

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et
de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



وزارة التعليم العالي
والبحث العلمي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

En vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur
d'État en Génie Mécanique

Thème :

**MISE EN ŒUVRE DE MESURES NECESSAIRES
POUR LA REALISATION DE MANIPULATIONS
SUR LE BANC D'ESSAI «TURBINE PELTON» DU
LABORATOIRE D'HYDRAULIQUE**

Présenté par : BENSAAD Djihed

BOULEBNANE Ahmed

Dirigé par : BENNOUR Hocine

LATRÈCHE Mohamed

Junin 2013

Ecole Nationale Polytechnique : 10, Avenue Hassen Badi BP182 El-Harrach

الموضوع: تشغيل منظومة عنفة "بلتون".

الملخص: يتمثل هذا المشروع في تشغيل منظومة هيدروليكية متوقفة عن العمل منذ عدة سنوات، و تشمل على منضدة تجارب لعنفة "بلتون" مدعومة بمضخة طاردة، و قد أعدنا كذلك الوثائق التي تسمح باستخدام هذه المنظومة و تحسينها المستقبلي.
الكلمات المفتاحية: عنفة بلتون، مضخة طاردة،

Sujet : Mise en marche d'une installation de la turbine « Pelton »

Résumé : Ce projet consiste à démarrer une installation hydraulique qui n'a pas fonctionné depuis plusieurs années, elle comporte essentiellement un banc d'essai de la turbine PELTON alimentée par une pompe centrifuge ; on a établi aussi une documentation de l'installation permettant son utilisation et développement future.

Mots clés : turbine Pelton, pompe centrifuge.

Subject: start-on of a PELTON Turbine installation.

Abstract: Starting a hydraulic installation is the main purpose of this work.

The installation has been not used for many years, consists of a PELTON turbine supplied with pressurized water by a centrifugal pump, documentation has been also prepared, and that allows the use and future development of this installation.

Keywords : PELTON Turbine, centrifugal pump.

Remerciements

Nous remercions avant tout Dieu le tout puissant de nous avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Au terme de ce travail, nous tenons à remercier tous les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique qui ont contribué à notre formation d'ingénieur et en particulier ceux du Département du Génie Mécanique.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à nos encadreurs : Mr H.BENNOUR, Mr M.LATRECHE pour leurs précieux conseils et leur disponibilité tout au long de la réalisation de ce mémoire, ainsi que pour l'intérêt qu'ils ont toujours porté à l'égard de notre travail.

Nous remercions tout particulièrement Mr BENZJADA du département de génie hydraulique pour l'aide qu'il nous a si généreusement accordé.

Nous tenons à remercier les électriciens de l'Ecole particulièrement SAJD technicien du département de l'hydraulique, le professeur Ahmed-Zaid, sans oublier le personnel du département de Génie Mécanique qui a mis à notre disposition tous les moyens disponibles à son niveau.

Nous remercions une autre fois Mr S.BENZJADA d'avoir accepté de présider notre jury et monsieur ATTOUCHJ d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

Que tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce projet trouvent ici le témoignage de notre reconnaissance

À tous nos camarades de la promotion 2013, nous disons un très grand merci.

Dédicaces

À mes très chers parents.

À mes deux chères grandes mères.

À mes frères Mehdi et Mimou, à mes sœurs Sara et Rayane.

À toute la famille spécialement mon cousin Kader.

À tous mes amis : Abdou, Hamdane, Mohammad, Chawki, Riad, Slimane, Zaki, Ahmed, Salah, Wassim, abd errezak.

À Sofiane, Madjid, Gouteur, Saad.

Je dédie ce modeste travail

B.Djihed

Dédicaces

A ma très chère mère et à mon cher père.

A ma chère grande mère et cher grand père.

A toute ma famille (mes frère : Abdou, Yacine, Mohcene, mes sœur, Nasro, Hamouda, Hakim, Brahim mes oncles et tantes).

A tous mes amis : Hamdane, Moha shan gay, Abdou Alessandro, chawki fachawkis, Riad, Slimane, Ziko, Ahmed, Salah, wassim, Omar.

Zinou demdoun, zoba, Khaled, Amar, Khairi, Rida, Minou, Bila lcarli, Nabile, Radwane, fayçal, l gat, Momo, tous les gens de CARAVANING.

Je dédie ce modeste travail

B.Ahmed

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Turbine Pelton à commande manuelle de l'aiguille	3
Figure I.2 : Vue en coupe de l'installation de la turbine	4
Figure I.3 : Frein de prony FP58 à patins autolubrifiants	5
Figure I.4 : Vue de profil du frein de Prony	6
Figure I.5 : Vue de face du frein de Prony	7
Figure I.6 : Pompe centrifuge du banc d'essai étudié	8
Figure I.7 : Moteur asynchrone triphasé	8
Figure I.8 .variateur de vitesse électromagnétique	9
Figure II.1 : Définition du couple	10
Figure II.2 : Couple de deux forces	11
Figure II.3 : Frein de Froude	14
Figure II.4 : Frein à courants de Foucault	16
Figure II.5 : Schéma du frein de prony	17
Figure II.6 : Répartition des débitmètres dans l'industrie (BAKER 1988)	18
Figure II.7 : Schéma de principe d'un débitmètre à turbine	19
Figure II.8 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre ultrasonique	21
Figure II.9 : Principe de fonctionnement du tube de Pitot	22
Figure II.10 : Tube de Pitot	23
Figure II.11 : Schéma de principe d'une sonde annubar	24
Figure II.12 : Principe du Rotamètre	25
Figure II.13 : Formes de ludions utilisés dans les rotamètres	25
Figure II.14 : Débitmètre à vanne mobile	25
Figure II.15 : Élément Déprimogène	26
Figure II.16 : Tube de Venturi classique	29
Figure II.17 : Tuyère ISA 1932	29
Figure II.18 : Tuyère à long rayon	30
Figure II.19 : Schéma d'un diaphragme	31
Figure II.20 : Déversoir rectangulaire sans contraction latérale	31
Figure III.1 : La conduite forcée est alimentée, mais l'aiguille ne bouge pas sur le cadran du débitmètre	36
Figure III. 2 : Photo montrant le blocage du mécanisme qui commande le mouvement de l'aiguille du cadran du débitmètre	37

Figure III.3 : Etat du cylindre où loge le mécanisme de commande de l'aiguille du débitmètre avant nettoyage et graissage	38
Figure III.4 : Extraction du mercure du dispositif de mesure du débit	39
Figure III.5 : Position de l'élément déprimogène avec les sorties des prises de pression avant son démontage	40
Figure III.6 : Position de l'élément déprimogène dans la canalisation après son démontage	41
Figure III.7 : Les prises de pression de l'élément déprimogène sont bouchées	41
Figure III.8 : Position de l'élément déprimogène et les prises de pression à l'intérieur de la canalisation	42
Figure III.9 : Manomètre qui mesure la hauteur effective à l'entrée de la turbine Pelton	43
Figure III.10 : Système de prise de pression démonté	44
Figure III.11_1 : Démontez la vanne du circuit de refroidissement	45
Figure III.11_2 : Dévissez le volant du frein	45
Figure III.11_3 : Retirez les vis et la butée du frein qui se trouve à sa partie inférieure puis retourner le frein complètement	46
Figure III.11_4 : Dévissez les vis qui retiennent les axes et les anneaux, puis retirez les axes	46
Figure III.11_5 : Retirez enfin les sabots	47
Figure III.12 : Réalisation des patins par usinage du bois pour leur faire épouser la forme des sabots	48
Figure III.13 : Fixation des patins en bois sur les sabots du frein	49
Figure IV.1 : Courbe donnant le débit du déversoir en fonction de la hauteur de la nappe au-dessus de la crête	53
Figure IV.2 : Tube en "U" monté sur l'élément déprimogène	54
Figure IV.3 : Courbes caractéristiques de la pompe pour différentes vitesses de rotation	57
Figure IV.4 : Courbes de rendement de la pompe pour différentes vitesses de rotation ..	58
Figure IV.5 : Courbes d'iso-rendements de la pompe centrifuge	58
Figure IV.6 : Courbes caractéristiques de la pompe pour une vitesse de rotation $N = 1450$ tr/mn	59
Figure IV.7 : Courbe caractéristique de la conduite pour différentes vitesses de rotation et pour une même ouverture de la vanne de réglage du débit	60
Figure IV.8 : Hauteur nette H en fonction du débit volumique Q	62
Figure IV.9 : Vitesse de rotation N de la turbine en fonction du débit volumique Q	63

Figure IV.10 : Couple C en fonction de la vitesse de rotation N	64
Figure IV.11 : Couple C en fonction du débit volumique Q	64
Figure IV.12 : Courbe du rendement pour une vitesse de 800 tr/min	65

Liste des tableaux

Tableau AII.1 : résultats et calculs du TP du déversoir

Tableau AII.2 : résultats et calcul des pertes lors du TP du déversoir

Tableau AII.3 : calcul des erreurs pour confirmer la relation de Hegly

Tableau AII.4 : calcul du coefficient de décharge C

Tableau AII. 5-10 : résultats des essais de la pompe pour les différentes vitesses de rotation

Tableau AII. 11-16 : tableaux des calculs effectués à partir des mesures obtenues

Tableau AII.17 : mesures obtenues avec le frein complètement desserré

Tableau AII.18 : mesure obtenu pour un débit fixe

Tableau AII.19 : mesures de couples avec le frein bloqué

Tableau AII.20 : mesures et calculs des Puissances et rendements de la turbine pour N=800 tr/min

NOMENCLATURE

Symboles	Unités	Significations
C	N.m	Couple
M_0	N.m	Moment du point O
Q_m	Kg.s^{-1}	Débit massique
Q_v	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	Débit volumique
ρ	Kg.m^3	Masse volumique
S	m^2	Section de la conduite
m		Coefficient du débit
l	m	Largeur d'écoulement sur le déversoir
L	m	Largeur d'écoulement en amont du déversoir
P	m	Pelle : distance entre le seuil de crête et le sol
h	m	Hauteur au-dessus de la crête
g	m.s^{-2}	Gravité
Q_{vol}	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	Débit volumique calculé avec le bassin
V	m^3	Volume mesuré avec le bassin
T	s	Temps de remplissage du bassin
h_0	m	Hauteur initiale lu sur le limnimètre
ΔQ_{vol}	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	Pertes du débit volumique
ΔV	m^3	Volume des pertes
P_a	Pa	Pression à l'entrée de l'élément déprimogène
P_b	Pa	Pression au col
v_a	m.s^{-1}	Vitesse à l'entrée de l'élément déprimogène
v_b	m.s^{-1}	Vitesse au col

S_a	m^2	section à l'entrée de l'élément déprimogène
S_b	m^2	Section au col
P	W	puissance
X	m	hauteur finale mesurée par le limnimètre dans le bassin
X_0	m	hauteur initiale mesurée par le limnimètre dans le bassin
Q_{dev}	l/s	Débit volumique mesuré au déversoir
ε		Erreur
β		Rapport des diamètres de l'élément déprimogène
<i>HMT</i>	m	Hauteur manométrique total
N	Tr/min	Vitesse de rotation
P(abs)	W	Puissance absorbée par la pompe
P(fournie)	W	Puissance fournie par la pompe
η		rendement
x	m	Bras de levier
M	Kg	Masse
<i>P(arbre)</i>	W	Puissance transmise par la turbine
P(eff)	W	Puissance effective à l'entrée de la turbine
P_{man}	bar	Pression manométrique
<i>H_{eff}</i>	m	Hauteur effective
$Q_{dép}$	l/s	Débit mesuré avec l'élément déprimogène
h1	M	Hauteur lue au limnimètre
P_{re}	Bar	Pression au refoulement
P_{as}	Bar	Pression d'aspiration

Sommaire

INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
CHAPITRE I : Présentation de l'installation et description de ses éléments	
I.1 Introduction	3
I.2 Turbine Pelton type TP 58	3
I.2.1 Caractéristiques	3
I.2.2 Frein de mesure pour la Turbine Pelton	5
I.3 Frein de type Prony FP 58	5
I.4 Pompe centrifuge	7
I.4.1 Définition	7
I.4.2 La pompe centrifuge	8
I.5 Moteur électrique asynchrone	8
I.6 Variateur de vitesse électromagnétique	9
I.7 Conclusion	9
CHAPITRE II : Eléments de théorie sur l'installation utilisés sur le banc d'essai	
II.1 Introduction	10
II.2 Dynamométrie	10
II.2.1 La force et le couple : quelques rappels	10
II.2.2 Définitions Pertinentes	11
II.2.3 Unités de mesure	12
II.2.4 Appareils de mesure de puissance	13
II.3 Dynamomètre	13
II.3.1 Dynamomètres à absorption	13
II.3.2 Types de dynamomètres	14
II.3.2.1 Frein de Froude	14
II.3.2.2 Frein à Courants de Foucault	15
II.3.2.3 Frein de Prony	16

II.4 Mesure du débit	18
II.4.1 Différents types de débitmètres	19
II.4.1.1 Débitmètre à turbine	19
II.4.1.2 Débitmètre à ultrasons	20
II.4.1.2 Débitmètres utilisant la pression dynamique	22
II.4.1.3 Débitmètre à section variable	24
II.4.1.3 Débitmètres à pression différentielle	26
II.4.2 Déversoirs	31
II.4.2.1 Définition	31
II.4.2.2 Déversoir rectangulaire sans contraction latérale	31
II.4.2.3 Déversoir rectangulaire avec contraction latérale	32
II.5 Conditionneur d'écoulement (redresseur)	33
II.6 Conclusion	33
 CHAPITRE III : identification systématique des défaillances et actions de	
remédiations	
III.1 Introduction	34
III.2 État de l'installation au début du projet	34
III.3 Travaux effectués	35
III.3.1 Armoire électrique	35
III.3.2 Essai du moteur à vide	35
III.3.3 La pompe	35
III.3.4 Dispositif de mesure de débit de la conduite forcée	36
III.3.4.1 Première intervention sur le dispositif	37
III.3.4.2 Deuxième intervention sur le dispositif	38
III.3.5 Élément déprimogène	39
III.3.5.1 Intervention sur l'élément déprimogène	40
III.3.6 Vanne de décharge	42
III.3.7 Circuit de refroidissement du frein	42

