac{dh}{dt} A = B\sqrt{h}$$

Avec $A = S = 0,159 \text{ m}^2$

$$\text{et } B = s\sqrt{\frac{2g}{1+\xi}} = 7,79 \cdot 10^{-3}$$

On aura donc :

$$-\frac{A}{B} \frac{dh}{\sqrt{h}} = dt$$

Et en intégrant :

$$\int_0^t dt = \int_H^h \frac{dh}{\sqrt{h}}$$

D'où :

$$t = -\frac{2A}{B} (\sqrt{h} - \sqrt{H})$$

Le temps de vidange pour $Q_{app} = 0$ est :

$$t = -2 \cdot \frac{0,159}{7,79 \cdot 10^{-3}} (\sqrt{0,35} - \sqrt{1,14})$$

$$t = 19 \text{ s}$$

2. Calcul du réservoir amont (bac d'aspiration)

Le réservoir sera constitué de plaques rectangulaires en acier soudées. On se fixe la largeur de ce bac à 0,65 m. Si l'on considère que la différence de charge admissible à l'aspiration, n'influençant pas sur les résultats expérimentaux, est égale à 0,1 m, et que le volume d'eau aspiré est égal à 65 l (volume mesurable du bac

avel), la longueur du bac correspondant à ce volume d'eau est :

$$L = \frac{V}{h \cdot l} = \frac{0,065}{0,1 \cdot 0,65}$$

soit $L = 1 \text{ m}$

Hauteur du bac d'aspiration :

on fixe la hauteur de l'axe de la pompe à 150 mm à partir du radier

Hauteur de l'axe de la pompe = 100 mm + 50 mm (sole de fixation)

Pour éviter certains phénomènes liés au vortex, on se fixe la hauteur d'eau au delà de l'axe de la pompe aux environs de 250 mm, ce qui revient à avoir :

$$H_{\min} = 150 + 250 = 400 \text{ mm}$$

Pour avoir des dispositions constructives pratiques on prévoit une hauteur du bac supplémentaire de 150 mm pour ne pas avoir de débordement. Donc la hauteur totale du bac serait :

$$H = 150 + 250 + 100 + 150 = 650 \text{ mm}$$

3. Calcul des manometres

La mesure de la difference de pression entre le refoulement et l'aspiration sera assurée par un manometre differentiel à mercure, et la mesure de la cavitation sera assurée par un simple manometre à air libre.

Le diaphragme sera doté d'un manometre differentiel à mercure et d'un manometre à eau.

Manometre differentiel à mercure

Un manometre differentiel nécessite la mesure des niveaux de mercure dans les deux branches de celui-ci, donc ce qui augmente le nombre de mesures et l'accumulation des erreurs de lecture. Pour ce, on a opté pour un manometre avec seulement une branche pour la lecture, dans l'autre branche, de section nettement plus grande, la variation du niveau de mercure est négligeable par rapport à la branche de petit diametre.

Considerons le manometre representé ci apres, le volume de mercure déplacé dans la branche 2 est:

$$V = \pi \frac{d^2}{4} \cdot h$$

Ce volume est egal à celui déplacé dans le recipient 1

$$V = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \Delta h$$

L'équation de continuité donne:

$$\frac{\pi d^2}{4} h = \frac{\pi D^2}{4} \Delta h.$$

ce qui permet d'écrire :

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{d^2}{D^2}$$

Le diamètre intérieur de la branche 2 est de 7mm, et si l'on considère que l'erreur relative $\frac{\Delta h}{h}$ soit de l'ordre de 0,5%, nous aurons :

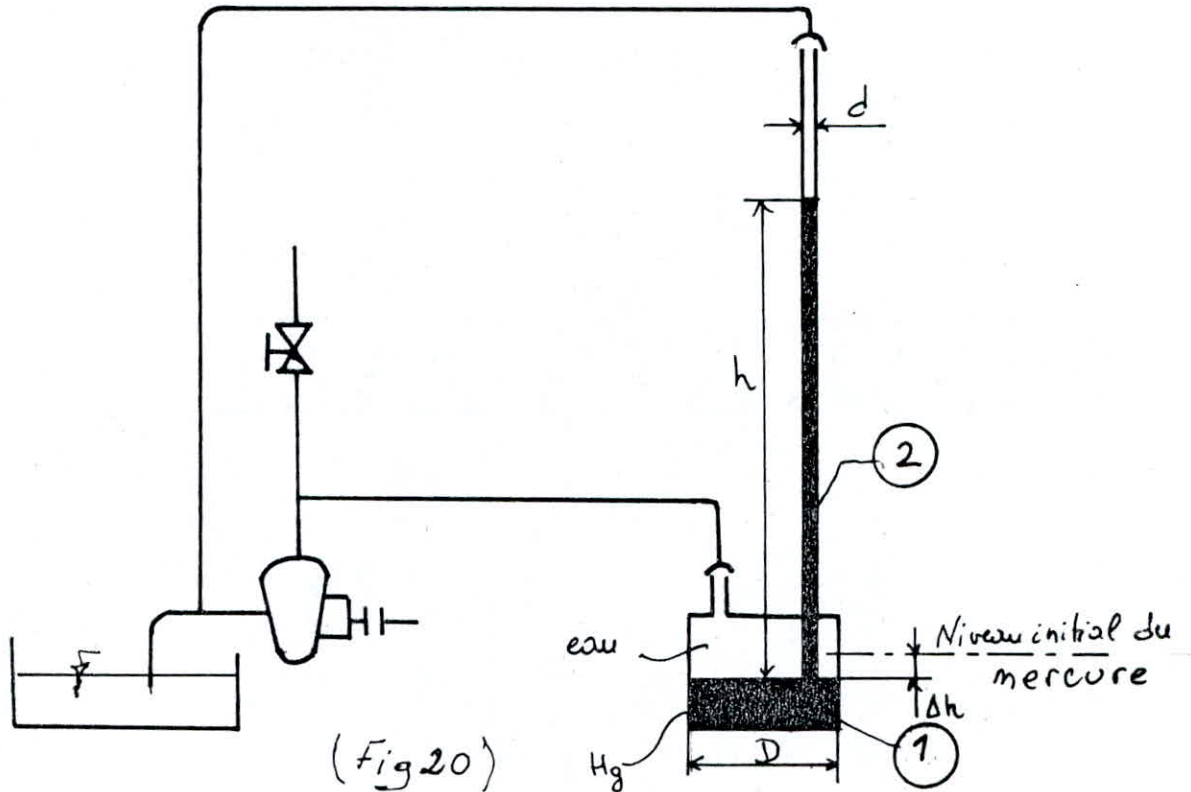
$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{7^2}{D^2} = 0,005$$

soit :

$$D = \sqrt{\frac{7^2}{0,005}} = 98,99 \text{ mm}$$

En prenant $D = 100 \text{ mm}$, l'erreur relative est :

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{7^2}{100^2} = 0,49\%$$



Donc en négligeant la variation de mercure dans le récipient 1, on ne fait qu'une erreur de 0,5% sur la hauteur h , ce qui est une bonne approximation.

Au cours de notre essai, la différence maximale des niveaux de mercure se situait aux environs de 1300 mm et la différence minimale se situait aux environs de 800 mm. Pour cela, on prendra donc une branche de 1600 mm de hauteur à partir du fond du récipient.

Le volume de mercure mis en jeu est :

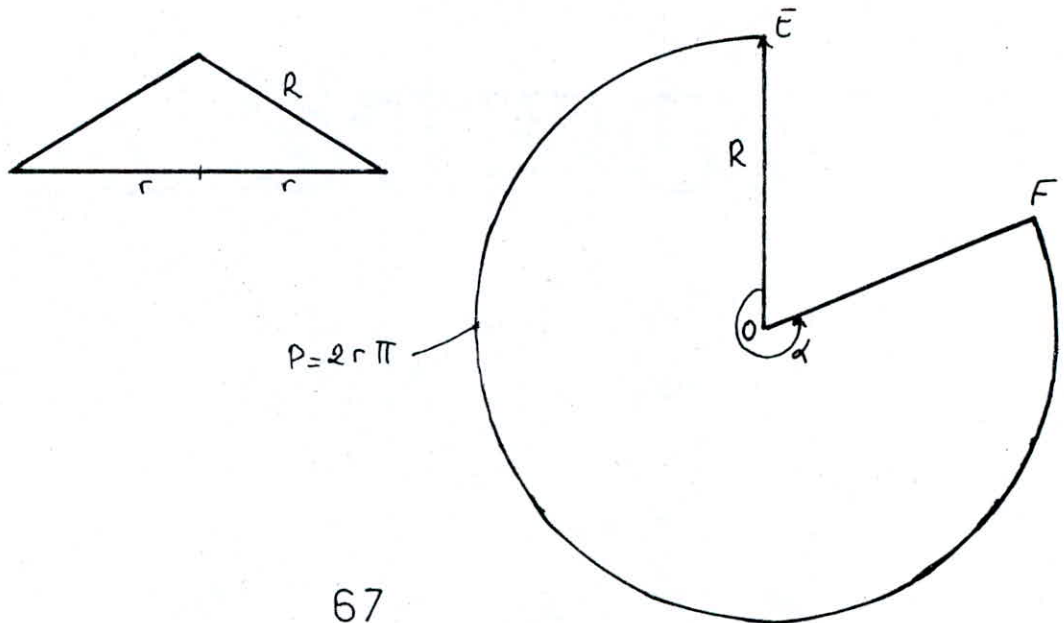
$$160 \cdot \pi \cdot \frac{0,7^2}{4} = 61,6 \text{ cm}^3$$

On prendra donc 65 cm³ de mercure

Pour permettre l'évacuation des bulles d'air, susceptibles d'être retenues dans le récipient, il convient de choisir une forme conique pour sa partie supérieure.