III.3.7.1 Intervention sur le circuit de refroidissement du frein	43
III.3.8 Manomètre positionné à l'entrée de la turbine Pelton	43
III.3.8.1 Intervention sur les voies de communication reliant le manomètre à la conduite	44
III.3.9 Le frein de Prony	44
III.3.9.1 Procédure de démontage	44
III.3.9.2 Réparation et dépannage du frein	47
III.3.9.3 Première tentative pour confectionner les patins	47
III.3.9.4 Deuxième tentative pour confectionner les patins	48
III.3.9.5 Troisième tentative pour confectionner les patins	48
III.3.9.6 Ultime intervention sur le frein	49
III.3.10 Vidange et nettoyage du réservoir	49
III.4 Conclusion	50
CHAPITRE IV : Exploitation de l'installation : essais, résultats, interprétations	
IV.1 Introduction	51
IV.2 Validation de la formule de Hegly	51
IV.2.1 Procédure de calcul	51
IV.3 Calcul du débit avec l'élément déprimogène	53
IV.4 Conduite des essais sur le banc de la pompe centrifuge	55
IV.4.1 Procédure d'essai	55
IV.4.2 Calculs effectués à partir des mesures obtenues	56
IV.4.3 Calcul de la hauteur manométrique totale de la pompe	56
IV.4.4 Calcul de la puissance absorbée par la pompe	56
IV.4.5 Calcul de la puissance fournie par la pompe	56
IV.4.6 Calcul du rendement de la pompe	56
IV.5 Conduite des essais sur le banc de la turbine Pelton	61
IV.6 Calculs effectués à partir des mesures obtenues	61

IV.7 Conduite de l'essai avec le frein complètement desserré (le frein n'entre pas en action)	62
IV.8 Conduite de l'essai a débit constant	63
IV.9 Conduite de l'essai ou le couple sera mesure avec le frein en position bloquée	63
IV.10 Conduite de l'essai a vitesse de rotation constante N=800 tr /min ...	65
IV.11 Conclusion	66
CONCLUSION GENERALE	67

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'installation que nous envisageons de remettre en marche dans le cadre de ce projet est hors service depuis de longues années. Elle a peut-être fonctionné dans les années 70 ; en tout cas les personnes qui ont fait leur cursus à l'Ecole Nationale Polytechnique dans les années 80 et auprès de qui nous avons enquêté pour recueillir des informations sur l'installation, étant donné que nous n'avons trouvé aucune trace exploitable de la documentation du constructeur qui aurait dû accompagner les équipements de l'installation, sont catégoriques : la turbine Pelton ne fonctionnait pas en 1980, la turbine Francis oui mais pas la turbine Pelton. On sait que quelqu'un a déjà tenté de réparer l'installation dans le cadre d'un projet de fin d'études, nous ne savons pas exactement la nature des obstacles qui ont fait que ce PFE n'a pas débouché sur la remise en marche de l'installation. On sait également qu'une entreprise privée a été engagée pour réparer l'installation, mais là encore nous ne savons pas ce qui ne marchait pas et que l'intervention de l'entreprise en question a pu remettre en marche. Toujours est-il que des équipements que beaucoup d'Ecoles nous envient de posséder sont là à poursuivre leur inexorable dégradation sans remplir le service pour lequel ils ont été acquis. Mais voilà, le moment est peut-être venu où la tendance doit s'inverser pour tous ces vieux équipements, qui semblent tous avoir quelque chose à raconter pour peu qu'on puisse les sortir de leur solitude. Et puisque l'occasion nous est donnée de participer à le faire dans le cadre de PFE, alors pourquoi pas. Il faut rester positif et toujours tenter jusqu'à ce que ça marche. C'est parti. Nous allons donc entamer ce projet qui consiste à travailler sur une installation qui comporte deux bancs d'essai très intéressants pour apprendre sur la mécanique des fluides expérimentale et les turbomachines. Le banc d'essai de la pompe centrifuge pourrait être étudié séparément de celui de la turbine Pelton , mais la turbine Pelton ne pourra pas fonctionner si la pompe ne se met pas en marche pour lui créer la hauteur nécessaire. A vrai dire, même la pompe ne pourra pas être exploitée sans avoir recours, pour mesurer son débit, au déversoir, qui est normalement associé au banc d'essai de la turbine Pelton. Donc ces deux systèmes sont faits pour rester ensemble et il ne faut donc pas les séparer. Notre ambition dans cette étude est :

- Tout d'abord, d'étudier l'installation en vue d'identifier les problèmes qui font qu'elle est à l'arrêt aujourd'hui, ensuite d'entreprendre ou de proposer des actions

INTRODUCTION GÉNÉRALE

en mesure d'apporter des solutions qui devraient aboutir à la remise en marche des bancs d'essai;

- Ensuite, si l'installation est remise en marche, de procéder aux essais sur les deux bancs d'essai en vue de tracer les caractéristiques de la pompe centrifuge et de la turbine Pelton.

Pour atteindre ces deux objectifs, nous allons procéder comme suit :

Le chapitre I sera consacré à la présentation de l'installation et à la description des éléments qui la composent ;

Au chapitre II, nous allons rappeler quelques notions utiles pour comprendre les principes qui sont à la base de fonctionnement de certains instruments de mesure utilisés sur l'installation ;

Dans le chapitre III, nous procéderons à l'analyse du système composant par composant et nous exposerons les actions entreprises pour dépanner les parties défailantes, ainsi que les résultats de ces actions ;

Le chapitre IV portera sur la conduite des essais, la présentation des résultats et leur interprétation.

Nous terminerons finalement par une conclusion générale où nous ferons quelques recommandations.

CHAPITRE I

Présentation de l'installation et description de ses éléments

I.1 Introduction

L'installation que nous nous proposons d'étudier peut être scindée en deux bancs d'essais :

- 1- le banc d'essai de la turbine PELTON qui comprend principalement une turbine couplée à un frein, une conduite forcée d'amenée d'eau et un canal de retour qui se termine par un déversoir.
- 2- Le banc d'essai d'une pompe centrifuge qui comprend un moteur asynchrone, un variateur de vitesse et la pompe proprement dite.

Dans ce qui suit, nous allons aborder la description des éléments de l'installation pour en définir les caractéristiques.

I.2 TURBINE PELTON TYPE TP 58

Ce type de turbine, fabriquée par NERPYC GRENOBLE FRANCE, a été spécialement étudié pour l'équipement de laboratoire. Elle est alimentée par une pompe indépendante et un circuit de tuyauterie équipé d'une soupape de décharge et elle peut être accouplée indifféremment à plusieurs types de freins spécialement prévus pour ce genre de machine. Au niveau de notre laboratoire, le frein associé à la turbine est un frein de Prony.

I.2.1 CARACTERISTIQUES

La turbine, à un seul jet à commande manuelle de l'aiguille, est montée sur un axe horizontal. Elle peut être utilisée sous des chutes pouvant atteindre 40 mètres.

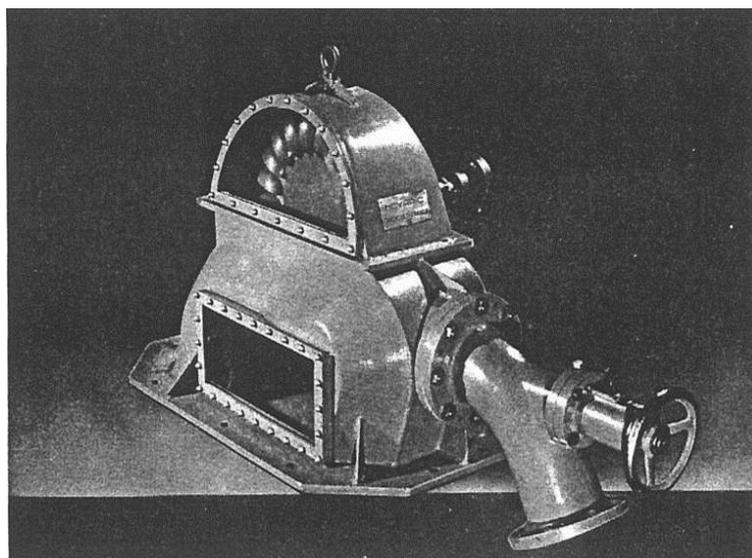


Figure I.1 : Turbine Pelton à commande manuelle de l'aiguille

Elle est implantée sur un massif en béton d'une hauteur telle que l'axe de la roue soit situé à 1200 mm du sol du laboratoire. Cette hauteur a été judicieusement choisie, afin de faciliter les observations visuelles, la commande des organes de réglage et l'évacuation de l'eau comme le montre la figure I.1 ci-dessus.

La turbine est constituée par :

- un bâti-capote métallique sur lequel sont disposés du même côté deux regards en plexiglas permettent la visualisation des écoulements autour de la roue et à l'intérieur du bâti.
- un injecteur, fixé directement sur le bâti, équipé d'une aiguille reliée à un dispositif mécanique avec volant de commande manuelle. Le déplacement de l'aiguille est lu à l'aide d'un vernier sur une réglette graduée.
- une roue à augets rapportés en mégalithe.
- l'arbre de la turbine en acier inoxydable sur lequel est monté, du côté opposé à la roue, le plateau d'accouplement au frein de mesure.

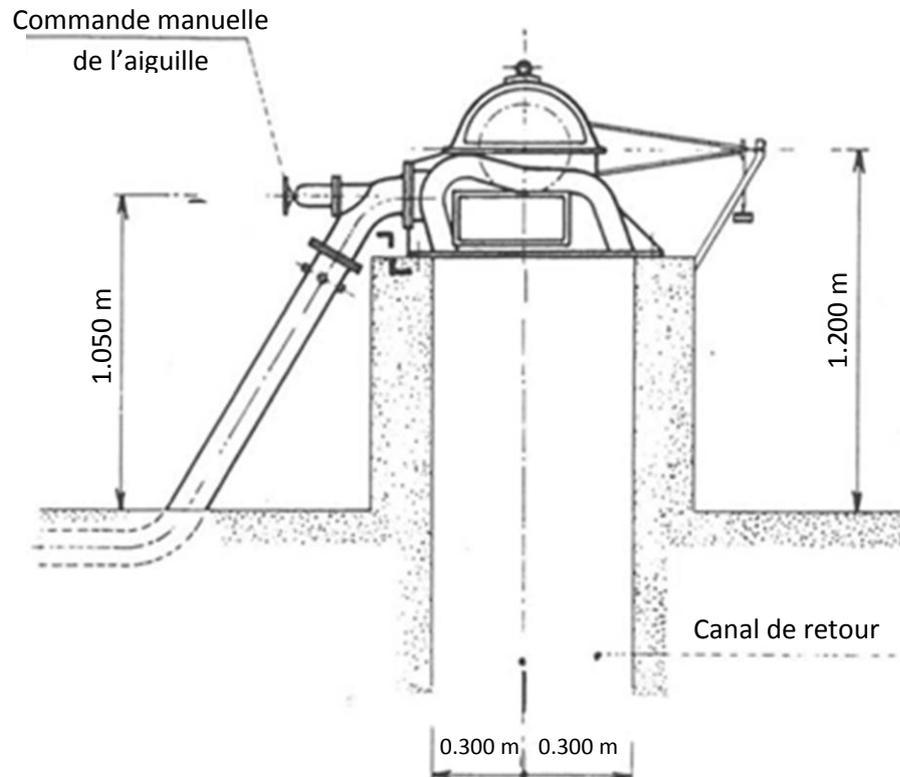


Figure I.2 : Vue en coupe de l'installation de la turbine

I.2.2 FREIN DE MESURE POUR LA TURBINE PELTON

Lors d'un essai de turbine, les mesures effectuées doivent permettre de tracer point par point un graphique représentant les courbes de fonctionnement de la machine, conduisant à la détermination des courbes en collines de la turbine, véritable synthèse de ses conditions de fonctionnement. Pour ce faire, les grandeurs à mesurer sont les suivantes :

- d'une part, la chute nette et le débit qui permettent le calcul de la puissance absorbée par la turbine ;
- d'autre part, la vitesse de rotation et le couple permettant le calcul de la puissance fournie par la turbine ; pour ce faire un frein de Prony est couplé à la turbine.

I.3 FREIN DE TYPE PRONY FP 58

Ce frein, à axe horizontal, comporte un arbre sur lequel est clavetée une poulie creuse, disposé entre deux paliers monté en balance. Sur le périphérique de la poulie s'enroule la bande souple du frein de Prony dont la partie active est constituée de sabots. La face active de ces sabots est normalement revêtue d'une garniture spéciale assurant un freinage très régulier.

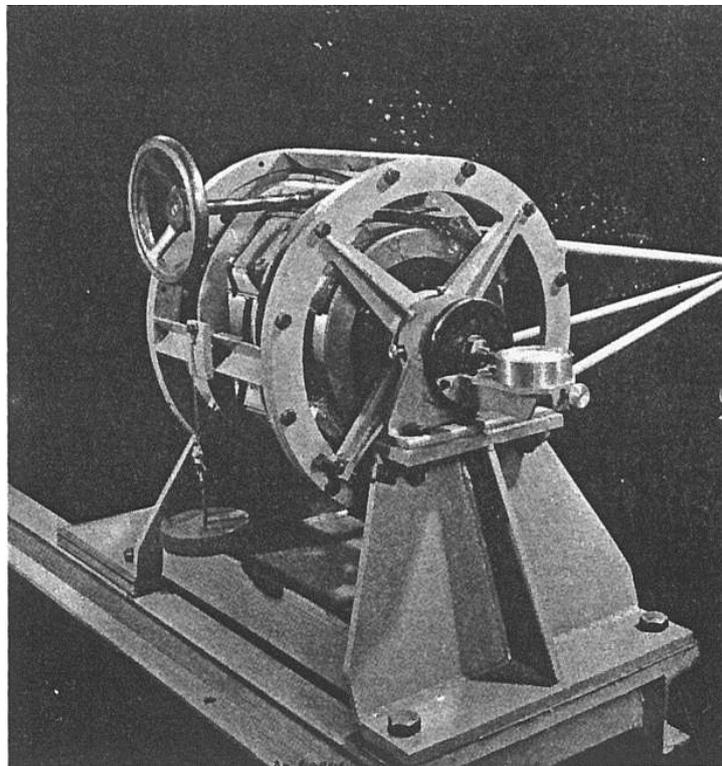


Figure I.3 : Frein de prony FP58 à patins autolubrifiants

Ces sabots sont reliés les uns aux autres et serrés contre la poulie par deux étriers orientés les enveloppant. L'une des extrémités de ces étriers est articulée sur le bâti du frein, l'autre extrémité est reliée par un écrou à une vis manœuvrée à la main à l'aide d'un volant, par lequel s'effectue le serrage des patins sur la poulie. Une circulation d'eau à l'intérieur de la poulie assure son refroidissement. La charpente-balance équilibrée porte un bras supportant un plateau où sont disposés les poids de mesure du couple de friction des patins du frein sur la poulie.