La forme de cette partie est obtenue comme suit

Soit r le rayon de la base de ce cône



Pour obtenir une forme conique comme indiqué ci-dessus, il suffit de découper une plaque circulaire de rayon R , ete la partie EOF, relier les deux points E et F et enfin souder la plaque le long des arêtes OE et OF.

L'angle α est donné par la relation suivante :

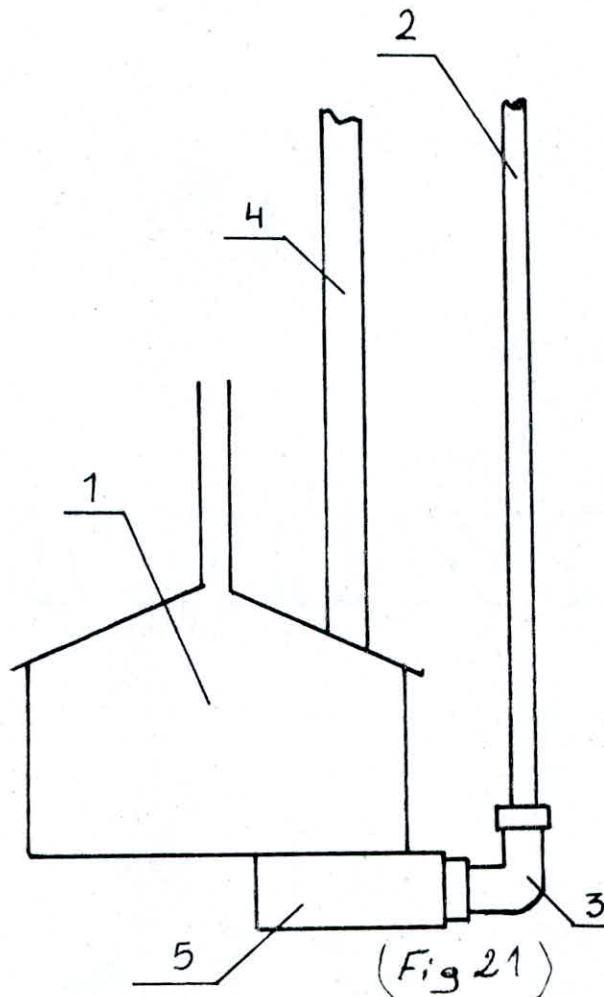
$$\alpha = \frac{2r \cdot \pi}{R}$$

Pour le manomètre considéré

$$r = \frac{104}{2} = 52 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$R = 55,06.$$



1: Recipient en acier soudé

2: Tube en verre

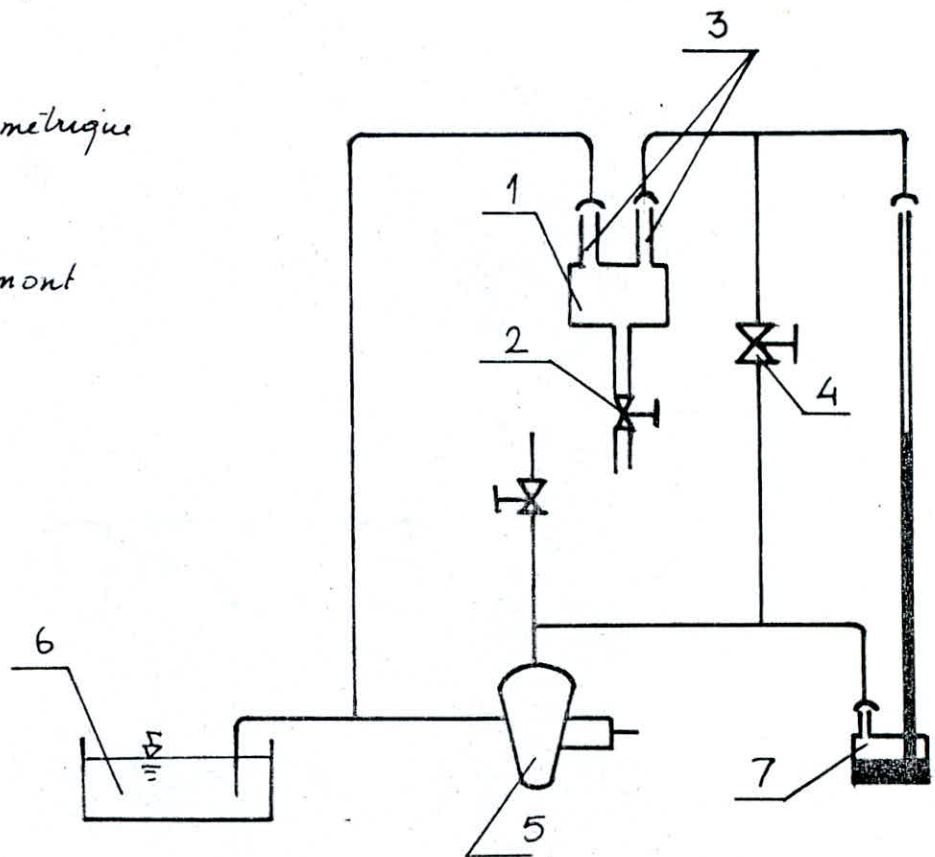
3: Coude "Union" en acier

4: Support en acier

5: Raccord

On a constaté lors de l'essai provisoire que le mercure du manomètre a tendance à passer dans la tuyauterie de l'aspiration lorsque l'on ferme rapidement le robinet manométrique reliant les deux branches. Pour éviter un tel inconvénient on prévoit un dispositif de récupération du mercure, qui sera constitué d'un robinet de vidange 2 d'un réservoir 1 de capacité suffisante pour retenir le mercure, et de 2 tubulures 3, l'une reliée au manomètre, l'autre à la tuyauterie d'aspiration.

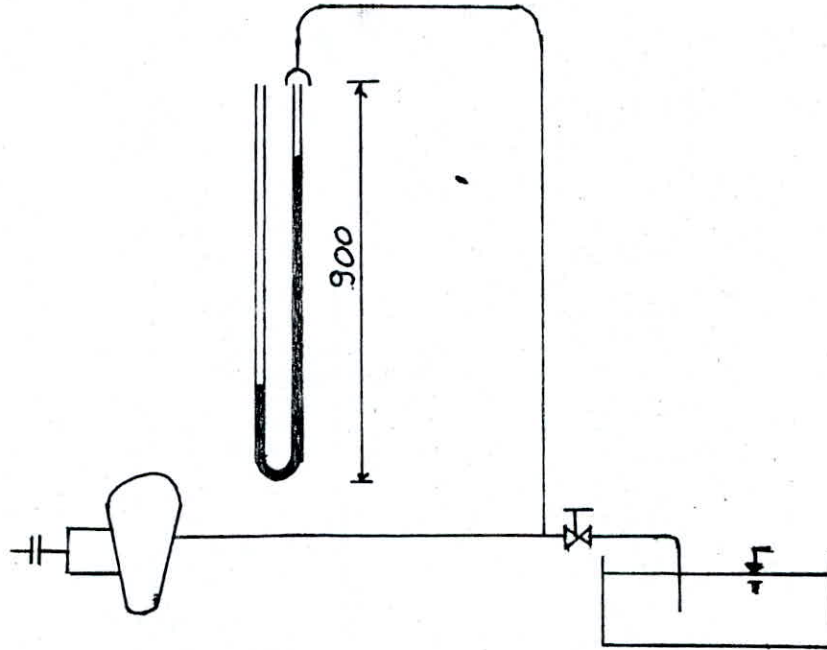
- 1 Réservoir de récupération
- 2 Robinet de récupération
- 3 Tubulure
- 4 Robinet manométrique
- 5 Pompe
- 6 Réservoir amont
- 7 Manomètre



(Fig 22)

Manomètre à mercure à air libre

Le manomètre utilisé dans les mesures de la cavitation est un tube en verre coudé en "U". Chaque branche aura une hauteur de 90cm. Le diamètre intérieur du tube de verre est de 10mm.



(Fig 23)

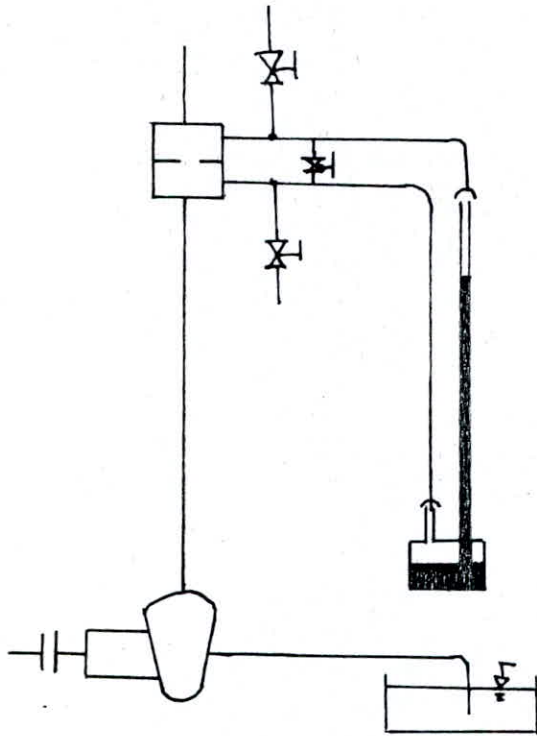
Manomètres du diaphragme

Deux types de manomètres sont à envisager :

- Manomètres à mercure pour les forts débits ;
- Manomètres à eau pour les faibles débits .