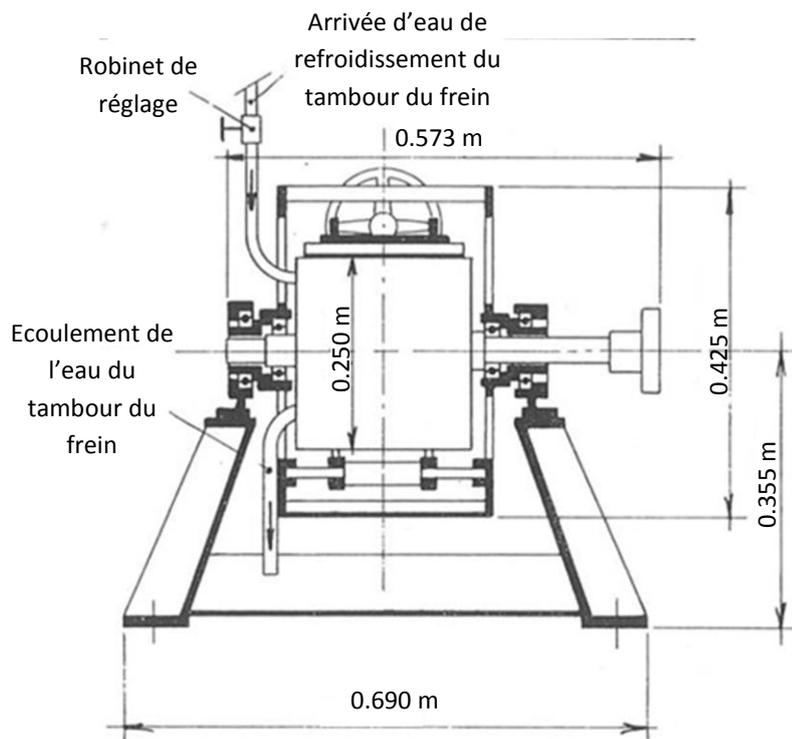


Figure I.4 : Vue de profil du frein de Prony

Deux index, l'un solidaire de la charpente-balance, l'autre du bâti fixe, permettent le repérage de la position d'équilibre du frein.

Aux extrémités de l'arbre sont montés :

- d'un côté, le plateau d'accouplement à la turbine.
- de l'autre côté, sur un support en équerre, le tachymètre avec système de débrayage, pour la mesure de la vitesse de rotation de la turbine à l'équilibre du frein.

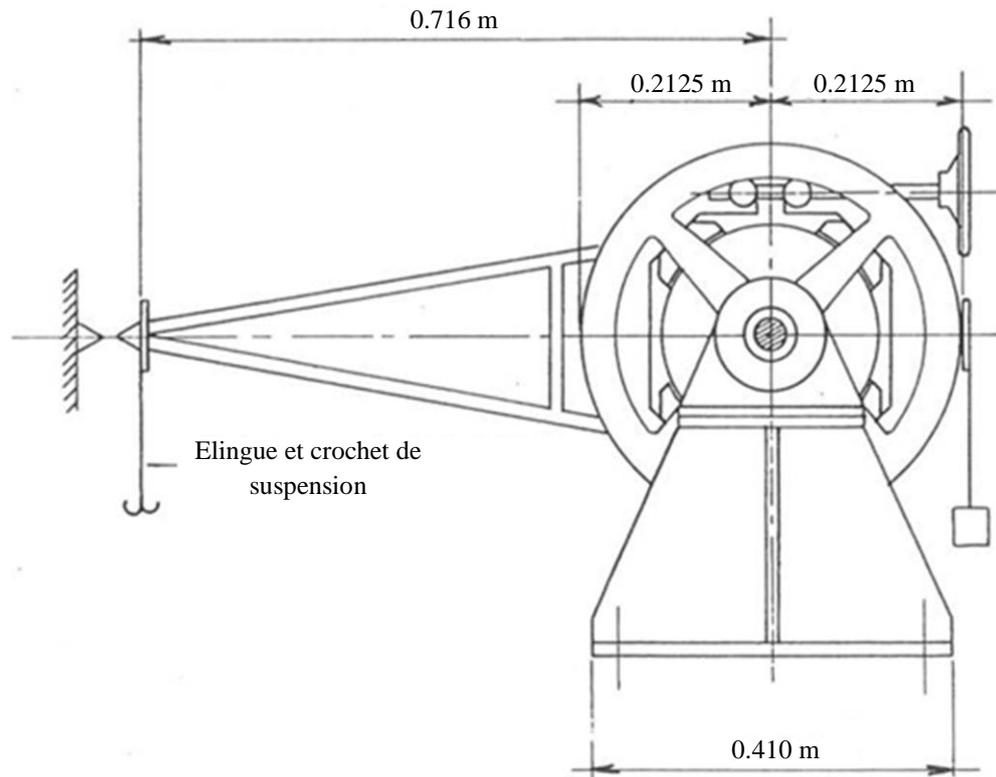


Figure I.5 : Vue de face du frein de Prony

I.4 POMPE CENTRIFUGE

I.4.1 Définition

Tout système de pompage a pour élément essentiel la pompe qui constitue avec lui une unité du point de vue énergétique. Une seule et même pompe peut fonctionner selon quatre modalités :

- Le travail de la roue est utilisé uniquement pour accroître l'énergie cinétique du liquide
- il sert à vaincre la différence de pression
- il sert à vaincre la différence de hauteur
- il sert à vaincre les résistances (pertes) hydrauliques dans les tuyaux d'aspiration, refoulement, dans les coudes, accessoires de robinetterie et autres singularités.

I.4.2 La pompe centrifuge

Elle comporte une ou plusieurs aubes ou ailettes. Sous l'action de la force centrifuge, ces aubes en rotation projettent le fluide dans un plan perpendiculaire à l'axe de la pompe.

La pompe qui crée la hauteur nette de la turbine Pelton de notre banc d'essai est une pompe centrifuge type PFP 32 (voir figure I.6 ci-dessous), qui se prête à une étude séparée dans le cadre d'applications de la théorie des turbomachines.



Figure I.6 : Pompe centrifuge du banc d'essai étudié

I.5 Moteur électrique asynchrone

La pompe est entraînée par un moteur LEROY-SOMER de classe E (voir figure I.7) à rotor bobiné, triphasé asynchrone, il tourne à vitesse constante de 3000 trs/mn et délivre une puissance de 25 Ch avec un facteur de puissance de 0.92



Figure I.7 : Moteur asynchrone triphasé

I.6 VARIATEUR DE VITESSE ÉLECTROMAGNÉTIQUE

Le réglage de la vitesse de rotation de la pompe est obtenu grâce à un variateur de vitesse électromagnétique THOMSON AUTOMATISME couplé d'un côté au moteur asynchrone qui l'entraîne donc à vitesse constante et de l'autre à la pompe qu'il entraîne à une vitesse variable grâce au réglage d'un potentiomètre de commande.



Figure I.8. variateur de vitesse électromagnétique

I.7 Conclusion

Nous venons de décrire l'installation et nous avons vu qu'elle comporte des dispositifs de mesure dont il serait utile de rappeler les principes pour mieux comprendre leur comportement afin d'agir avec précaution pour les préserver.

CHAPITRE II

Éléments de théorie sur l'installation utilisés sur le banc d'essai

I.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons rappeler quelques principes qui sont essentiels pour comprendre le fonctionnement de certains dispositifs de mesure installés sur le banc d'essai, comme le frein utilisé dans la mesure du couple, les éléments déprimogènes utilisés dans la mesure des débits dans les conduites en pression et les déversoirs utilisés dans la mesure des débits dans les écoulements à surface libre.

II.2 Dynamométrie [2]

II.2.1 La force et le couple : quelques rappels

Le couple (ou le moment) C de la force F en un point O est défini comme étant le produit vectoriel du vecteur force \vec{F} par le vecteur \vec{AO} , A étant le point d'application de la force (voir figure I.1).

$$\vec{C} = \vec{F} \wedge \vec{AO} = \vec{M}_0(\vec{F}) \quad (2.1)$$

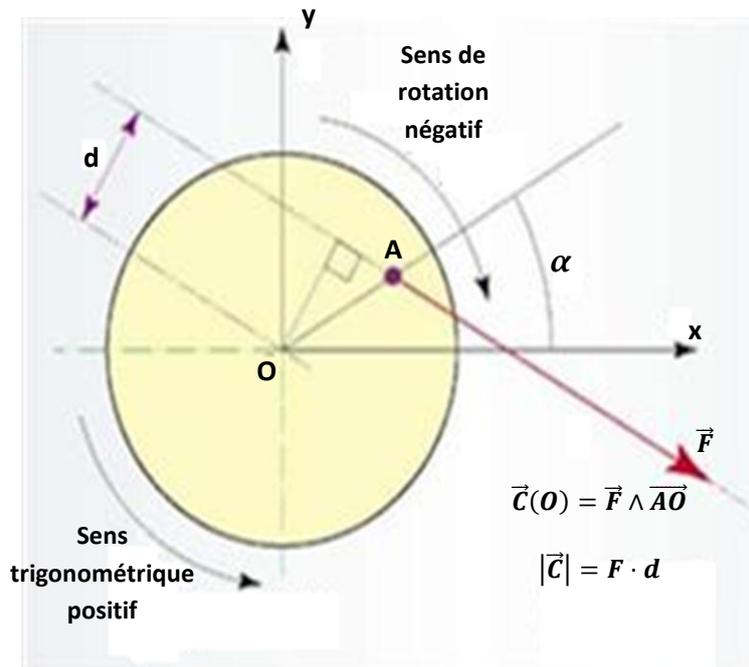


Figure II.1 : Définition du couple

Cette première définition vectorielle a le mérite de bien montrer que le couple est un vecteur orienté et qu'il a donc un signe. Si celui-ci est positif, c'est que le mouvement de

rotation susceptible d'entraîner le solide se fait dans le sens trigonométrique. Et bien entendu, dans le cas contraire, le mouvement se fera dans le sens inverse.

II.2.2 Définitions Pertinentes

- **Champ vectoriel** : application qui, à tout point M de l'espace fait correspondre un vecteur $\vec{F}(M)$.
- **Torseur** : ensemble constitué d'un vecteur invariant \vec{R} et d'un champ de vecteurs \vec{M} , tel que, pour tout couple de points (O, A), on ait :

$$\vec{M}(O) = \vec{M}(A) + \vec{OA} \wedge \vec{R} \quad (2.2)$$

Pour représenter un tel torseur, on adopte l'écriture suivante :

$$\vec{T} = \begin{pmatrix} \vec{R} \\ \vec{M}(O) \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

Avec :

\vec{R} : Résultante du torseur

$\vec{M}(O)$: moment du torseur au point O

En mécanique, il existe des torseurs particuliers, lorsque le produit scalaire $\vec{R} \cdot \vec{M}(O) = 0$.

Si c'est la résultante qui est nulle, on parle alors de « *torseur couple* ». Si c'est le moment qui est nul, on parle de « *glisseur* ».

Torseur couple (ou simplement **Couple**) : torseur dont le vecteur résultante est nul. C'est le cas représenté par exemple à la figure II.2 ci-après.

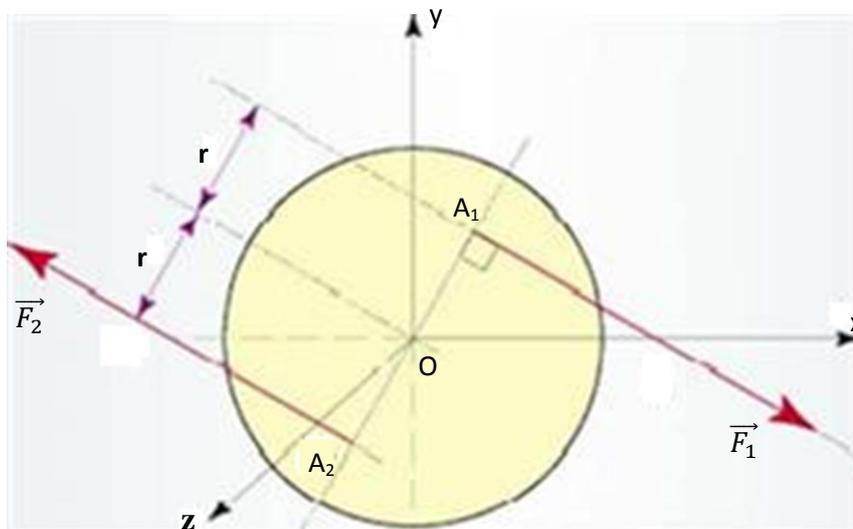


Figure II.2 : Couple de deux forces

Deux forces égales mais opposées s'appliquent à un solide. Leur résultante est nulle. Cette situation sera donc bien représentée par le torseur :

$$\vec{T} = \begin{pmatrix} \vec{F}_1 \\ \vec{M}_1(O) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \vec{F}_2 \\ \vec{M}_2(O) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \vec{F}_1 + \vec{F}_2 \\ \vec{M}_1(O) + \vec{M}_2(O) \end{pmatrix}$$

$$\vec{T} = \begin{pmatrix} 0 \\ \vec{M}_1(O) + \vec{M}_2(O) \end{pmatrix}$$

T est bien un torseur couple dont le moment vaut

$$\vec{M}(O) = \vec{M}_1(O) + \vec{M}_2(O)$$

$$\vec{M}(O) = \vec{M}_1(A_1) + \vec{F}_1 \wedge \overrightarrow{A_1O} + \vec{M}_2(A_2) + \vec{F}_2 \wedge \overrightarrow{A_2O}$$

$$\vec{M}(O) = \vec{F}_1 \wedge \overrightarrow{A^1O} + \vec{F}_2 \wedge \overrightarrow{A^2O} = -2Fr\vec{z} \quad (2.4)$$

Le moment du torseur couple sera le plus souvent appelé couple. Il est, dans le cas de la figure I.2 ci-dessus, négatif, ce qui montre bien que le solide, s'il peut tourner, le fera dans le sens contraire au sens trigonométrique.

II.2.3 Unités de mesure

Les distances s'expriment bien entendu en mètres (m), les forces en newtons (N), et donc les couples en newton-mètre (N. m).

La puissance engendrée vaut alors :

$$P = C. \Omega \quad (2.5)$$

Ω étant la vitesse de rotation en radians par seconde (rd/s), la puissance s'exprime en Watt (W), comme toutes les puissances actives, bien que dans le milieu professionnel de la mesure des puissances mécaniques on utilise parfois le Newton-mètre par seconde (N.m/s), équivalent à 1 Watt. Ceci étant dû au fait que la valeur générale d'une puissance se calcule par :

$$P = \vec{F} \cdot \vec{V} + C. \Omega \quad (2.6)$$

Expression dans laquelle on retrouve dans le produit $F \cdot V$ des unités en N.m/s.

II.2.4 Appareils de mesure de puissance [3]

La puissance mécanique délivrée par un moteur à une charge peut être déterminée directement et simplement en mesurant le couple de sortie du moteur ou le couple d'entrée de la charge en plus de la vitesse de rotation Ω , selon le dispositif sous test (DST).

Lorsque le DST est un moteur, les mesures sont habituellement tenues sur toute sa gamme de services (vitesse et couple). L'appareil de mesure doit donc agir comme une charge commandée et être en mesure d'absorber la puissance délivrée.

De même, lorsque le DST est une pompe ou un ventilateur ou d'un autre type de charge, dont la fonction est simplement de modifier la vitesse et le couple (par exemple, une boîte de vitesses), l'appareil de mesure doit comporter un moteur capable de fournir la puissance nécessaire au DST en pleine gamme de couple et de vitesse de rotation.

La puissance mécanique peut également être déterminée indirectement par conversion vers (ou depuis) une autre forme d'énergie (par exemple, la chaleur ou l'électricité) et cela en mesurant les quantités calorimétriques ou électriques pertinentes. Compte tenu du large éventail de méthodes et d'appareils disponibles pour mesurer avec précision le couple et la vitesse, des méthodes indirectes doivent uniquement être prises en considération lors de circonstances particulières qui rendent difficiles les méthodes directes.

II.3 Dynamomètre [3]

"*Dynamomètre*" est le nom spécial donné au dispositif de mesure de puissance qui comprend un organe d'absorption et dans le quelle le couple est déterminé par les forces de réaction sur une partie fixe (le stator). Un dynamomètre efficace est commodément assemblé par montage du DST de telle sorte à permettre la mesure du couple de réaction sur son cadre. Le dynamomètre peut être un moteur spécialisé ou une machine absorbante. Donc un dynamomètre universel peut fonctionner soit comme un moteur soit comme une charge.

II.3.1 Dynamomètres à absorption

Souvent appelés freins, car leur fonctionnement repose sur la création d'un couple résistant contrôlable, ils transforment le travail mécanique en chaleur. Un couple résistant, par opposition à un couple actif, ne peut agir que pour retenir et non pas initier le mouvement de rotation. L'élévation de la température au sein du frein est généralement contrôlée en évacuant l'énergie thermique, le plus souvent par transfert dans un fluide en mouvement, typiquement de l'air ou de l'eau. Le couple résistant est créé par des procédés dissipatifs tels que le frottement, le cisaillement ou la turbulence de liquides visqueux, le passage du courant

électrique ou de l'hystérésis magnétique. Ce type de freins est souvent utilisé à des fins pédagogiques, car il incarne les principes généraux et les principales considérations d'exploitation pour tous les types de bancs d'absorption.

II.3.2 Types de dynamomètres

II.3.2.1 Frein de Froude

- **Description**

William Froude (1810-1879) a inventé un frein à l'eau (1877) qui n'opère pas par le frottement et qui ne peut donc, en toute rigueur, être classé dans la catégorie des systèmes à absorption. Il met plutôt en œuvre un mécanisme de transmission pour mesurer le couple. Le rotor est supporté dans le stator par des paliers qui fixent également sa position axiale. Équipé de joints de type labyrinthe pour éviter les fuites d'eau tout en réduisant les effets de frottement et d'usure. Le carter du stator est supporté dans le châssis du dynamomètre en mode berceau par des paliers tourillons.

- **Principe de fonctionnement**

Le couple résistant dans le frein de Froude est développé entre le rotor et le stator suite au moment communiqué par le rotor à l'eau contenue dans le carter du frein. La rotation du rotor force l'eau à circuler entre les poches de coupe dans la section annulaire entre les deux surfaces du rotor et du stator.

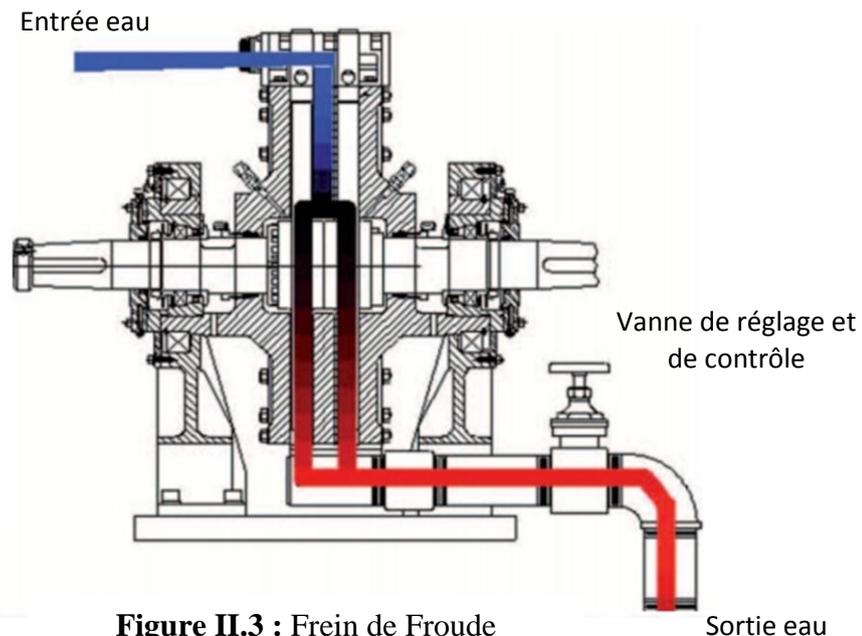


Figure II.3 : Frein de Froude

Le couple qui empêche la rotation du stator est mesuré par les forces de la réaction. Le couple résistant est réglé par une vanne, qui contrôle aussi la contre-pression dans la tuyauterie de sortie d'eau. L'énergie absorbée est emportée par le courant d'eau continu.

Il existe d'autres types de freins d'eau à berceau qui, bien que similaires extérieurement au frein de Froude, présentent des constructions internes sensiblement différentes et mettent en œuvre d'autres principes pour le développement du couple résistant (par exemple, les rotors lisses développent la traînée visqueuse par cisaillement et turbulence). Néanmoins, tous les dynamomètres hydrauliques fonctionnent comme des pompes centrifuges inefficaces.

Sans tenir compte de la conception interne et des réglages de la vanne, le couple maximal de traînée est faible à basse vitesse (zéro à l'arrêt), mais peut augmenter rapidement, variant généralement avec le carré de la vitesse de rotation. La présence irréductible de l'eau, ainsi que le fardage, imposent une limite inférieure sur le couple de traînée contrôlable, cette limite dépend de la vitesse. En quelconque conception, l'usure et les vibrations causées par la cavitation imposent des limites supérieures sur la vitesse et le niveau de puissance [3].

- **Domaine d'utilisation**

Les dynamomètres hydrauliques sont disponibles dans une large gamme de capacités comprises entre 300 kW et 25.000 kW, avec quelques unités portables ayant de faibles capacités de l'ordre de 75 kW. Le plus grand jamais construit absorbe jusqu'à environ 75.000 kW, il a été utilisé pour tester les systèmes de propulsion des sous-marins nucléaires.

II.3.2.2 Frein à courants de Foucault

- **Description et principe de fonctionnement**

En 1855, Jean BL Foucault (1819 à 1868) a montré la possibilité de conversion d'un travail mécanique en chaleur par la rotation d'un disque de cuivre entre les pôles d'un électro-aimant. Ce simple moyen de développer un couple résistant, basé sur les courants de Foucault, a depuis 1935, été largement exploité comme dynamomètre (voir la Figure I.4 ci-dessous). La rotation d'un rotor en acier (denté ou à rayons) à travers un champ magnétique uniforme dans l'espace, créé par le courant continu par courant les bobines d'un stator, induit localement la circulation des courants de (Foucault) dans des portions conductrices de (cuivre) du stator. Les forces électromagnétiques entre le rotor, qui est magnétisé par le champ uniforme, et le champ résultant de courants de Foucault, créent le couple résistant. Ce couple, et la puissance d'entrée mécanique, sont commandés en ajustant le courant dans les bobines du stator d'excitation. La puissance d'entrée électrique est inférieure à 1% de la capacité nominale. Le

dynamomètre est en fait un générateur de court-circuit interne, car la puissance associée aux pertes par effet Joule à partir des courants de Foucault générés est dissipée à l'intérieur de la machine.

Comme dans toute machine bercée, le couple nécessaire pour empêcher la rotation du stator est mesuré par la force de réaction qui agit à une distance fixe connue de l'axe de rotation (bras de levier).

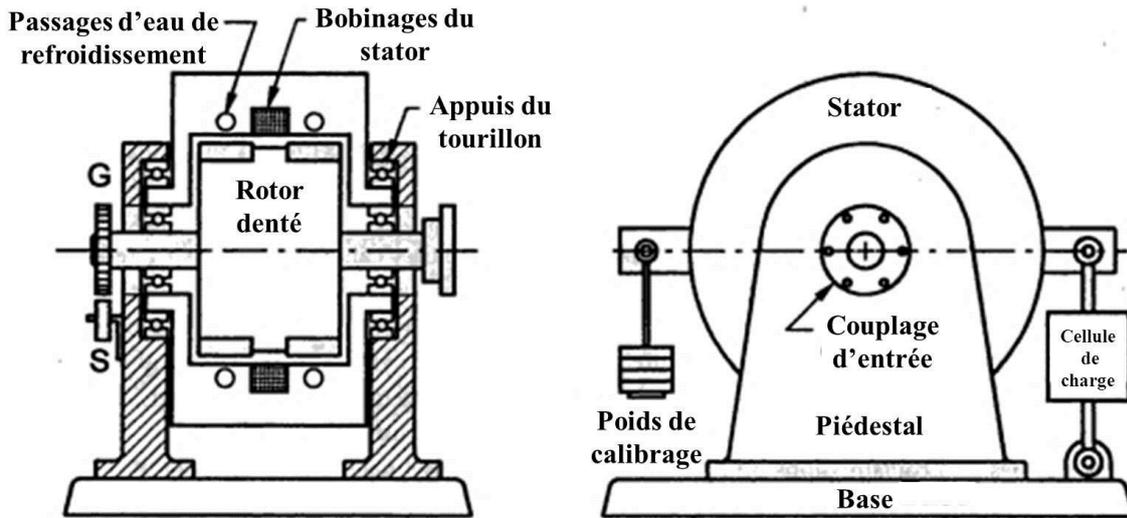


Figure II.4 : Frein à courants de Foucault

- **Domaine d'utilisation**

Les modèles de freins de Foucault actuels standard sont une capacité allant de moins de 1kW à plus de 2000kW, avec des vitesses maximales de 12.000 tr/mn sur les unités de petites capacités à 3600 tr/mn sur les unités de plus grandes capacités. Des unités spéciales d'une capacité de 2238 kW avec une vitesse de 25.000 tr/mn ont été réalisées.

II.3.2.3 Frein de prony [3]

- **Description et principe de fonctionnement**

Le frein de Prony est un frein dynamométrique qui a été utilisé au XIX^e siècle pour la mesure des couples. Son nom rappelle celui de son inventeur, l'ingénieur des Ponts et Chaussées Gaspard Riche de Prony (1755-1839). Gaspard Riche de Prony a inventé une forme très utile d'un frein à friction pour répondre aux besoins de test des moteurs à vapeur. La figure I.5 ci-dessous montre la forme de base et les dispositifs de construction d'un tel frein. La puissance qui, normalement serait délivrée par l'arbre du moteur d'entraînement à la charge entraînée est convertie (à des fins de mesure) en chaleur en passant par le travail effectué par

les forces de frottement entre les blocs de friction et la jante du volant. Le réglage de l'effort de serrage, qui fait varier le couple résistant selon le besoin, se fait à l'aide de volants filetés. De la chaleur est extraite de la surface intérieure de la jante par des dispositifs (non représentés sur la figure) grâce à un écoulement continu ou bien à l'évaporation de l'eau. Il n'est pas nécessaire de connaître l'ampleur des forces de frottement, ni même le rayon du volant, par ce que, tandis que le couple résistant tend à faire tourner le stator de l'appareil, il est tenu par l'égal mais opposé couple de réaction ($F \cdot r$). À l'extrémité du bras de rayon r (une dimension fixe de l'appareil) la force appliquée F est contrôlé par une échelle ou une cellule de charge. La puissance se calcule comme suit :

$$P = Fr\omega = Fr2\pi N/60 \quad (2.7)$$

Où N est en tours par minute, r : bras de levier.

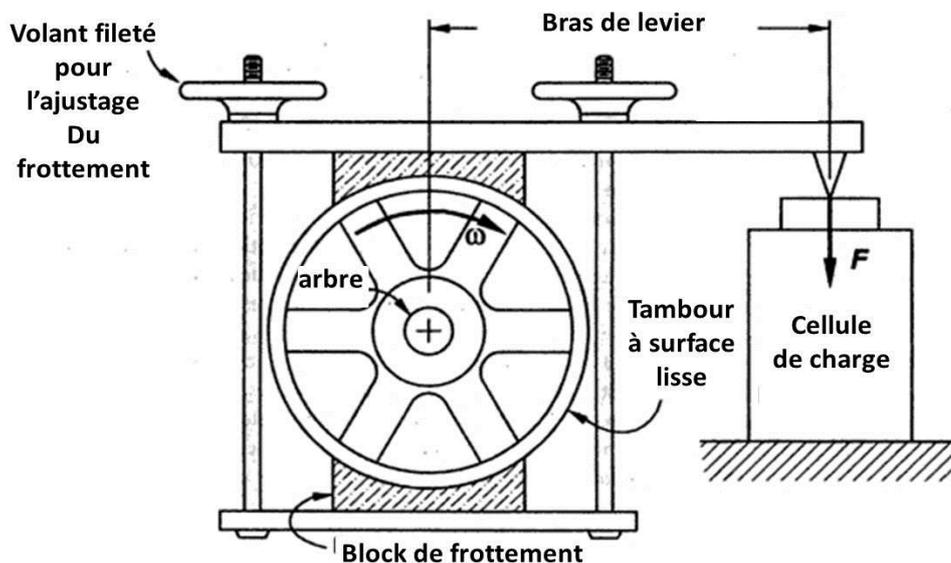


Figure II.5 : Schéma du frein de Prony

- **Domaine d'utilisation [3]**

Conçu pour mesurer l'effet des machines à vapeur, le frein de Prony fut utilisé en 1821 lors d'un essai à Paris au Gros-Cailou pour une machine de type Woolf installée par Humphrey Edwards et destinée à fournir de l'eau à la partie ouest des quartiers de la rive gauche.

Il y a des freins de Prony avec des réservoirs d'eau de refroidissement autonomes dans des tailles allant jusqu'à 746 kW pour un fonctionnement jusqu'à des vitesses de 3600 tr/mn avec des couples atteignant 5400N·m. Disponibles en modèles fixes et mobiles, ils trouvent

leur utilisation dans les essais des gros moteurs électriques ainsi que les moteurs et les transmissions des véhicules agricoles.