Le manomètre différentiel à mercure sera de même

conception que celui décrit précédemment mais cette fois ci, le tube de verre aura une longueur de 800 mm



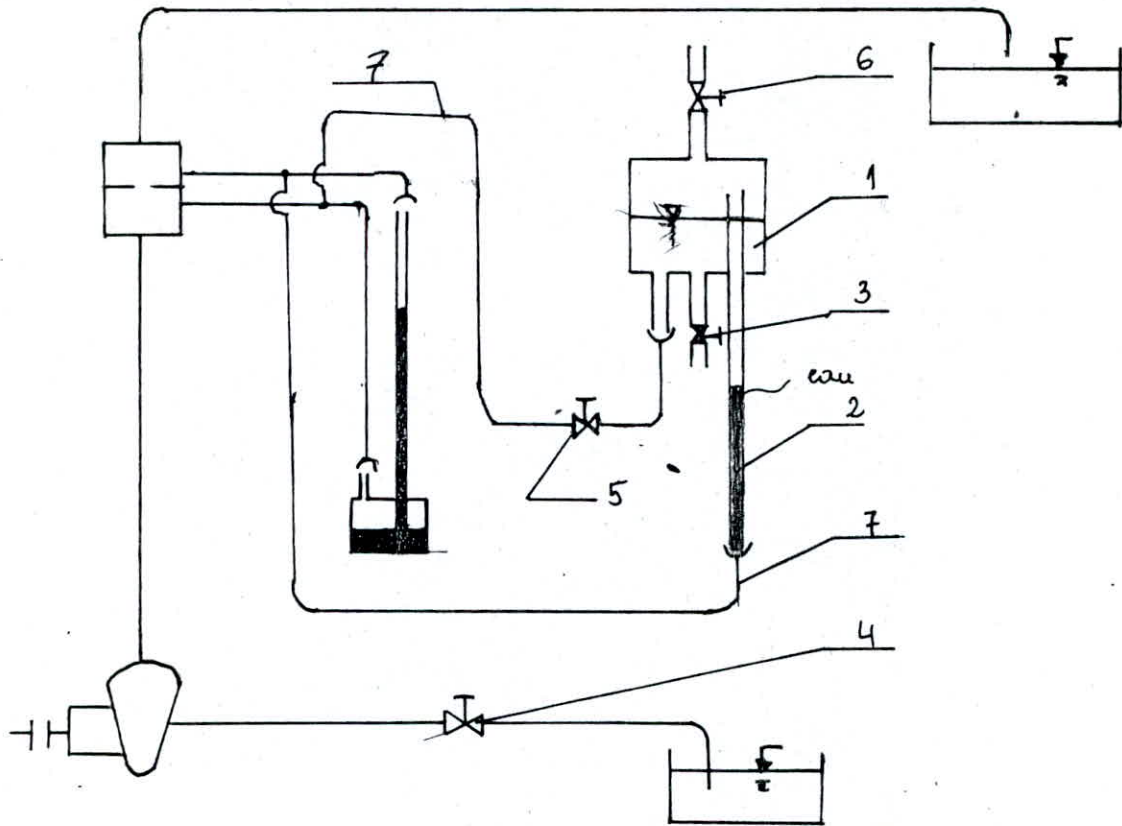
(Fig 24)

Pour les faibles valeurs du débit, on est amené à utiliser un autre manomètre placé en parallèle avec celui ci. Il permettra de prendre les faibles différences de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme.

C'est les niveaux de l'eau dans ce dernier qui donneront la différence de pression dans le diaphragme.

Ce manomètre sera constitué d'un réservoir en plexiglass de 250 cm^3 de volume, et d'un tube piezométrique également

en plexiglass de 0,7 metre de long, et des robinets de vidange, de robinets d'arrêt.



(Fig 25)

- | | |
|------------------------------------|--------------------|
| 1 Reservoir de 250 cm ³ | 5 Robinet d'arrêt |
| 2 Tube piézométrique | 6 Robinet de purge |
| 3 Robinet de vidange | 7 Raccordement |
| 4 Robinet d'arrêt | |

4. CALCUL DU DIAPHRAGME

Les différentes dimensions d'un diaphragme sont régies par 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). Cette norme stipule le respect strict des relations suivantes:

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

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

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,005 D \leq e \leq 0,02 D \\ E \leq 0,05 D \end{array} \right.$$

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

$$E \leq 0,05 D$$

$$30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$$

$$d \geq 12,5$$

$$0,23 \leq \beta \leq 0,8$$

$$\beta = \frac{d}{D} \text{ (Rapport des diamètres)}$$

On tient compte aussi des relations suivantes :

$$\frac{f-D}{D} \cdot \frac{c}{D} \cdot 100 \leq \frac{0,1}{0,1 + 2,3 \beta^4}$$

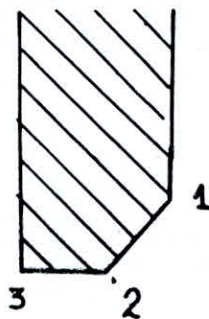
$$c \leq 0,5 D$$

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

$$f \geq 2a$$

$$g \cdot h \geq \frac{7 \cdot b \cdot a}{2}$$

Il est recommandé d'avoir des arêtes vives dans les points 1, 2 et 3 du diaphragme



Regimes d'utilisation:

le rapport des diamètres β dépend du regime d'utilisation, donc du nombre de Reynolds

$$Re_D = \frac{C_0 \cdot D}{\nu}$$

β	Re_D
0,23 - 0,45	5000 - 10^8
0,45 - 0,77	10 000 - 10^8
0,77 - 0,80	20 000 - 10^8

Ce rapport dépend également de la rugosité relative admissible ($\frac{k}{D} \cdot 10^4$) dans la conduite amont sur une longueur de $10D$

β	$\leq 0,30$	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,45	0,50	0,60	0,70	0,80
$\frac{k}{D} \cdot 10^4$	25	18,1	12,9	10,0	8,3	7,1	5,6	4,9	4,2	4,0	3,9

Si toutes les conditions citées plus haut sont strictement respectées dans la réalisation du diaphragme alors le coefficient de débit C est donné par la relation suivante:

$$C = 0,5959 + 0,0312 \beta^{2,1} - 0,1840 \beta^3 + 0,0029 \beta^{2,5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,75}$$

La perte de charge provoquée par ce diaphragme est donnée par:

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

Remarques:

Pour le calcul des autres systèmes de primogenes, on applique la même formule de débit mais avec un coefficient de débit spécifique à chaque système:

- Tuyère à entrée arrondie :

$$C = 0,9965 - 0,00653 \beta^{0,5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,5}$$

ou bien :

$$C = 0,9965 - 0,0053 \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,5}$$

- Venturi - Tuyère :

$$C = 0,9858 - 0,196 \beta^{4,5}$$

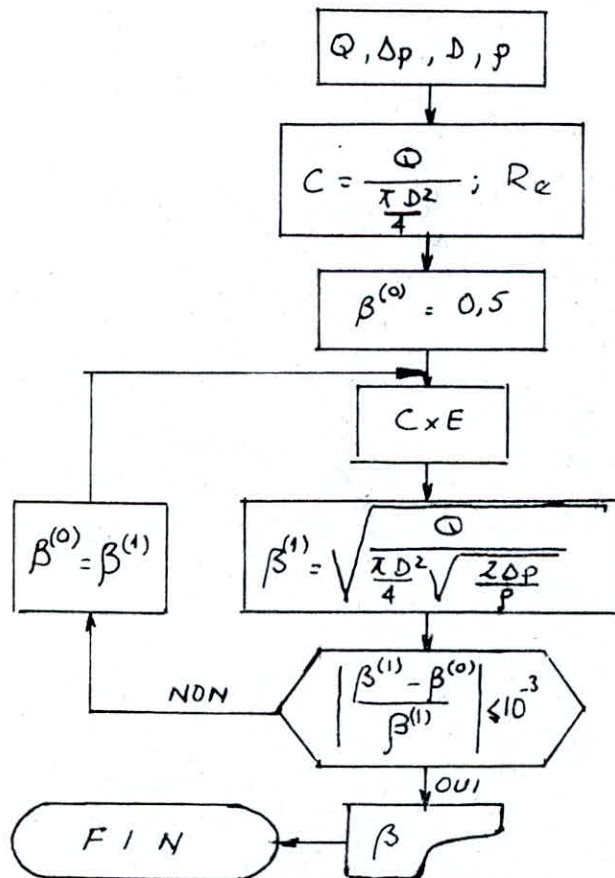
- Venturi à entrée conique :

$$C = 0,984 \quad (\text{Fonte ou tôle soudée})$$

$$C = 0,995 \quad (\text{Surface intérieure usinée})$$

En fait β dépend du débit, de la différence de pression du diamètre et de la densité du liquide sous le diaphragme

Nous avons utilisé le procédé de calcul ci dessous pour la détermination de β .



la méthode classique permettant la détermination classique de β consiste à déterminer analytiquement la valeur du produit $C.E.\beta^2$; Ce produit est donné par la relation :

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

On rappelle que :

C est le coefficient de débit

E est le coefficient de la vitesse d'approche

Il suffit donc d'établir la courbe $C.E.\beta^2 = f(\beta)$ pour déterminer graphiquement la valeur de β .