II.4 Mesure du débit [1]

Le débit est la quantité de matière ou de fluide, liquide ou gazeux, qui s'écoule par unité de temps. En pratique on distingue deux débits :

- Débit-masse ou débit massique Q_m qui s'exprime en kg/s
- Débit-volume ou débit volumique Q_v qui s'exprime en m^3/s

Si ρ est la masse volumique du fluide (kg/m^3), on a la relation liant les deux débits ci-dessus seront liés par la relation :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (2.8)$$

Les appareils mesurant le débit s'appellent débitmètres. Les appareils mesurant le volume de fluide (quelle que soit la durée) ou la masse écoulée s'appellent des compteurs.

Les mesures de débit des fluides industriels revêtent une importance capitale, elles sont nécessaires dans les opérations de commercialisation de ces produits, qu'ils soient liquides ou gazeux. Ces mesures sont également indispensables dans toute opération de transport ou de distribution de ces fluides.

Les débitmètres sont classés selon des critères très divers, certains sont des appareils de laboratoire (à fil chaud, à laser, à effet Doppler) qui assurent la mesure de petits débits. La figure I.6 présente la répartition des différents types de débitmètres dans l'industrie.

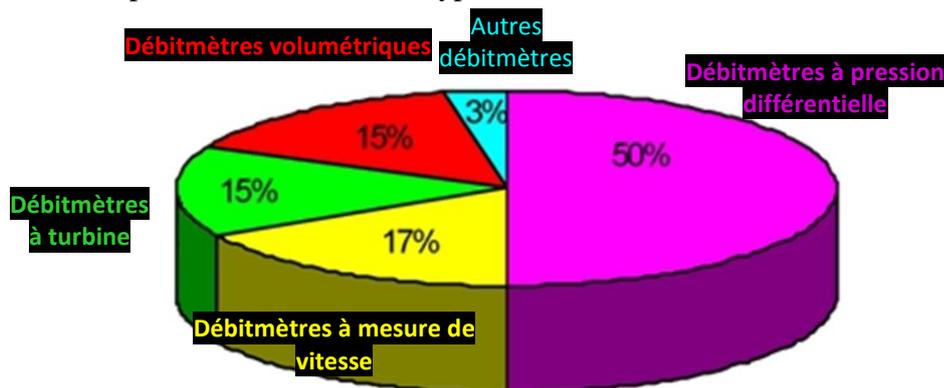


Figure II.6 : Répartition des débitmètres dans l'industrie (BAKER 1988)

II.4.1 Différents types de débitmètres

II.4.1.1 Débitmètre à turbine

- **Principe et théorie**

Un axe libre de rotation porte une turbine (cas des liquides) ou une hélice (cas des gaz) est placé au centre de la conduite où on veut mesurer le débit, Sous l'action des forces de pression et de viscosité exercées sur les pales, l'hélice de la turbine se met à tourner à une vitesse ω qui dépend du débit de l'écoulement.

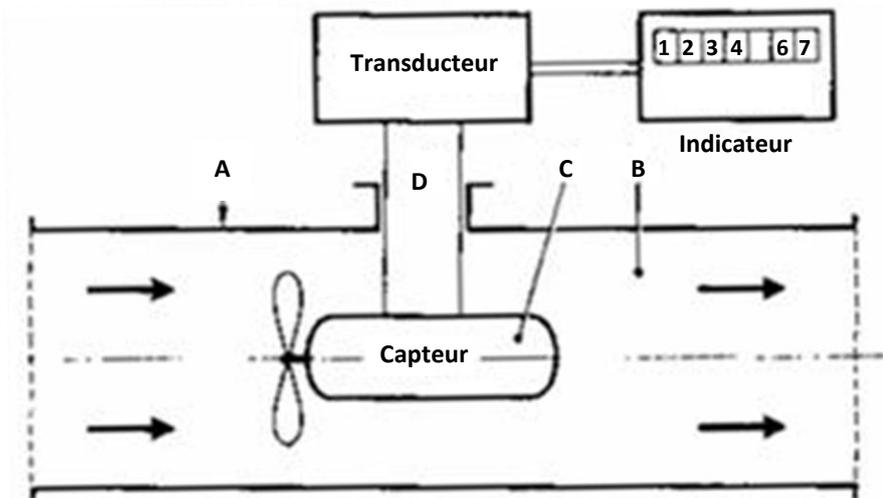
Le débit instantané Q est proportionnel à la vitesse instantanée ω , tel que :

$$Q(t) = k \cdot \omega(t) \quad (2.9)$$

Et le volume de fluide écoulé entre les instants t_1 et t_2 sera donc donné par :

$$V = k \cdot \int_{t_1}^{t_2} \omega \cdot dt \quad (2.10)$$

La mesure de la vitesse de rotation de la turbine permet de déterminer le débit ou le de fluide qui passe dans une conduite.



- A : Conduite sous pression ; B : Liquide en circulation
C : Moulinet à hélice ; D : Support de fixation

Figure II.7 : Schéma de principe d'un débitmètre à turbine.

- **Domaine d'utilisation**

Les débitmètres à turbine peuvent couvrir des mesures dans une plage de débits importante allant de 0.3 m³/h à 15.000 m³/h pour les liquides et jusqu'à 30.000 m³/h pour les gaz ; des pressions absolues allant de 1 à 70 bars et des températures de fluide allant de -20 à + 50°C. La gamme de diamètres couverte peut aller de 5 mm à 660 mm, Au-delà de ces

diamètres, on installe des débitmètres rétractables (dits aussi télescopiques ou à insertion), disponibles sur le marché. Un tel débitmètre est constitué d'une petite hélice qui est placée à un endroit de la section de la conduite où la valeur de la vitesse est connue, exemple au point défini par la coordonnée $y=3/4 R$ où la vitesse est égale à la vitesse moyenne de l'écoulement. La précision de ces instruments est moindre que celle des débitmètres à turbine ordinaires.

Une contrainte supplémentaire d'utilisation de la turbine réside dans le fait que l'accélération de l'écoulement dans la turbine est accompagnée d'une chute de pression ; et si la pression descend en dessous de la pression de vapeur saturante P_v , il y'a risque de cavitation pouvant engendrer une détérioration des pales de la turbine et une importante erreur de mesure. La norme ISO2715 préconise que la pression absolue, P_a , à l'aval de la turbine (à une distance de 4 fois le diamètre de la conduite) doit être suffisamment élevée pour satisfaire la condition :

$$P_a > 2.\Delta P + 1.25 P_v$$

Où ΔP est la chute de pression à travers le mesureur pour le débit maximal de l'installation, P_v la pression de vapeur saturante du liquide à la température maximale de fonctionnement.

La précision de ces instruments de mesure peut se dégrader donc, à cause de l'usure des paliers ou de la déformation des pales provoquée par les pulsations de débit lors de l'ouverture brusque de vannes par exemple. Pour ces raisons ces débitmètres nécessitent une surveillance régulière.

La perte de charge induite par les débitmètres à turbine est considérée comme assez faible ; elle peut atteindre en général de 0.2 à 0.5 bar à débit maximal.

II.4.1.2 Débitmètre à ultrasons

- **Principe**

Le principe du débitmètre à ultrasons repose sur l'utilisation d'ondes acoustiques pour la mesure de la vitesse de l'écoulement. Un émetteur ultrasonique émet des trains d'ondes qui traversent le fluide à mesurer vers un récepteur placé dans une position diamétralement opposée (Figure I.7). Le temps mis par l'onde ultrasonique pour parcourir la distance L entre l'émetteur et le récepteur est :

$$t = \frac{L}{c+U \cos \alpha} \quad (2.11)$$

Où :

c : est la vitesse de propagation du son dans le fluide ;

U : la vitesse du fluide

α : angle entre la vitesse U et la direction définie par le couple émetteur/récepteur.

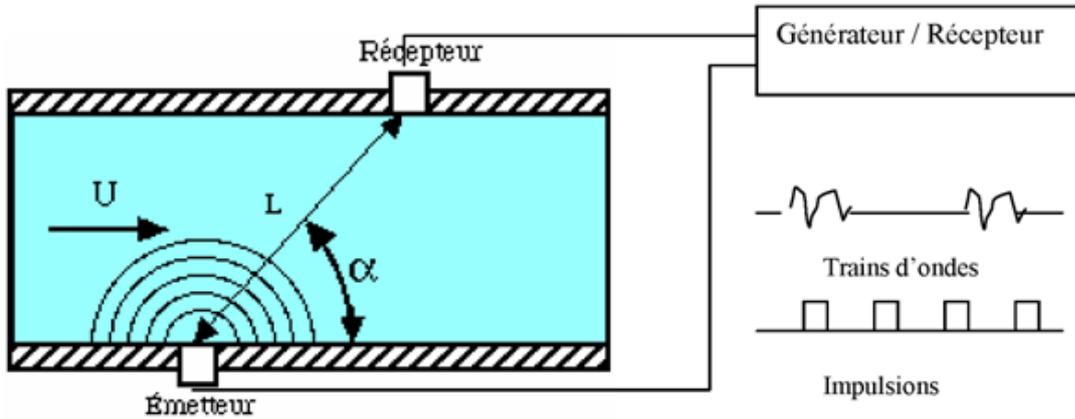


Figure II.8 : Principe de fonctionnement d'un débitmètre ultrasonique

La mesure du temps de transit t permet de déterminer la vitesse moyenne de l'écoulement U et le débit Q_v en utilisant l'équation de continuité.

Un deuxième principe, basé sur l'effet Doppler, est utilisé pour la mesure du débit : Cette méthode est adéquate pour la mesure des fluides chargés qui transportent des particules solides en suspension, sur lesquelles l'onde sonore est réfléchi. La mesure de la variation de la fréquence de l'onde réfléchi par les particules permet de déterminer la vitesse U . Le débit peut être ainsi déterminé avec une précision relativement faible, de l'ordre de $\pm 10\%$.

- **Domaine d'utilisation**

L'intérêt des débitmètres à ultrasons est qu'ils sont intrusifs ; L'ensemble du dispositif est à l'extérieur de la conduite ; Il mesure le débit sans perturber l'écoulement et n'entraîne aucune perte de charge. De même, il est donc insensible à l'agressivité du fluide. Pourvu que le fluide transmette correctement les ultrasons, le débitmètre est utilisable aussi bien avec les gaz (généralement sous pression) qu'avec les liquides, même très visqueux. Si la paroi des conduites est perméable aux ultrasons, les transducteurs (émetteur / récepteur) peuvent être placés à l'extérieur de la conduite, sinon un perçage de la conduite est nécessaire.

Ces débitmètres sont sensibles aux variations d'absorptions et aux conditions d'installation. Les perturbations spatiales du profil de la vitesse U , qui peuvent surgir lors du

passage de l'écoulement par des coudes ou des vannes, sont des sources d'erreurs importantes pour ces débitmètres.

Le domaine d'application des débitmètres à ultrasons n'est pas limité par la taille des cristaux piézoélectriques. La débitmétrie à ultrasons s'applique pareillement à des vaisseaux sanguins, à des conduites industrielles en charge ou à des écoulements à surfaces libres tels que les rivières et les canaux.

II.4.1.2 Débitmètres utilisant la pression dynamique

Il y a deux types de sondes : la sonde de Pitot et la sonde de Burton, encore appelée sonde Annubar, qui est en fait un groupement de tubes de Pitot.

- **La sonde de Pitot**

Elle est constituée par un jeu de deux tubes :

- un tube qui donne accès à la pression statique en un point de la section
- un tube qui donne accès à la pression totale en ce même point

La différence de ces deux pressions, mesurée par un manomètre différentielle, permet d'avoir une image de la vitesse du fluide sur la ligne de mesure.

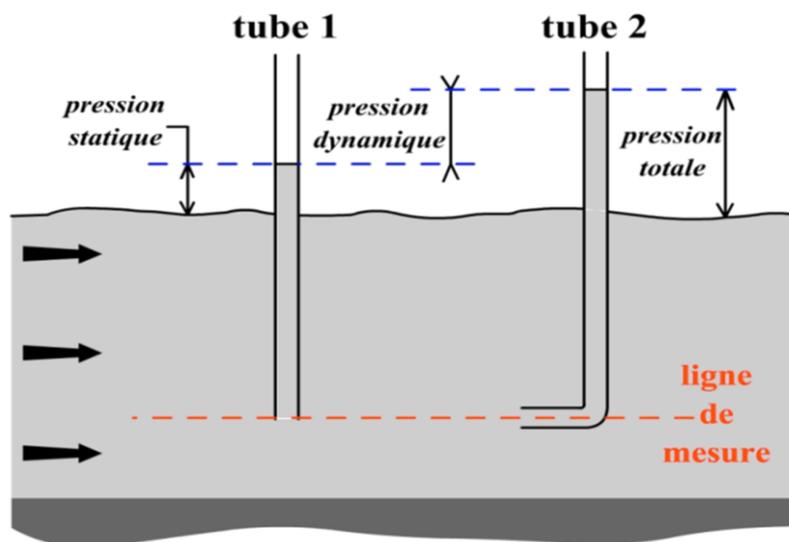


Figure II.9 : Principe de fonctionnement du tube de Pitot

En notant « S » la section de la canalisation, et « ρ » la masse volumique du fluide, on aura :

$$P_{\text{TOTALE}} = P_{\text{STATIQUE}} + P_{\text{DYNAMIQUE}} \quad (2.12)$$

Soit :

$$P_{DYN} = P_{TOT} - P_{STAT} = \Delta P \quad (2.13)$$

Ce qui donne :

$$\frac{1}{2} \rho U^2 = \Delta P \quad (2.14)$$

D'où la mesure de la vitesse du fluide, au point d'impact du tube de Pitot :

$$U = \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (2.15)$$

Et, si la vitesse du fluide peut être considérée comme uniforme sur toute la section S de la canalisation, alors le débit se détermine aisément à l'aide de la relation :

$$Q_v = S \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (2.16)$$

Le tube de Pitot est l'un des capteurs les plus simples, utilisé dans une large gamme de mesures de débits : entrée d'air dans les voitures de course et les avions de combat, mais aussi pour les mesures de débits d'air, de liquides dans les conduites industrielles ouvertes ou fermées. Alors que sa précision est modeste, sa mise en place est simple (il peut être placé dans des canalisations déjà existantes sans interruption du processus ...), et il peut être adapté à des conditions extérieures extrêmes. Les tubes de Pitot doivent être utilisés pour des régimes hautement turbulents ($Re > 20\,000$).

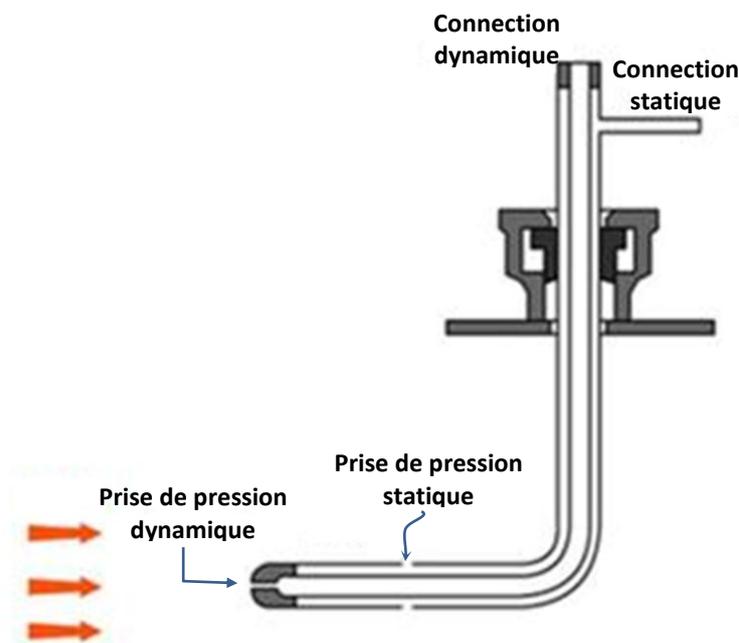


Figure II.10 : Tube de Pitot

- **La sonde annubar (ou de Burton)**

La formule $Q_v = S \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}$ n'est applicable que si la vitesse mesurée par le tube de Pitot est

quasi-constante sur la section. Ou, ce qui revient au même, que si la vitesse mesurée est bien la vitesse moyenne. L'idée est donc de placer, non plus un tube de Pitot, mais plusieurs le long d'une section. Cet ensemble de tubes de Pitot forme une sonde appelée « sonde annubar ». Le tube de prise de pression dynamique ne porte plus une seule ouverture, mais plusieurs, réparties afin de mesurer la pression dynamique moyenne.

De même pour le tube de prise de pression statique.

On peut trouver des ensembles de tubes de Pitot placés sur de grandes sections d'écoulement, afin d'avoir une mesure de la vitesse moyenne d'écoulement.

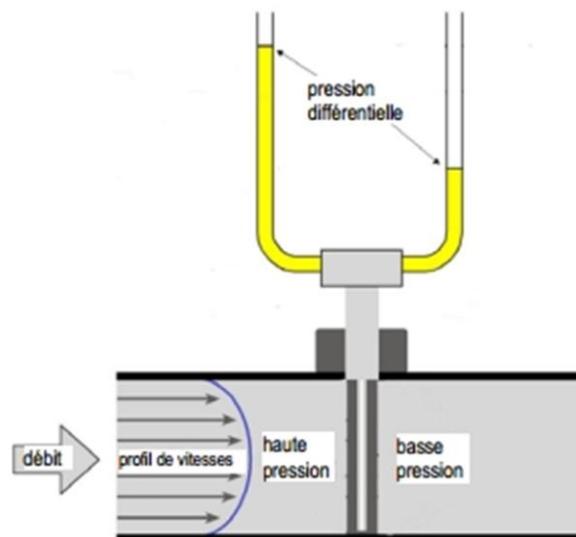


Figure II.11 : Schéma de principe d'une sonde annubar

II.4.1.3 Débitmètre à section variable

L'idée d'utiliser une pression différentielle pour la mesure d'un débit, comme dans les organes déprimogènes, peut aussi être appliquée dans les débitmètres à section variable. Mais, avec une différence fondamentale : c'est la section de passage qui varie, le champ de pression

restant quasiment constant. Ainsi, le terme de « débitmètre à section variable » renvoie aux débitmètres pour lesquels la section de passage pour le fluide varie avec le débit : il s'agit principalement des rotamètres, et des débitmètres à vanne mobile. La mesure du débit est alors donnée par une quantité géométrique comme une hauteur de ludion, ou un angle de vanne. Le débitmètre à vanne mobile est plutôt utilisé comme un indicateur local, et non comme un débitmètre.

- **Le rotamètre**

- ❖ **Description**

Le rotamètre est un débitmètre simple et robuste pour les gaz et les liquides, qui tient une large part dans le marché des canalisations de diamètre inférieur à 100 mm. Il est constitué d'un tube en verre transparent, dont l'intérieur est conique (ou, en tout cas de section variable ...), la section la plus étroite étant dirigée vers le bas. À l'intérieur de ce tube est placé un ludion, de masse volumique ρ . La forme de ce ludion, et sa masse volumique ρ sont choisies en fonction du fluide et du débit maximal à mesurer. Le terme « ludion » est préférable au terme « flotteur » puisque dans tous les cas, il est totalement immergé.

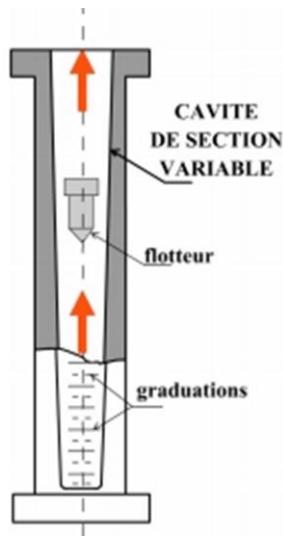


Figure II.12 : Principe du Rotamètre



Figure II.13 : Formes de ludions utilisés dans les rotamètres

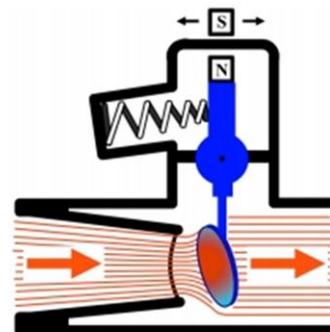


Figure II.14 : Débitmètre à vanne mobile

- **Débitmètre à vanne mobile**

Le débitmètre à vanne mobile est un composant robuste, tout indiqué pour les débits très importants lorsqu'une précision modeste est requise. Les fluides fortement chargés en

impuretés peuvent également être mesurés. Son principe est illustré par le schéma de la figure I.14 ci-dessus :

Un volet, qui ferme la canalisation à débit nul grâce à un dispositif de rappel (un ressort par exemple), va subir une force (due à la pression dynamique) dès qu'un débit sera établi dans la canalisation. On accède à la lecture du débit par une échelle indexant le déplacement de la vanne.

Là encore, un étalonnage sera nécessaire en fonction du fluide utilisé.

II.4.1.3 Débitmètres à pression différentielle

- **Principe et théorie (Cas des fluides incompressibles)**

Le principe des débitmètres à pression différentielle est basé sur un système perturbateur statique constitué d'un organe d'étranglement, ou organe déprimogène, qui provoque une chute de pression dont la valeur est fonction du débit d'écoulement et des caractéristiques thermodynamiques du fluide à mesurer.

La théorie de l'organe déprimogène repose sur l'application des équations de Bernoulli et de continuité (conservation de l'énergie et de la masse). L'écoulement dans un organe déprimogène est schématisé à la figure I.15 ci-dessous.

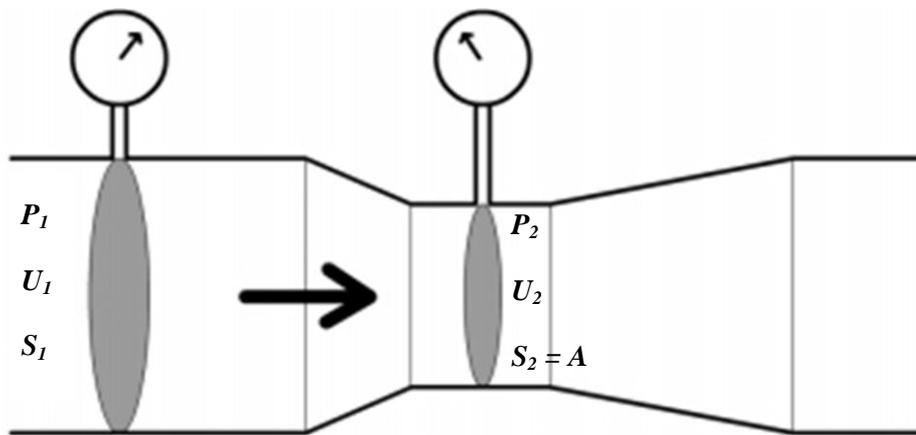


Figure II.15 : Élément Déprimogène

L'application des deux principes de conservation de la masse et de l'énergie, pour un écoulement stationnaire d'un fluide parfait et incompressible, entre les sections (1) et (2) permet d'écrire :

$$Q_v = U_1 \cdot S_1 = U_2 \cdot S_2 = Cte$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{U_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{U_2^2}{2g} = cte \quad (2.17)$$

Avec :

P: pression statique du fluide

Z : hauteur (cote) par rapport à un plan de référence

U : vitesse de l'écoulement

ρ : masse volumique du fluide

g : l'accélération de la pesanteur

S : Aire de la section de la conduite

En posant $Z = cte$ le long de l'élément déprimogène et $S_2 = A$ (section au niveau de l'orifice), on obtient pour le débit en combinant les deux équations ci-dessus :

$$Q_v = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{U_1^2}{U_2^2}}} A \sqrt{2 \frac{P_1 - P_2}{\rho}} \quad (2.18)$$

Dans cette expression du débit, nous n'avons tenu compte ni de la viscosité du fluide (que nous avons supposé parfait), ni de la perte de charge et de la contraction de la veine fluide dues à la présence de la singularité ; nous supposons également que la masse volumique est constante, ce qui n'est pas toujours le cas en pratique (notamment lorsqu'on a à faire avec les gaz).

Pour tenir compte de ces phénomènes, le débit théorique ci-dessus sera corrigé et évalué à l'aide de la formule pratique suivante :

$$Q_v = C \cdot E \cdot \varepsilon_1 \cdot A \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_1}} \quad (2.19)$$

Où :

C est un facteur appelé "coefficient de décharge" du débitmètre, introduit pour corriger l'erreur due à la perte de charge et à la contraction de la veine, il est fonction du nombre de Reynolds et de la géométrie de l'élément déprimogène ;

ε_1 , est un coefficient qui tient compte de la nature compressible du fluide, il vaut 1 pour les fluides incompressibles et sera fonction de l'état thermodynamique du fluide dans le cas où ce dernier est compressible;

$E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$ est appelé "coefficient de vitesse d'approche" avec $\beta = \frac{D_2}{D_1}$ est le rapport d'ouverture de l'élément déprimogène ;

$\Delta P = P_1 - P_2$ est la chute de pression entre les deux prises de pression 1 et 2.

L'expression du débit ci-dessus fait apparaître que le signal primaire de la pression différentielle ($\Delta P = P_1 - P_2$), et par conséquent les erreurs de mesure sur le débit, se trouvent multipliées par le coefficient de vitesse d'approche E. Donc, et afin de réduire cette erreur, on doit éviter que le coefficient β ne soit proche de 1, c'est à dire que U_1 soit proche de U_2 . Il faut noter encore qu'on appelle parfois "coefficient de débit", le facteur: $C_d = C.E$.

Le coefficient de décharge C dépend de la géométrie de la conduite et du débitmètre, donc du coefficient β et du nombre de Reynolds, Re. Il est important de noter que les débitmètres à organe déprimogène sont beaucoup plus adaptés pour mesurer les écoulements turbulents. Leur précision devient moins bonne en régime laminaire.

Les valeurs du coefficient de décharge C des divers éléments primaires ont été obtenues par expérimentation sur banc d'essai et sont disponible dans la norme ISO 5167.

Des formules empiriques telles que la formule de Stolz ou celle de Reader-Harris/Galagher qui a été adoptée récemment par la norme ISO 5167 (1998) permettent le calcul de ce coefficient.

- **Différents types d'organes déprimogènes**

Les organes déprimogènes sont caractérisés par leur rapport de diamètres $\beta = d / D$.

Ils sont constitués par les tubes de Venturi, les tuyères et les diaphragmes.

- ❖ **Tube de Venturi**

Les tubes de Venturi sont constitués d'un convergent suivi d'un divergent, ils sont caractérisés par une faible perte de charge et ne nécessitent pas de longueur droite. Ils sont tout particulièrement adaptés aux fluides chargés. Le Venturi peut être réalisé en acier ou en alliages divers. Il existe deux types de Venturi :

- ❖ **Le Venturi classique**

La géométrie du venturi classique décrite par la norme internationale ISO 5167 est schématisée sur la figure I.16 ci-dessous. Elle consiste en :

- Une partie divergente de 7 à 15 ° dont le rôle est de guider le fluide et de réduire la perte de charge.
- Un convergent de 21 ° qui constitue l'appareil déprimogène.

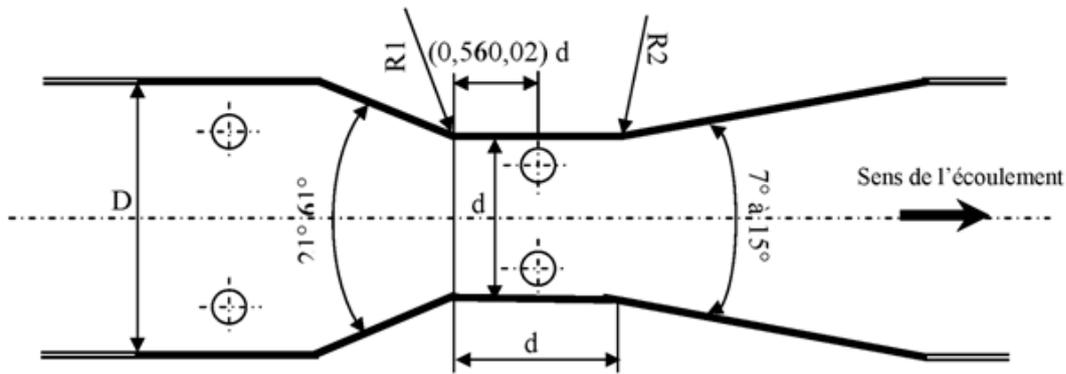


Figure II.16 : Tube de Venturi classique

❖ Le Venturi tuyère

Le Venturi tuyère est une tuyère munie d'un divergent, le convergent est identique à celui de la tuyère ISA 1932 (voir figure II.17 ci-dessous), la longueur du col est de $0,3 d$, le divergent est relié au col à angle vif, l'angle totale doit être inférieure à 30° , la valeur de cet angle n'influe pas sur le coefficient de décharge mais joue sur la perte de charge.

❖ Tuyère

Elle est constituée d'un col cylindrique précédé d'un convergent, il en existe deux types :

❖ La tuyère ISA 1932

Le convergent est d'allure torique de plusieurs rayons, le col de diamètre d est de longueur $0,3 d$ (figure II.17).