Il est évident que la première méthode de calcul de β donne des résultats plus fins; c'est donc par cette méthode que nous avons obtenus les résultats donnés par le programme BASIC ci dessous

$$\beta = 0,4886$$

$$Re = 82760,58$$

$$d = 2,448 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

soit $d = 25 \text{ mm}$ (diamètre normalisé); alors :

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{25}{50} = 0,50$$

Pour une telle valeur de β , le nombre de Reynolds est compris entre 10.000 et 10^8 , la rugosité relative admissible est égale à $4,9$ (voir tableau), c'est à dire $k = 0,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

```

list
10 REM*****
20 REM CALCUL D'UN DIAPHRAGME
30 REM*****
40 INPUT "Debit Max(m3):";Q
50 INPUT "Difference de pression max:";DP
60 INPUT "Diametre de la conduite(m):";D
70 INPUT "densite (kg/m3):";RO
80 PI=3.14159265#
90 LET C=Q/(D^2*PI/4)
100 LET RE=C*D*1000000!
110 LET BETA =.5
120 LET CE=.5959+.0312*BETA^2.1-.184*BETA^8
130 LET CE=CE+.0029*(100000!/RE)^.75*BETA^2.5
140 LET CE=CE/SQR(1-BETA^4)
150 LET BETAI=SQR(4*Q/D^2/PI/CE/SQR(2*DP/RO))
160 IF ABS(BETAI-BETA)/BETA>.00001 THEN LET BETA=BETAI:GOTO 120
170 PDC=(1-CE*BETA^2)/(1+CE*BETA^2)*DP
180 PRINT
190 PRINT
200 PRINT"*****"
210 PRINT"      CALCUL D'UN DIAPHRAGME          *"
220 PRINT"      *****                          *"
230 PRINT"*****"
240 PRINT"*Beta=";BETA;"          *"
250 PRINT"*Re=";RE;"              *"
260 PRINT"*d=";BETA*D;" (m)      *"
270 PRINT"*D=";D;" (m)              *"
280 PRINT"*Dp=";DP;" (Pa)         *"
290 PRINT"*Ro=";RO;" (kg/m3)      *"
300 PRINT"*Perte de charge=";PDC;" (Pa)          *"
310 PRINT"*****"
320 END

```

Ok

run

```

Debit Max(m3):? 0.00325
Difference de pression max:? 61803
Diametre de la conduite(m):? 0.05
densite (kg/m3):? 1000

```

```

*****
*      CALCUL D'UN DIAPHRAGME          *
*      *****                          *
*****
*Beta= .4896573          *
*Re= 82760.58           *
*d= 2.448287E-02 (m)    *
*D= .05 (m)             *
*Dp= 61803 (Pa)         *
*Ro= 1000 (kg/m3)      *
*Perte de charge= 45785.57 (Pa)      *
*****
Ok

```

Recapitulation

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

$$a = 1 \text{ mm}$$

$$e = 1 \text{ mm}$$

$$E = 2 \text{ mm}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

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

$$f = 2 \text{ mm}$$

$$D = b = 50 \text{ mm}$$

$$g \cdot h = 80 \text{ mm}^2$$

$$g = 10 \text{ mm}$$

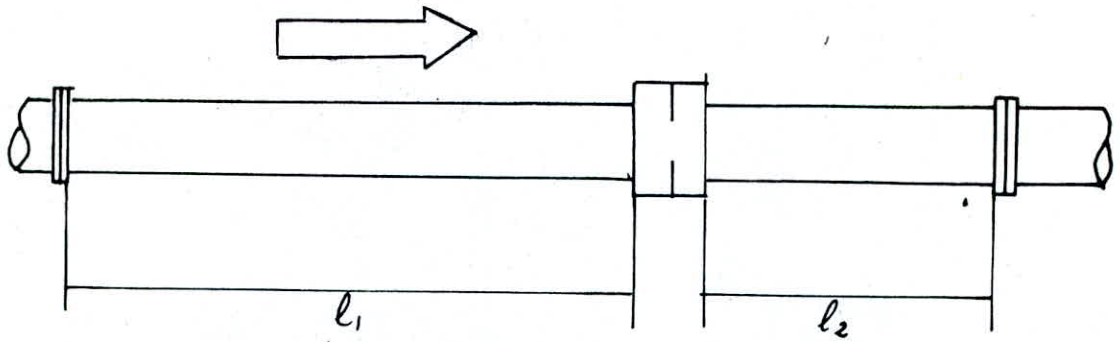
$$h = 8 \text{ mm}$$

Mise en place d'un diaphragme dans l'installation

Dans un système de conduites, les accessoires provoquent des perturbations dans l'écoulement. Dans le cas d'un diaphragme on doit respecter les distances minimales entre le diaphragme et l'accessoire le plus proche.

Soyent l_1 et l_2 respectivement les longueurs minimales des conduites en amont et en aval du diaphragme sans accessoires sur ces conduites.

Le tableau qui suit donne les valeurs à respecter du rapport $\frac{l_1}{D}$ et $\frac{l_2}{D}$ en fonction de β



β	l_1/D	l_2/D
0,20	34	4
0,25	34	4
0,30	34	5
0,35	36	5
0,40	36	6
0,45	38	6
0,50	40	6
0,55	44	6
0,60	48	7
0,65	54	7
0,70	62	7
0,75	70	8
0,80	80	8

Dans le cas où l'installation ne permet pas l'utilisation

de conduites longues, on est amené à utiliser le tableau des longueurs réduites. Dans ce cas on ajoute $\pm 0,5\%$ d'erreur de mesure supplémentaire

β	l_1/D	l_2/D
0,20	17	2
0,25	17	2
0,30	17	2,5
0,35	18	2,5
0,40	18	3
0,45	19	3
0,50	20	3
0,55	22	3
0,60	24	3,5
0,65	27	3,5
0,70	31	3,5
0,75	35	4
0,80	40	4

Erreur du coefficient du débit (C)

β	$\frac{\sigma_c}{C}$
$0,23 \leq \beta \leq 0,60$	0,6%
$0,60 \leq \beta \leq 0,80$	$\beta\%$

La position du diaphragme dans notre futur zone d'essai est donnée par le dernier tableau, on aura donc :

$$\beta = 0,50 \quad \Rightarrow \quad \frac{l_1}{D} = 20 \quad ; \quad \frac{l_2}{D} = 3$$

$$D = 0,05 \text{ m}$$

D'où

$$l_1 = 1,0 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,15 \text{ m}$$

III CALCUL DU CIRCUIT DE MESURE

On a vu au paragraphe du chapitre que le phénomène de cavitation peut se produire au niveau de la roue de la pompe si le débit critique est atteint. Nous nous sommes intéressé à une éventuelle existence de ce phénomène au niveau du diaphragme vu qu'il y a une grande différence de pression entre l'amont et l'aval de cet instrument. La méthode préconisée est le tracé de la ligne piézométrique le long du circuit de mesure et de comparer les pressions minimales avec la tension de vapeur saturante ($p_s = 2400 \text{ B}$)

Le tracé de la ligne piézométrique implique le calcul des pertes de charge occasionnées par les différents éléments constitutifs du circuit de mesure

ESTIMATION DES PERTES DE CHARGE A DEBIT MAXIMUM

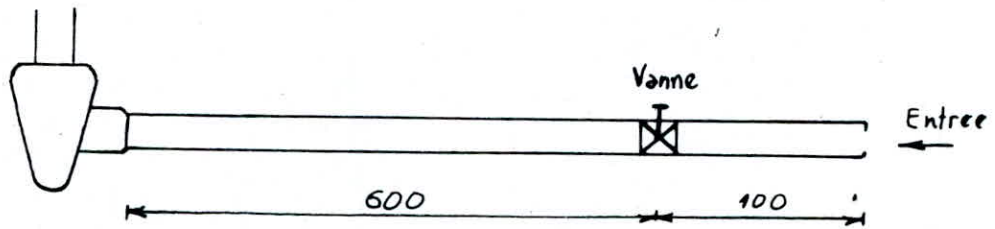
$$Q = 1,3 Q_{opt}$$

$$= 1,3 \times 2,5$$

$$Q = 3,25 \text{ l/s}$$

Pour les petites installations (notre cas), il faut prendre les valeurs de ξ (coefficient de charge) les plus importantes.

LES PERTES DE CHARGE A L'ASPIRATION



a. Les pertes de charge singulieres

$$\Delta h_s = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}$$

+ A l'entrée de la conduite éloignée de la paroi

A l'aide de memento des pertes de charge (IDELCIK) on peut estimer la valeur de " ξ_{ent} " (page 89 ; Chap III ; Diagr. 3.1)

$$D_h = \frac{4F_0}{\pi_0} = \frac{4\pi \cdot \frac{D^2}{4}}{\pi D} = D$$

$$D_h = 35 \text{ mm.}$$

$$\text{Donc } \frac{b}{D_h} > 0,5 \iff \xi = f(\delta_1/D_h)$$

$$\text{or: } \frac{\delta_1}{D_h} = \frac{4}{35} = 0,114$$

$$\text{Alors: } \xi = 0,5$$

Dans ce cas Δh_{s1} à l'entrée est :

$$\Delta h_{s1} = \xi_{ent} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$\text{or } v = \frac{Q_{max}}{S}$$

$$\Delta h_{s1} = \xi \cdot \frac{Q^2}{2g \cdot S^2} = 0,5 \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\left[\pi \left(\frac{35}{4} \right)^2 \right]^2 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{s1} = 0,29 \text{ m}$$

+ A la vanne (IDELCIK, page 337; chap IX; Diagr 9,2)

$$\frac{h}{D} = 1 \quad (\text{vanne complètement ouverte})$$

$$\text{D'où : } \xi = 0,15$$

Δh_{s2} à la vanne sera :

$$\Delta h_{s2} = \xi_v \frac{V^2}{2g} = 0,15 \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\left[\pi \left(\frac{0,035}{2} \right)^2 \right]^2 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{s2} = 0,087 \text{ m}$$

b. Les pertes de charges linéaires :

$$\Delta h_L = \frac{\lambda L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Pour les parois lisses ($D=0$), on peut estimer λ (coefficient de perte de charge par unité de longueur de la conduite) à 0,020.

+ Pertes de charge entre l'entrée de la conduite et la vanne

$$(l = 100 \text{ mm})$$

$$\Delta h_{L1} = \frac{\lambda L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,020 \frac{0,1}{0,035} \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,035}{4} \right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L1} = 0,033 \text{ m}$$

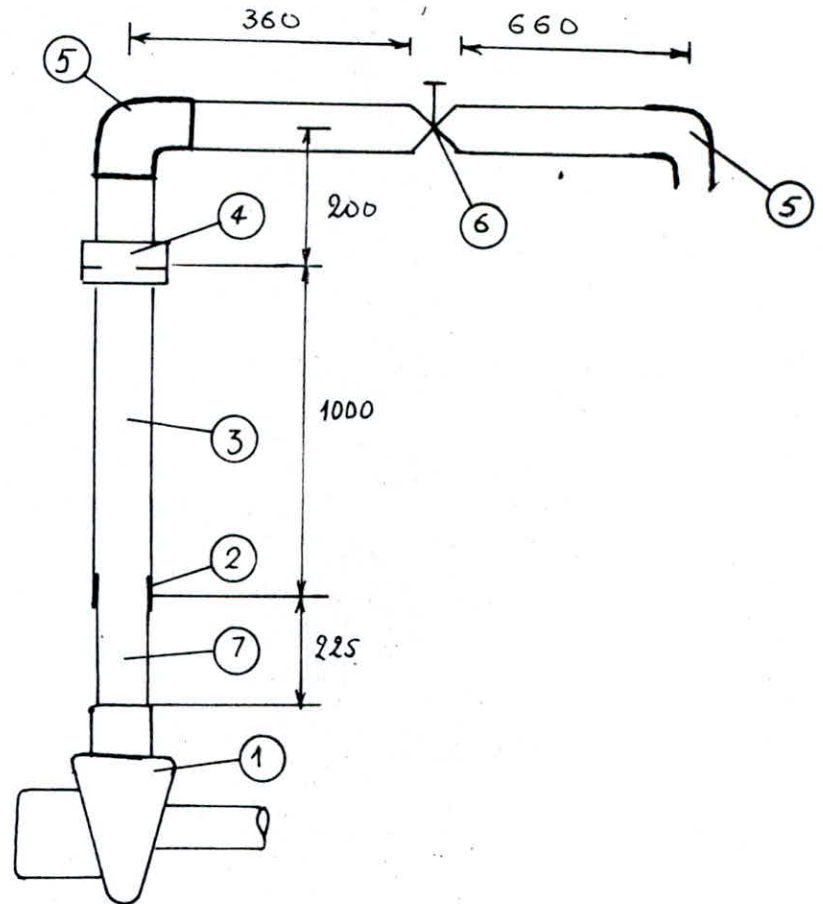
+ Pertes de charge entre la vanne et la pompe

$$\Delta h_{L2} = \frac{\lambda L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,020 \frac{0,6}{0,035} \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,035}{2} \right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L2} = 0,199 \text{ m}$$

LES PERTES DE CHARGE DANS LA CONDUITE DE REFOULEMENT

- ① Pompe
- ② Elargissement de la Conduite
- ③ Conduite $\Phi 50$
- ④ Diaphragme
- ⑤ Coudes
- ⑥ Vanne de réglage du débit
- ⑦ Conduite $\Phi 30$



Tuyauterie de refoulement

a. Les pertes de charge singulieres

$$\Delta h_s = \sum \frac{v_2^2}{2g}$$

$$\text{avec } v_2^2 = \frac{Q_{\max}^2}{S^2}$$

$$\Delta h_s = \sum \frac{Q^2}{2g \cdot S^2}$$

+ Elargissement brusque avec repartition des vitesses uniforme

(IDELCIK page 122 ; Chap IV ; Diagr. 4,1)

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{30}{50} = 0,6$$

d'au : $\xi = 0,16$ (Sans deflecteurs)

$$\Delta h_{s_1} = \xi \frac{v^2}{2g} = 0,16 \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{s_1} = 0,17 \text{ m}$$

+ Vanne :

Les pertes de charge provoquées par la vanne dans la conduite au refoulement sont déduites de la courbe de la ligne piézométrique. Elles dépendent donc de la charge estimée pour le débit optimum

+ Coudes :

L'estimation du coefficient de perte de charge ξ

est : $\xi = 1,5$

$$\Delta h_s = 1,5 \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_s = 1,6 \text{ m}$$

b. Les pertes de charges linéaire

Pour les canalis lisses on prend $\lambda = 0,020$

$$\Delta h_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

+ Pertes de charge entre la pompe et l'élargissement brusque :

$$\Delta h_{L_1} = 0,020 \cdot \frac{0,225}{0,03} \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L_1} = 0,021 \text{ m}$$

+ Pertes de charge entre l'élargissement brusque et le diaphragme

$$\Delta h_{L_2} = 0,020 \cdot \frac{1}{0,03} \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L_2} = 0,72 \text{ m}$$

+ Pertes de charge entre le diaphragme et le premier coude :

$$\Delta h_{L_3} = 0,020 \cdot \frac{0,2}{0,03} \cdot \frac{(2,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L_3} = 0,14 \text{ m}$$

+ Pertes de charge entre le coude et la vanne :

$$\Delta h_{L_4} = 0,020 \cdot \frac{0,36}{0,03} \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L_4} = 0,26 \text{ m}$$

+ Pertes de charge entre la vanne et le deuxième coude :

$$\Delta h_{L_5} = 0,020 \cdot \frac{0,66}{0,03} \cdot \frac{(3,25 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,03}{2}\right)^4 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta h_{L_5} = 0,47 \text{ m}$$

Les pertes de charge sont calculées à débit maximum, étant donné qu'elles sont proportionnelles au carré du débit, elles sont donc maximales pour un tel débit :

$$J = A Q^2$$

où J sont les pertes de charge.

TRACE DE LA LIGNE PIEZOMETRIQUE

L'origine de la ligne piézométrique dépend du niveau d'eau dans le bac d'aspiration, vu que ce niveau d'eau varie suivant le régime de fonctionnement de la pompe. Nous prendrons le niveau minimum comme référence ; c'est le cas le plus favorable à la cavitation.

La différence de pression (ΔP) au niveau du diaphragme est de 6,18 m, et les pertes de charge (ΔP) provoquées par celui-ci sont de 4,5 m.

Dans ce qui suit, nous nous intéressons à la vérification de la possibilité de la mesure de la cavitation pour le débit optimum $Q_{op} = 2,5 \text{ l/s}$.

Cette vérification se fait en connaissant la valeur du $NPSH_r$ requis pour ce débit.

Pour ce, nous avons pris en considération une pompe ayant presque les mêmes caractéristiques. La courbe du $NPSH_r$ requis nous donne pour $Q_{op} = 2,5 \text{ l/s}$ une charge de 3 m ($NPSH_r = 3 \text{ m}$).

Or nous avons :

$$NPSH_r = NPSH_d = \frac{P_0}{\rho \cdot g} - H_a - h'a - \frac{P_s}{\rho \cdot g}$$

$\frac{P_s}{\rho \cdot g}$ négligeable

Les pertes de charge ($h'a$) sont la somme des pertes de charge linéaires et singulières :

$$h'a = h'av + h'ae + h'ent$$

avec :

$h'av$: pertes de charge au niveau de la vanne d'aspiration ;

$h'ae$: pertes de charge linéaires dans la conduite d'aspiration

$h'ent$: pertes de charge à l'entrée de la conduite d'aspiration.