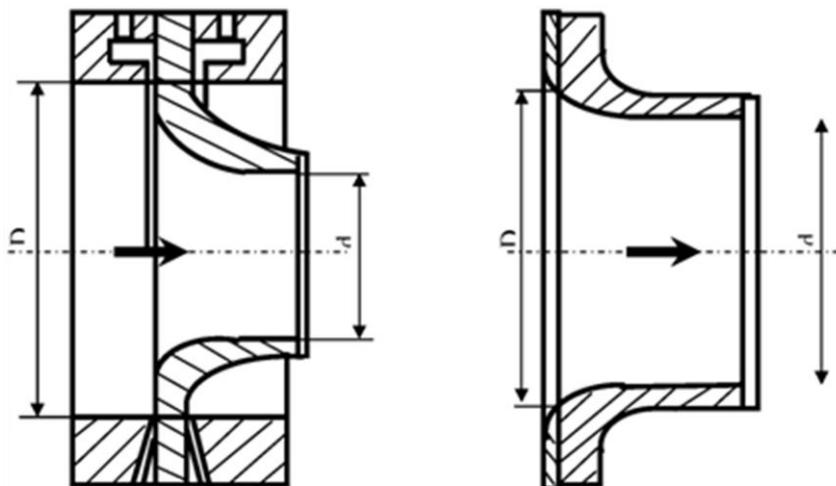


Figure II.17 : Tuyère ISA 1932

❖ **Tuyère à long rayon**

Elle comporte un convergent en quart d'ellipse et un col cylindrique (figure II.18).

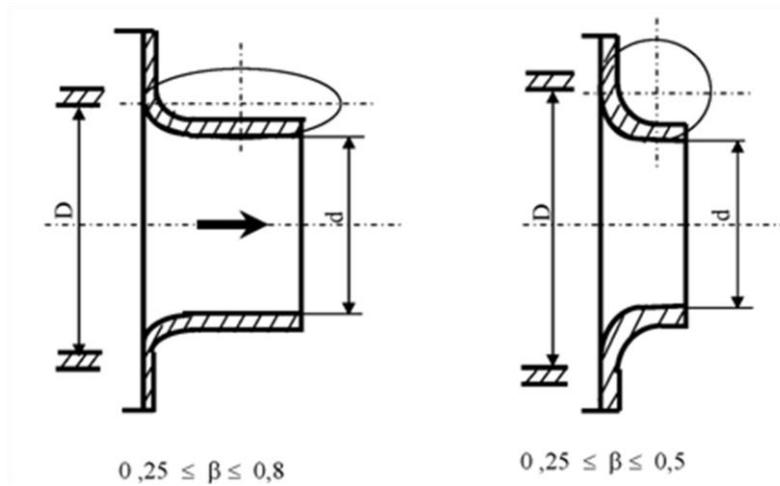


Figure II.18 : Tuyère à long rayon

- Pour $0,25 \leq \beta \leq 0,8$, on utilise la tuyère à grand rapport d'ouverture.
- Pour $0,25 \leq \beta \leq 0,5$, on utilise la tuyère à petit rapport d'ouverture.

❖ **Diaphragme**

Les diaphragmes sont constitués d'une plaque percée d'un trou calibré, perpendiculaire à la conduite. La version habituelle est munie d'un chanfrein sur la partie aval d'un angle qui doit être compris entre 30 et 45° et d'une arête vive en amont de l'orifice. le diamètre intérieur d doit être tel que β soit compris entre 0,20 et 0,80 selon le type de diaphragme, l'épaisseur de la partie cylindrique e doit être comprise entre 0,005 D et 0,02 D et l'épaisseur totale E doit être comprise entre e et 0,05 D . les diaphragmes peuvent se mettre dans les deux sens de l'écoulement, et ils doivent être symétriques et comporter des arêtes vives sur les deux faces (figure I.19).

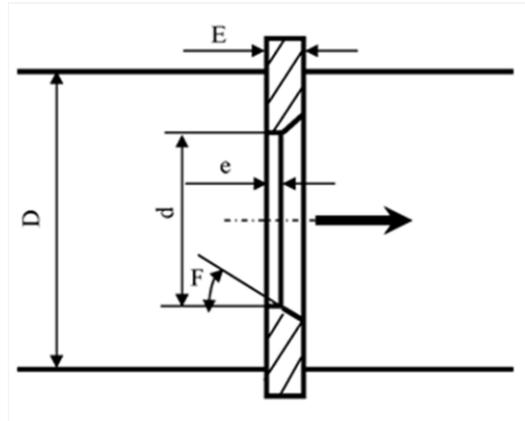


Figure II.19 : Schéma d'un diaphragme.

II.4.2 DÉVERSOIRS [1]

II.4.2.1 Définition

Ce sont des dispositifs qui utilisent le libre déversement par-dessus une paroi verticale placée au travers de l'écoulement à surface libre dans une section droite d'un canal. Ils sont appelés déversoirs et se basent sur une contraction verticale de l'écoulement.

La paroi de déversement peut présenter une échancrure rectangulaire, triangulaire, trapézoïdale ou circulaire. Le débit véhiculé par le canal est alors déterminé par une simple lecture limnimétrique du plan d'eau amont au-dessus de l'arête du déversoir ainsi que par les caractéristiques du canal et du dispositif de mesure.

II.4.2.2 Déversoir rectangulaire sans contraction latérale

Un déversoir rectangulaire est dit « sans contraction latérale » lorsque la largeur d'écoulement sur le déversoir (l) est égale à la largeur d'écoulement (L) en amont du déversoir.

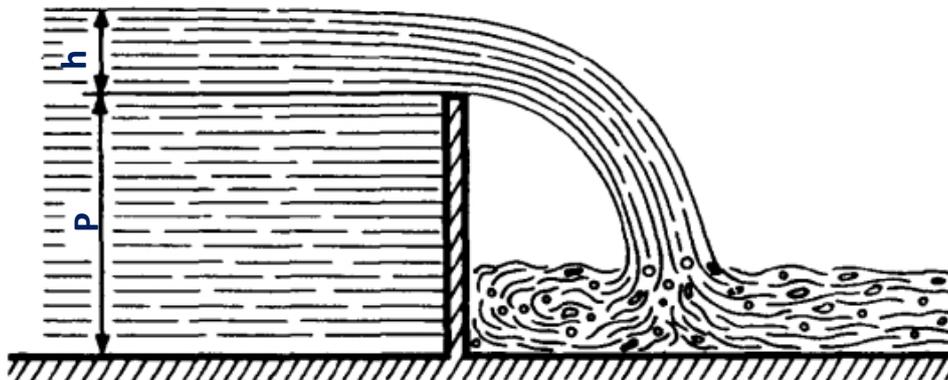


Figure II.20 : Déversoir rectangulaire sans contraction latérale

Le débit d'un déversoir rectangulaire sans contraction latérale se calcule, d'après POLENI, à l'aide de la formule générale :

$$Q_v = mlh\sqrt{2gh}$$

Avec :

m : coefficient du déversoir ; l : largeur du déversoir, en mètres :

h : hauteur d'eau au-dessus du seuil (ou charge), mesurée en amont du déversoir à une distance au moins égale à $4h$, et exprimée en mètres ;

P : " pelle" (hauteur du seuil au-dessus du fond d'amont), en mètres.

Notons que ces formules cessent d'être valables lorsque le rapport (h/P) de la charge à la pelle dépasse une valeur d'environ 1,5, car la nappe cesse alors d'être libre.

Les valeurs du coefficient m s'obtiennent par l'une des deux formules suivantes :

Formule de Bazin :

$$m = \left(0.405 + \frac{0.003}{h}\right) \left[1 + 0.55 \left(\frac{h}{h+P}\right)^2\right] \quad (2.20)$$

Formule de la SIAS (Société des Ingénieurs et Architectes Suisses) :

$$m = 0.410 \left(1 + \frac{1}{1000 h+1.6}\right) \left[1 + 0.55 \left(\frac{h}{h+P}\right)^2\right] \quad (2.21)$$

II.4.2.3 Déversoir rectangulaire avec contraction latérale

Quand le déversoir offre à l'eau un passage moins large que le canal amont, il se produit une contraction latérale, et le débit Q_v se trouve diminué. C'est le cas de notre banc d'essai. Après s'être assuré que la largeur du déversoir l est au moins égale à 3 fois la charge h , le débit calculé à l'aide des formules ci-dessus doit dans ce cas être corrigé de la manière suivante :

- a- la distance, mesurée perpendiculairement à l'axe du canal entre une joue du déversoir et la rive amont voisine est d'au moins 3 fois la charge h :

$$Q_v = mh\sqrt{2gh} \left(1 - \frac{h}{10}\right) \quad (2.22)$$

- b- la distance, mesurée perpendiculairement à l'axe du canal entre les deux joues du déversoir et la rive amont voisine est d'au moins 3 fois la charge h :

$$Q_v = mh\sqrt{2gh} \left(1 - \frac{2h}{10}\right) \quad (2.23)$$

Il existe une autre formule, celle de Hegly, qui s'applique quelles que soient les valeurs respectives de l et de h , à la seule condition que h soit au plus égal à 1 m.

$$Q_v = mlh\sqrt{2gh} \quad (2.24)$$

Avec cette fois-ci :

$$m = \left(0.405 - 0.03 \frac{L}{L-l} + \frac{0.003}{h}\right) \left[1 + 0.55 \left(\frac{l}{L}\right)^2 \left(\frac{h}{h+P}\right)^2\right] \quad (2.25)$$

Formule dans laquelle L est la largeur du canal amont, en mètre.

II.5 Conditionneur d'écoulement (redresseur)

Dans la pratique industrielle, afin de réduire la longueur nécessaire au développement et à l'établissement d'un écoulement, un dispositif de conduite dit "redresseur" ou "conditionneur" ou encore "tranquilliseur" d'écoulement, est placé généralement entre le débitmètre et l'élément perturbateur.

A l'heure actuelle, il n'existe pas de redresseur d'écoulement capable de produire parfaitement la condition de l'écoulement établi dans les distances de développement acceptables.

II.6 Conclusion

Les principes de certains appareils de mesure rencontrés sur le banc d'essai, ont été rappelés afin de rendre plus abordable l'analyse que nous allons effectuer au chapitre suivant sur chacun des éléments constitutifs du banc d'essai.

CHAPITRE III

Identification systématique des défaillances et actions de remédiations

III.1 Introduction

À présent que nous avons compris la constitution et le principe de fonctionnement de chaque élément dans l'installation nous allons passer à l'étape d'analyse des éléments du système pour en déterminer l'état et intervenir en cas de défaillance pour régler le problème.

III.2 État de l'installation au début du projet

Un examen superficiel de l'installation a montré qu'elle était dans un état déplorable. Délaissée depuis plusieurs années, sans entretien, nombreux étaient ses éléments ayant subi de lourdes dégradations, ce qui rend leur réparation même improbable, comme le frein et son circuit de refroidissement, ou le dispositif qui, selon toute vraisemblance fait office de débitmètre pour l'écoulement d'eau provenant de la pompe, comme également tout le reste de l'instrumentation existante ou manquante sur le banc (inexistence de manomètres à l'aspiration et au refoulement de la pompe, panne du système de mesure du couple moteur et de la vitesse de rotation de la pompe ; le manomètre placé à l'entrée de la turbine pour mesurer la hauteur effective de cette dernière, seul instrument de mesure qui paraissait en état de marche, donnait des indications qui n'étaient pas fiables et manquait de sensibilité, signe évident que la rouille est passée par là et que les prises de pression pouvaient être bouchées) sans parler de l'état de la tuyauterie qui, de toute évidence est entamée par la corrosion.

En guise de documentation sur l'installation, seule une notice donnant quelques informations d'ordre générale sur la turbine Pelton et le frein a été trouvée. Ces informations, sont de celles que les fournisseurs mettent à votre disposition afin de vous permettre d'avoir une idée générale sur les équipements avant de vous décider à les commander (voir la partie descriptive au chapitre I de ce projet).

Une autre difficulté, et non des moindres, se mettait en évidence pour nous à l'occasion de cet examen préliminaire de l'installation. Etant sans aucune expérience pour intervenir de manière efficace sur les équipements. Nous nous sommes rendu compte que l'assistance technique sur laquelle nous pouvions compter était quasi-inexistante : pas de technicien qualifié, pas d'outils adéquat sur place, pas de petit consommable qui pouvait nous faire gagner un temps précieux lorsqu'on allait procéder à l'analyse et à la maintenance des équipements en vue de préciser la nature des défaillances qui touchent chaque élément et de définir le moyen adéquat pour y remédier.

III.3 Travaux effectués

Nous avons dû passer le plus clair du temps alloué à ce projet dans le laboratoire pour tenter de dépanner ce qu'il était possible de dépanner avec les maigres moyens dont on pouvait disposer, principalement en faisant contribuer le vieux magasin des ateliers des métaux du département de Génie Mécanique qui nécessite, il faut le dire, un réapprovisionnement de grande envergure pour être en mesure de continuer à soutenir des travaux d'étudiants en fin de cycle qui pourraient déboucher sur des réalisations intéressantes pour les travaux pratiques.

Dans ce qui suit, nous tenterons de rapporter aussi fidèlement que possible l'essentiel des actions entreprises lors de ce projet.

Le local qui abrite l'installation de la pompe centrifuge était devenu un entrepôt où avaient élu domicile toutes sortes d'objets hétéroclites faisant penser à ces endroits où de la ferraille est amassée sans se décider à l'abandonner parce qu'on espère en récupérer quelque objet utile un de ces jours. Nous avons donc commencé par débarrasser le local de tous objets inutiles qu'il contenait pour pouvoir intervenir avec aisance sur les parties du banc d'essai qui s'y trouvait.

III.3.1 Armoire électrique

Le boîtier mural qui contient les composants électriques de l'alimentation sécurisée du moteur asynchrone sont très anciens, de plus le disjoncteur était très sensible et se déclenchait à chaque tentative de mettre en marche le moteur. Une intervention des techniciens de l'Ecole a été cependant suffisante pour régler ce problème ; il s'est avéré que le disjoncteur nécessitait seulement un réglage.

III.3.2 Essai du moteur à vide

Après avoir réglé le problème de l'alimentation du moteur, nous avons procédé à sa mise sous tension sans engager son accouplement avec l'ensemble variateur – pompe. Nous avons pu nous rendre compte ainsi de son fonctionnement correct.