$h'a$ est calculé comme suit :

$$h'a = -NPSH + \frac{P_0}{\rho \cdot g} - H_a$$

$$h'a = -3 + 10 + 0,25 = 7,25 \text{ m}$$

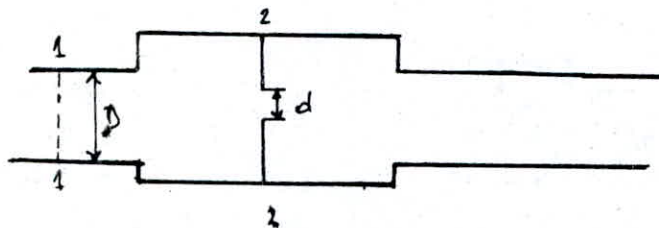
et : $h'av = h'a - h'ae - h'ent$

$$h'av = 7,25 - 0,14 - 0,17 = 6,9 \text{ m}$$

Les pertes de charges au niveau du diaphragme sont :

$$\Delta P = \frac{1 - C \cdot \epsilon \cdot \beta^2}{1 + C \cdot \epsilon \cdot \beta^2} \Delta P$$

Appliquons l'équation de Bernoulli entre les sections 1 et 2 du diaphragme :



$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{C_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{C_2^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Donc:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g} + \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

c'est à dire:

$$\frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{1 - C \cdot \bar{\epsilon} \beta^2}{1 + C \cdot \bar{\epsilon} \beta^2} \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Après simplification:

$$\frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{(C_2^2 - C_1^2)(1 + C \cdot \bar{\epsilon} \beta^2)}{4 \cdot g \cdot C \cdot \bar{\epsilon} \beta^2} = \frac{\frac{16 Q^2}{\pi^2} \left(\frac{1}{D^4} - \frac{1}{D^6} \right) (1 + C \cdot \bar{\epsilon} \beta^2)}{4 \cdot g \cdot C \cdot \bar{\epsilon} \beta^2}$$

Nous avons : $\frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = 4,58 \text{ m}$

et $\Delta p = 3,34 \text{ m}$

Le tracé du graphe de la ligne piézométrique montre une variation des pertes de charge de la vanne au refoulement, la mesure de la cavitation est donc faisable.

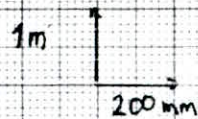
Remarque:

A débit maximum ($Q_{\max} = 3,25 \text{ l/s}$) il n'y a pas de cavitation au niveau du diaphragme.

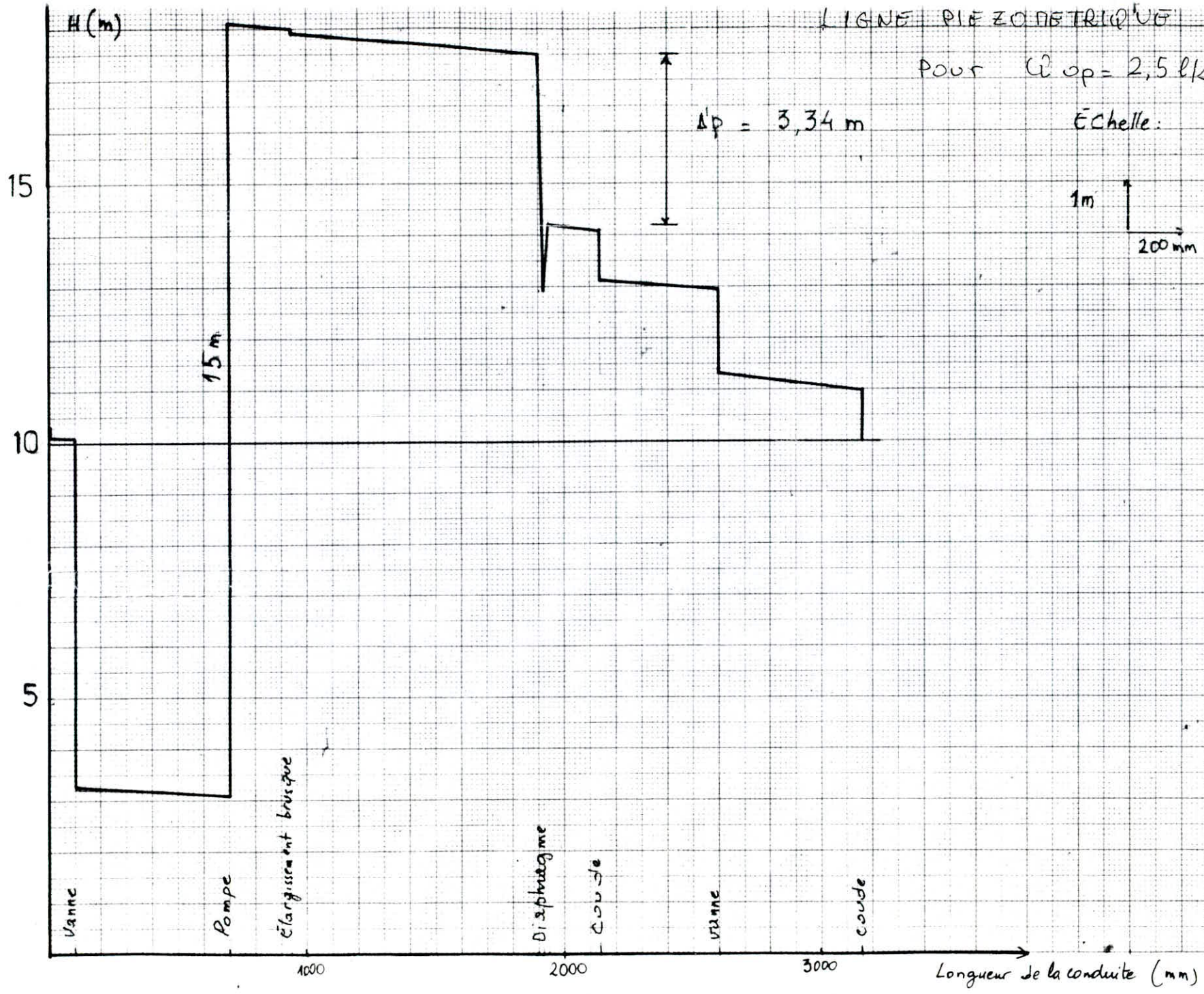
LIGNE PIEZOMETRIQUE

Pour $Q_p = 2,5 \text{ l/s}$

Echelle:

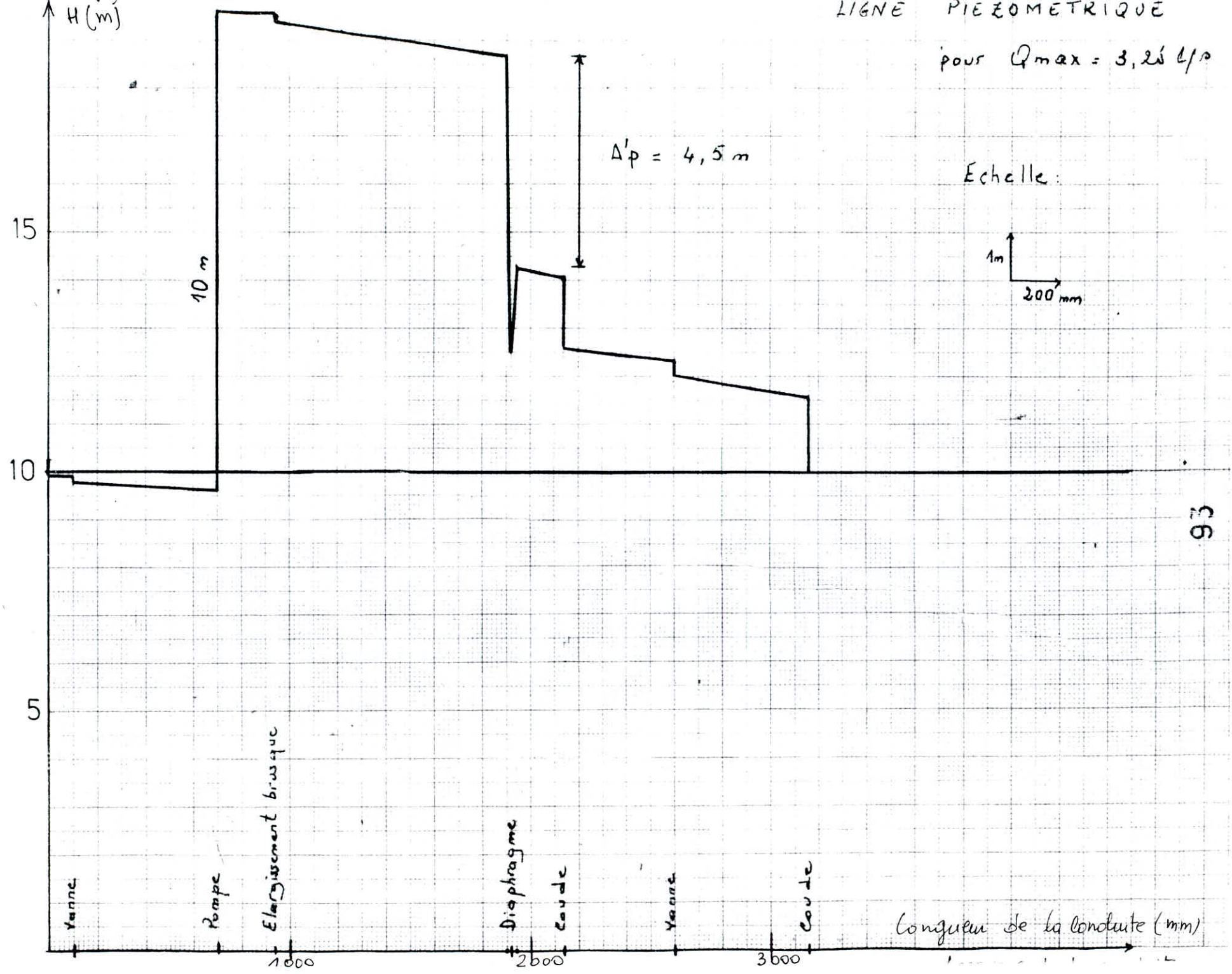


$\Delta p = 3,34 \text{ m}$



LIGNE PIEZOMETRIQUE

pour $Q_{max} = 3,26 \text{ l/s}$



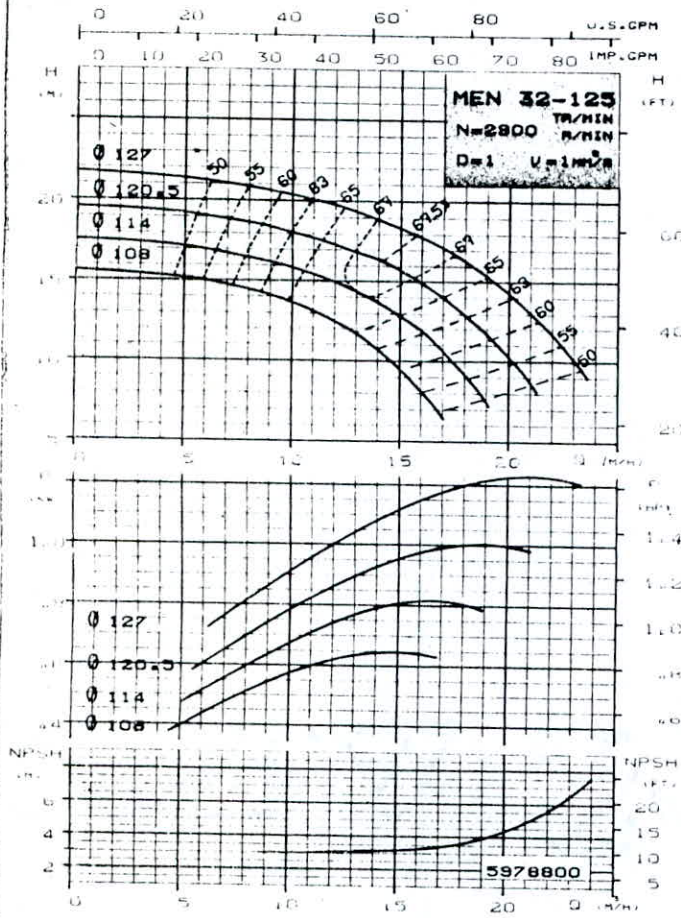


Courbes caractéristiques
Characteristic curves

MEN

2 900 tr/min
2,900 r/min

C 4



IV. Elaboration de la méthode de mesure :

1 Mesure du débit

a. Etalonnage du bac de mesure :

On doit définir expérimentalement la relation donnant le volume d'eau dans ce bac en fonction de la hauteur d'eau dans le tube piézométrique.

La manipulation consiste à verser un volume d'eau v , à l'aide d'un récipient de capacité connue avec exactitude (2 à 5 l), et relever le niveau d'eau g correspondant à l'aide de la règle dans le tube piézométrique.

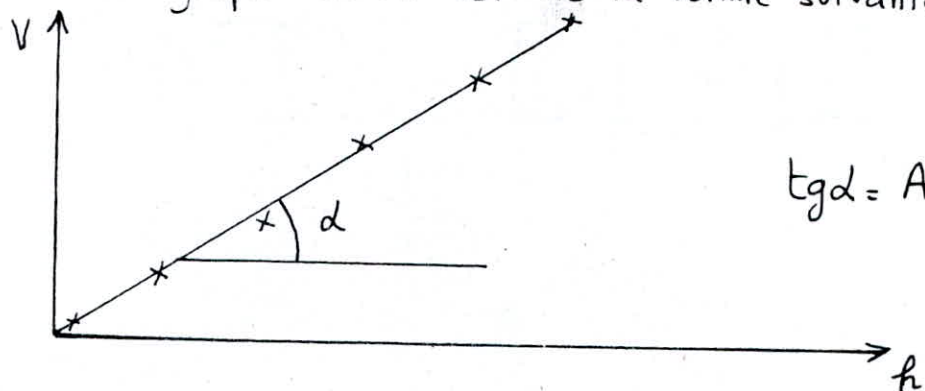
A chaque quantité d'eau additionnée, on relève la hauteur d'eau. Pour une bonne précision, il est conseillé de prendre 20 à 30 couples de mesure (V, h).

L'ensemble des couples de valeurs (V, h) ainsi obtenu sera reporté dans un tableau et sur un graphe $V = f(h)$.

V : volume accumulé.

h : hauteur du niveau d'eau.

Généralement le graphe obtenu est de la forme suivante.



La pente de la droite, A obtenue est le coefficient de volume.

$$\Delta V = A \cdot \Delta h$$

b. Mesure du débit :

Lorsque la pompe débite Q , à l'instant t_0 , on relève h_0 .

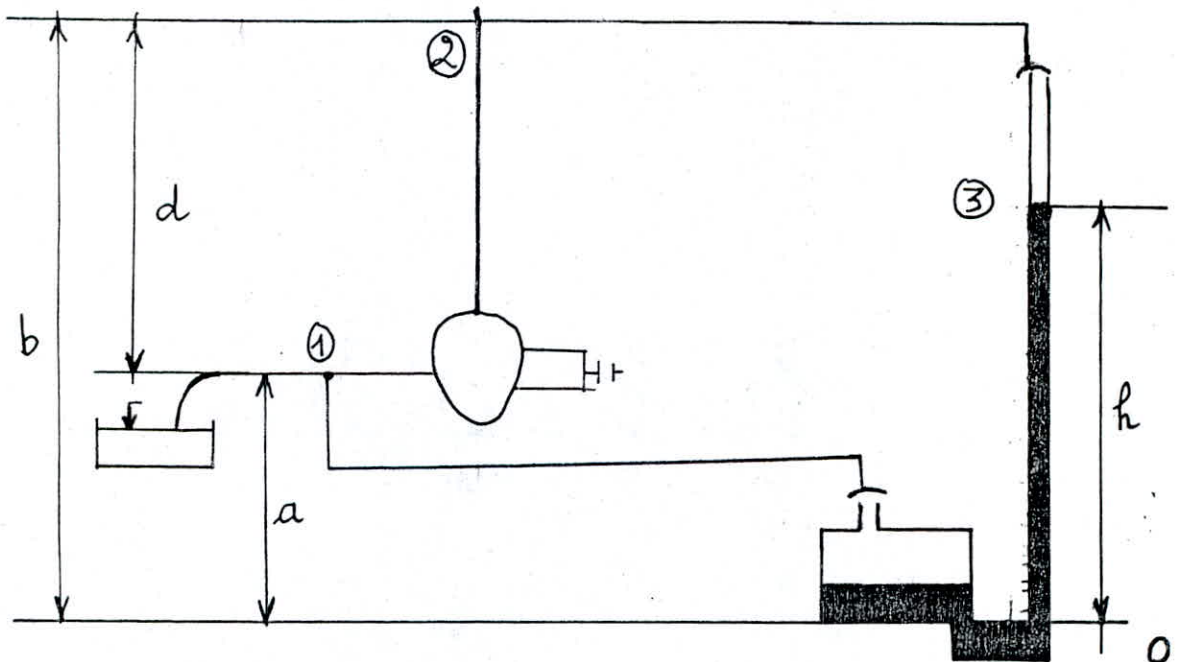
Après un temps t_i on relève la hauteur correspondante h_i .

Le débit de la pompe est donné par la relation :

$$Q_i = A \frac{h_i - h_0}{t_i - t_0}$$

i : indice correspondant à chaque position de la vanne de refoulement.

2. Mesure de la hauteur manométrique totale H_{mt} :



(Fig 27)

La hauteur manométrique totale de la pompe, est donnée en faisant le bilan manométrique suivant :

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= P_1 + \rho g a \\ P_0 &= P_3 + \rho_{Hg} g h \\ P_3 &= P_2 + \rho g (b-h) \end{aligned} \right\} \Rightarrow P_1 + \rho g a = P_2 + \rho_{Hg} g h$$

d'où $P_1 - P_2 = \rho g (b-a) + g h (\rho_{Hg} - \rho)$

$$\Delta P = \rho g d + \rho g h \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho} - 1 \right)$$

On en déduit :

$$H_{mt} = \frac{\Delta P}{\rho g} = d + h \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho} - 1 \right) + \frac{G_2^2}{2g} - \frac{G_1^2}{2g}$$

G_2 et G_1 sont respectivement la vitesse de l'eau à la sortie et à l'entrée de la pompe.

3. Mesure de la puissance absorbée :

La puissance absorbée est lue directement sur le wattmètre branché au préalable comme indiqué dans le paragraphe 3.1.3 .

4. Mesure de la vitesse de rotation :

La vitesse de rotation est lue directement sur un tachymètre en contact avec l'arbre tournant de la pompe.

5. Rendement du groupe électro-pompe :

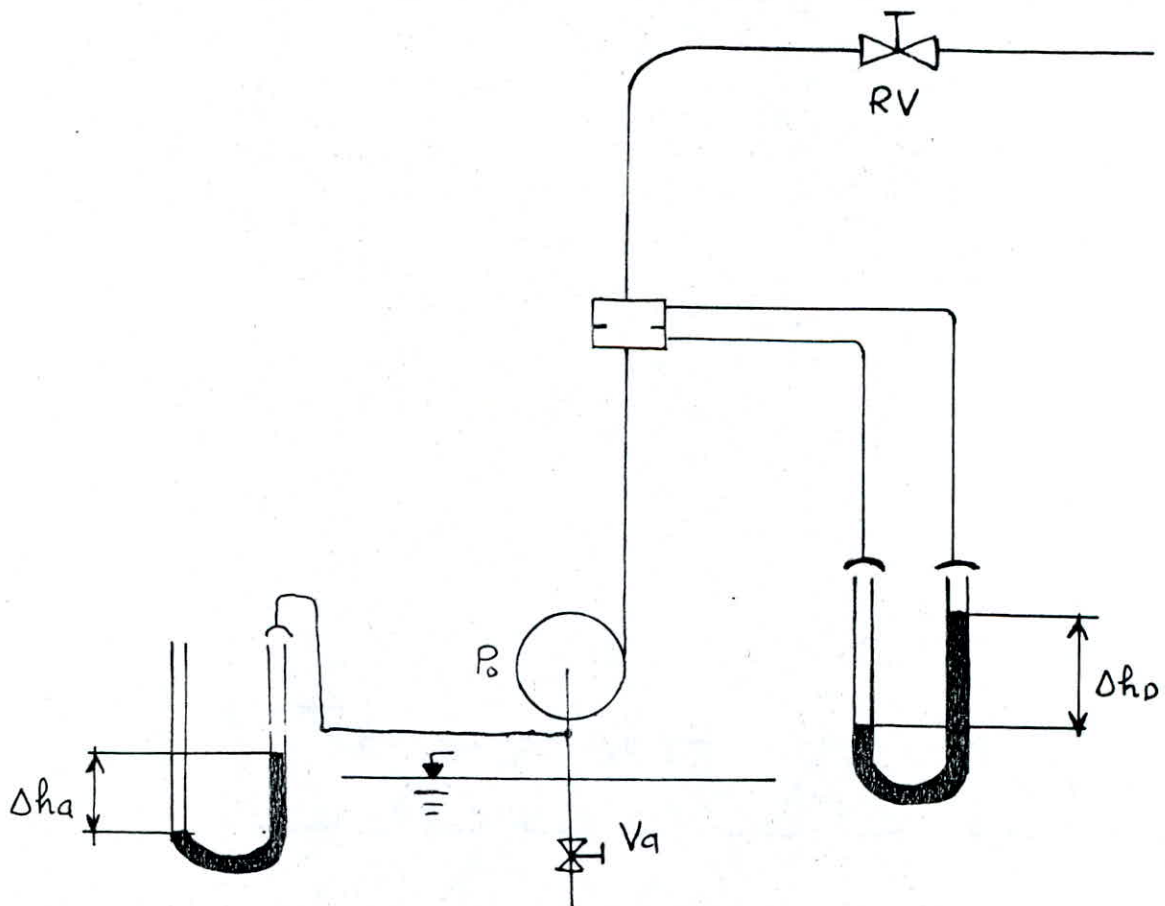
Le rendement du groupe est calculable par l'équation $\eta = \frac{Q H_{mt} \cdot 100}{102 P}$

$$Q : [l/s] ; H_{mt} [m] ; P [Kw] ; \eta [%]$$

6. Mesure de la cavitation :

La mesure de la cavitation consiste à maintenir constant le débit refoulé et à faire varier la hauteur de l'aspiration et ce en créant des pertes de charge dans cette conduite en fermant le robinet-vanne placé sur celle-ci jusqu'à obtention du point critique.

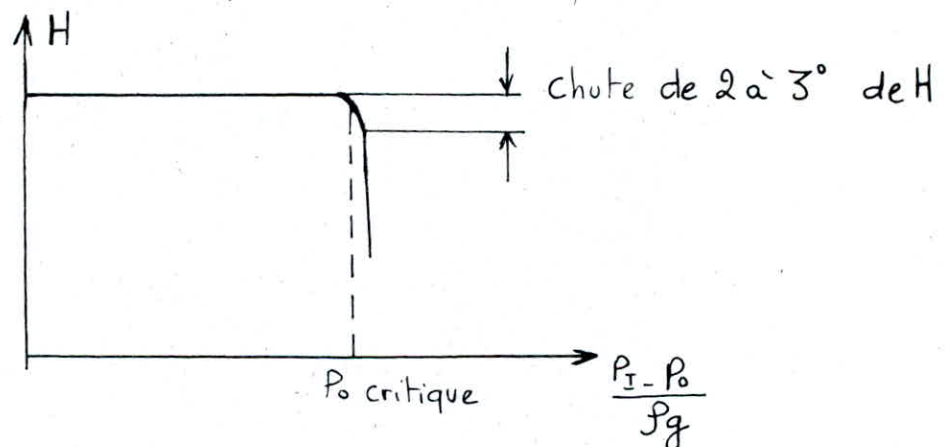
On procédera de la même façon pour déterminer les points critiques suivants avec différentes valeurs du débit maintenu constant.



(Fig 28)

Pratiquement, on procédera comme suit :

1. démarrer la pompe
 2. purger les manomètres
 3. la vanne d'aspiration (V_a) doit être entièrement ouverte.
 4. à l'aide de la vanne au refoulement, on fixe le débit Q voulu à l'aide du diaphragme (c'est à dire Δh_0 maintenue cte)
 5. prendre Δh_a , puis calculer $(P_I - P_a)$
 6. déterminer la hauteur de la pompe H :
- $$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + h_2 - h_1$$
7. la valeur de H sera portée sur le diaphragme suivant :

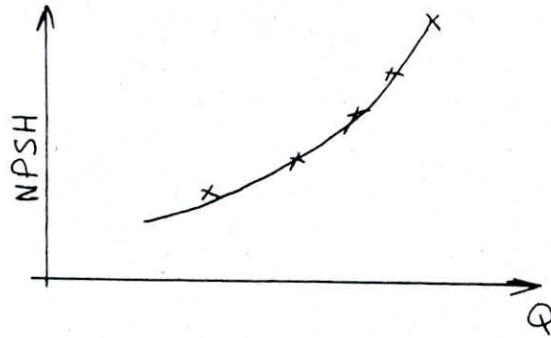


A partir de P_0 critique, on peut calculer la charge critique

$$\left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right) C_r$$

8. Pour d'autres Δh_0 différents, donc de débits différents, on recalcule P_0 critique et la charge critique γ correspondant.

9. Etablir la courbe $NPSH = f(Q)$



Nota: Fonctionnement du manomètre à air (pour les faibles débits)
On ferme les deux robinets reliés au manomètre différentiel à mercure et on ouvre simultanément les robinets de vidange et de purge. Dans ce cas la pression dans le manomètre à air est la pression atmosphérique.
On ferme ensuite ces deux derniers robinets, et on ouvre le robinet relié à la haute pression. A l'intérieur de la conduite la pression relative est proche de 0,5 bar, ce qui implique que la pression absolue (= pression relative + pression atmosphérique) est de 1,5 bar.
On ouvre alors le deuxième robinet pour la lecture de la différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme, ce qui est en fait la différence de niveau d'eau dans le manomètre à air.

$$P_1 - P_2 = \Delta h \cdot \rho \cdot g$$

7. Erreur du coefficient de débit C :

Nous avons vu que le coefficient de débit C dépend de β et que si β est compris entre 0,23 et 0,6, on estime

l'erreur relative sur ce coefficient $(\frac{\Delta C}{C})$ à 0,6%, et que si β est compris entre 0,6 et 0,8, on estime cette erreur $(\frac{\Delta C}{C})$ à la valeur même de β .

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

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \left[\left(\frac{\Delta CE}{CE} \right)^2 + 4 \left(\frac{\beta^4}{CE} \right)^2 \left(\frac{\Delta D}{D} \right)^2 + 4 \left(1 + \frac{\beta^4}{CE} \right)^2 \left(\frac{\Delta d}{d} \right)^2 + 4 \left(\frac{\Delta \rho P}{\rho P} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)^2 \right]^{1/2}$$

A partir d'une mesure de grande précision, on peut estimer $\Delta D = \Delta d = 0$

Les valeurs de $\Delta \rho P$ et ΔP doivent être estimées par l'utilisateur

CONCLUSION

La conception de ce banc d'essai a été étudiée dans le but de faciliter les différentes manipulations, s'y afférentes et ce par l'adjonction de certains éléments tels que :

- manomètres à une branche de lecture seulement au lieu de deux.
- siphons de vidange au lieu de vannes, ce qui réduit les manœuvres d'ouverture ou de fermeture.
- diaphragme donnant la valeur du débit instantané au lieu de l'utilisation de deversoir.
- un nombre de mesures réduit au minimum.

Un tel banc d'essai permet de réaliser un maximum de tests donnant les caractéristiques de la pompe.

Le manque de place au sein de notre laboratoire nous a contraint à opter pour un banc d'essai mobile, de gabarit réduit et ne demandant pas de modifications structurales du laboratoire.

BIBLIOGRAPHIE

KOVATS A, de DESMUR

Pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges
et axiaux, 2^e éd. DUNOD, 1962

DUPONT, A

Hydraulique Urbaine, tome 2
4^{ème} éd., Eyrolles, 1979

IDEL'CIK, I.E

Memento des pertes de charge
Eyrolles, 1969

Adam T. TROSKOLANSKI

Les turbopompes, théorie, tracé,
construction, Eyrolles, 1977