III.3.3 La pompe

Un examen de la pompe nous a permis de relever qu'elle était bien dotée d'un orifice à l'aspiration, fermé par un bouchon, et d'un orifice au refoulement, doté d'un robinet. On pouvait donc placer un vacuomètre à la place du bouchon d'aspiration et un manomètre à la place du robinet de l'orifice de refoulement. Ceci va nous permettre de mesurer la pression différentielle entre l'entrée et la sortie de la pompe et calculer ensuite la puissance transmise à

l'eau en multipliant simplement cette surpression par le débit volumique. Nous avons donc acheté, par le biais de la régie, un manomètre gradué de 0 à 4 bars que nous avons placé au refoulement et un vacuomètre (manomètre qui mesure le vide) gradué de 0 à -1 bar, à l'aspiration.

III.3.4 Dispositif de mesure de Débit de la conduite forcée

Dans un premier temps, il était difficile de savoir exactement que nous avions à faire à un instrument qui permettait de mesurer le débit. D'abord, parce que les seules indications qu'il porte sur son cadran, en dehors de l'échelle de mesure, sont les inscriptions : "L/SES et MERCURE = 1835gr", ce qui nous à emmenés à penser soit à un débitmètre, soit simplement à un dispositif utilisé pour mesurer une chute de pression, mais il nous a été difficile d'en saisir le principe rien qu'en observant de l'extérieur, d'autant plus que lorsque la conduite est alimenté l'aiguille sur le cadran ne réagissait pas (voir figure III.1).



Figure III.1 : La conduite forcée est alimentée, mais l'aiguille ne bouge pas sur le cadran du débitmètre.

Nous étions par conséquent dans l'obligation d'ouvrir le dispositif de mesure pour essayer de comprendre son principe d'action et d'identifier la cause de sa défaillance. Etant quasi-certain que le dispositif contenait du mercure, substance toxique qu'il était impératif de ne pas laisser se répandre partout, il fallait procéder en prenant un luxe de précautions et trouver un moyen pour ne rien perdre du mercure que pouvait contenir l'appareil.

III.3.4.1 Première intervention sur le dispositif

- Démontage de la partie supérieure de l'instrument :

Quand on a ouvert et accédé au mécanisme qui commande le mouvement de l'aiguille, on a constaté que ce mécanisme est constitué d'une membrane métallique soudée à une crémaillère qui, lors de son mouvement vertical, fait tourner un engrenage qui entraîne l'aiguille du cadran dans sa rotation. La crémaillère était grippée, déplacée de son logement et bloquée comme le montre la figure III.2 ci-dessous.



Figure III. 2 : Photo montrant le blocage du mécanisme qui commande le mouvement de l'aiguille du cadran du débitmètre.

Nous avons donc effectué les opérations de maintenance nécessaire pour débloquer le mécanisme tout en nous assurant ses éléments n'étaient pas usés :

- Dégrippage de la crémaillère et de l'engrenage, graissage, repositionnement de la crémaillère de façon qu'elle soit proprement guidée lors du mouvement du mécanisme ;
- Nettoyage et polissage des parois intérieures qui étaient dans un état de dégradation avancé à cause de la corrosion subie durant toutes ces années ;

- Graissage des parois du cylindre où loge le mécanisme pour diminuer les frottements avec la membrane (voir figure III.3 ci-dessous).



Figure III.3 : Etat du cylindre où loge le mécanisme de commande de l'aiguille du débitmètre avant nettoyage et graissage.

Nous avons tout remis en place et testé de nouveau l'appareil. Malheureusement, une fois de plus le test n'a pas été concluant.

III.3.4.2 Deuxième intervention sur le dispositif

L'état dans lequel nous avons trouvé le mécanisme de commande de l'aiguille, nous a logiquement amenés à envisager l'hypothèse que les tubes de très faible diamètre qui connectent les prises de pressions à l'appareil étaient bouchés. Bien évidemment, nous avons tout démonté de nouveau, mais cette fois-ci nous nous sommes penchés sur la tuyauterie. A cet effet, nous avons soufflé dans les tubes à l'aide d'un compresseur, et nous avons pu avoir la confirmation que les tuyaux étaient effectivement bouchés. Pour localiser les bouchons, nous avons par la suite fait circuler de l'eau dans les différentes parties de la tuyauterie, et c'est ainsi que nous avons pu repérer un bouchon à l'entrée du tube manométrique. On a procédé à son débouchage en utilisant du dégrissant et de l'acide acétique, que nous avons pu acquérir auprès du M. Ahmed Zaid, professeur au département de génie Chimique.

Par la même occasion, nous avons extrait tout le mercure de l'appareil, nous avons procédé à sa pesée et nous avons constaté, en supposant que l'inscription sur le cadran correspondait à la quantité de mercure qu'il fallait mettre dans l'appareil, qu'il fallait ajouter une quantité très importante, que monsieur Benziada du département d'hydraulique a pu nous procurer.



Figure III.4 : Extraction du mercure du dispositif de mesure du débit.

Nous avons remis tout en place, en prenant soin d'étanchéifier avec du téflon. Cette fois-ci, le test était concluant, à la mise en marche l'installation, l'aiguille a bougé mais seulement pour les grands débits.

III.3.5 Élément déprimogène

Les différents tests que nous avons fait nous ont conduits à l'hypothèse que les prises de pression à l'intérieur de l'élément déprimogène étaient bouchées, de plus nous n'avions aucune information concernant le type d'élément déprimogène monté dans la canalisation, donc, l'ouverture de la canalisation à l'endroit où se trouve cet élément (voir figure III.5) était logiquement l'étape suivante.



Figure III.5 : Position de l'élément déprimogène avec les sorties des prises de pression avant son démontage.

III.3.5.1 Intervention sur l'élément déprimogène

Le démontage de l'élément n'a pas du tout été facile. En effet, comme on peut le voir sur la photo de la figure III.5 ci-dessus, son poids conjugué avec sa position juste au-dessus d'un tranquilliseur compliquait notre intervention. Toujours est-il que cette opération nous a révélé sa véritable nature : c'était donc une tuyère-venturi. Mais, là encore nous avons été surpris de trouver que la prise de pression amont était annulaire alors que la deuxième était constituée de quatre orifices de très faible diamètre. Ce type d'élément déprimogène est très ancien, il remonte à la deuxième guerre mondiale.



Figure III.6 : Position de l'élément déprimogène dans la canalisation après son démontage.

Comme il fallait s'y attendre, les prises de pression étaient presque complètement bouchées. On a donc comme précédemment procédé à leur débouchage à l'aide de dégrippant et d'acide acétique.



Figure III.7 : Les prises de pression de l'élément déprimogène sont bouchées.

Maintenant que l'élément déprimogène était démonté, il nous fallait prendre ses dimensions pour comparer la valeur indiquée du débit sur le cadran du dispositif installé avec

celle qu'on pourrait calculer avec la formule de l'élément déprimogène si l'on pouvait mesurer la pression différentielle par un autre moyen. Une telle procédure serait de nature à permettre le réétalonnage du débitmètre. La mesure des dimensions de la tuyère-venturi a été effectuée avec le concours des moyens du laboratoire de métrologie dimensionnelle du département de Génie Mécanique.



Figure III.8 : Position de l'élément déprimogène et les prises de pression à l'intérieur de la canalisation.

L'élément déprimogène ayant été remonté, le test a permis de noter l'augmentation de la sensibilité du débitmètre qui réagissait à présent aux débits moyens.

III.3.6 Vanne de décharge

La vanne de dérivation était bloquée, donc il fallait la démonter pour la dégripper et la graisser, ces opérations ont été menées sans trop de difficultés et la vanne a retrouvé un fonctionnement tout à fait normal.

III.3.7 Circuit de refroidissement du frein

Le circuit de refroidissement du frein comporte une vanne pour contrôler le flux d'eau fourni au frein, après l'avoir ouverte l'eau ne sortait pas, il était évident que les tuyaux étaient là encore bouchés.

III.3.7.1 Intervention sur le circuit de refroidissement du frein

L'utilisation de dégrippant et de l'acide acétique n'ayant pas donné entière satisfaction (le circuit opposait toujours une résistance anormale au passage de l'eau), nous avons, sur les conseils de monsieur Belhadef, commencer à porter de petits coups de marteau à la partie récalcitrante du circuit et les bouchons ont fini par céder.

III.3.8 Manomètre positionné à l'entrée de la turbine Pelton

Ce manomètre restait insensible sur la plage des pressions variant de 0 à 10 mètre d'eau.

Hypothèse 1 : le manomètre était défectueux

A l'aide d'un compresseur, on a pu observer que le manomètre semblait réagir convenablement.



Figure III.9 : Manomètre qui mesure la hauteur effective à l'entrée de la turbine Pelton.

Hypothèse 2 : les orifices de prise de pression et/ou la tuyauterie de connexion à l'appareil de mesure étaient bouchés



Prise de
pression

Figure III.10 : Système de prise de pression démonté.

III.3.8.1 Intervention sur les voies de communication reliant le manomètre à la conduite

Le système comporte 4 orifices de prise de pression qui communiquent avec une sortie unique raccordée au manomètre, il fallait déboucher tous ces orifices à l'aide de dégrippant et de l'acide acétique, cela n'a pas suffi puisqu'il nous a été impossible d'appliquer cette technique sur les orifices situés dans la partie inférieure de la conduite. Avec de la corde à piano et beaucoup de patience, nous avons pu finalement venir à bout de tous les bouchons.

III.3.9 Le frein de Prony

III.3.9.1 Procédure de démontage : Cette procédure sera nécessaire à chaque fois qu'on doit changer les patins montés sur les sabots. Elle sera décrite à l'aide de photos prises lors du démontage.



Figure III.11_1 : Démontez la vanne du circuit de refroidissement.



Figure III.11_2 : Dévisser le volant du frein.



Figure III.11_3 : Retirer les vis et la butée du frein qui se trouve à sa partie inférieure puis retourner le frein complètement.



Figure III.11_4 : Dévisser les vis qui retiennent les axes et les anneaux, puis retirer les axes.



Figure III.11_5 : Retirer enfin les sabots.

III.3.9.2 Réparation et dépannage du frein

Les patins portés par les sabots devraient, d'après la notice du fournisseur du frein, avoir un revêtement spécial. Après l'usure de ce revêtement, dont on ne connaît pas la nature exacte et qu'il est extrêmement difficile, voire impossible, de se procurer, des ferodos ordinaires ont été essayés, mais ils n'étaient pas appropriés, car au lieu de s'user ils usaient le tambour du frein et n'assuraient pas un freinage stable et graduel qui permettrait à la turbine de tourner à vitesse constante pour la conduite des essais.

Il nous fallait donc trouver des patins avec un revêtement approprié. Après avoir longtemps cherché à adapter une solution existante, nous avons fini par opter pour des patins en bois.

III.3.9.3 Première tentative pour confectionner les patins

On a ramené du bois rouge taillé sous forme de plaquettes aux dimensions appropriées, puis on a essayé de les plier avec une presse après les avoir mises dans de l'eau pendant 3 jours. Les fibres du bois étaient disposées longitudinalement, le bois n'a pas résisté à la pression et a craqué.

III.3.9.4 Deuxième tentative pour confectionner les patins

Cette fois on a ramené des plaquettes en bois avec les fibres orientées dans le sens transversal. Presser le bois de cette façon était plus difficile encore, et il n'a pas résisté à la pression comme dans l'essai précédant, en dépit du fait que les plaquettes avaient séjourné dans l'eau plus longtemps.

III.3.9.5 Troisième tentative pour confectionner les patins

Finalement, on a songé carrément à obtenir la courbure des plaquettes pour qu'elles puissent épouser la forme des sabots par usinage du bois. Cette opération a été réalisée avec une panseuse à bois et finie à la main avec de la toile émeri.



Figure III.12 : Réalisation des patins par usinage du bois pour leur faire épouser la forme des sabots.

Les patins ont été ensuite fixés sur les sabots à l'aide de butées pour éviter tout jeu qui les laisseraient bouger pendant le fonctionnement du frein.

Après quelques réglages d'ajustement, nous avons finalement pu amener les patins à épouser parfaitement la forme des sabots (voir figure III.13 ci-dessous).



Figure III.13 : Fixation des patins en bois sur les sabots du frein.

Après avoir remonté le frein et mis en marche la turbine pour essayer le freinage, nous avons constaté que même quand le volant était complètement ouvert, les patins à bois ralentissaient le tambour, ils étaient plus épais que prévu, la vitesse de rotation ne pouvait pas être stabilisée à une valeur régulière.

III.3.9.6 Ultime intervention sur le frein

On a démonté le frein de nouveau, pansé les patins à bois jusqu'à ce qu'ils épousent la forme voulue. On a remonté le frein et cette fois-ci l'épaisseur des patins à bois était convenable, seulement il restait un petit frottement au niveau de l'axe du tambour car il était un peu corrodé. Il nous a donc fallu le dégripper et le graisser. Au test suivant, le frein fonctionnait sans aucun problème.

III.3.10 Vidange et nettoyage du réservoir

Après avoir réparé tout ce qu'il était possible de réparer, avec les moyens disponibles, nous étions prêts à faire les essais, mais il restait encore à vider le réservoir pour :

- Vérifier que l'eau qui passe par la vanne de bypass rejoint bien le canal du déversoir de l'installation pour ne pas se tromper sur la mesure du débit.
- Vérifier l'état de la crépine de la pompe, la nettoyer, mesurer la distance entre la crépine et la pompe pour être en mesure d'étudier le phénomène de cavitation dans la pompe.

- Nettoyer le bassin et le débarrasser du sable, cailloux et autres détritiques, pour minimiser autant que possible le risque de rebouchage des prises de pression et de la tuyauterie fine des instruments de mesure.

Ce travail, nous l'avons accompli tous seuls, sans aucune aide et il a été harassant. Vidage du réservoir pendant 2 jours, son nettoyage pendant 2 jours, son remplissage de nouveau pendant 2 jours. La quantité de sable et de détritiques retiré était énorme.

III.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons intervenu avec succès sur certaines parties dont le fonctionnement est indispensable pour la conduite des essais sur le banc, comme ce fut le cas pour le frein de pronny par exemple.

A présent le système est suffisamment opérationnel pour que des essais puissent avoir lieu.

CHAPITRE IV

Exploitation de l'installation : Essais, résultats, interprétations

IV.1 Introduction

Après avoir procédé avec plus ou moins de succès aux réparations nécessaires pour rendre possible la conduite d'expériences sur les bancs d'essais de la pompe centrifuge et de la turbine Pelton, nous allons à présent passer à la réalisation de quelques manipulations qui ont pour objectifs principaux le tracé des courbes caractéristiques de la pompe centrifuge et de la turbine Pelton. Mais, au préalable, comme le déversoir semble être le seul moyen fiable qui permet actuellement de mesurer le débit d'eau dans l'installation, nous allons commencer par valider la formule de calcul du débit en effectuant une expérience sur le banc d'essai des déversoirs du laboratoire d'hydraulique. Les mesures et les résultats de tous les calculs seront présentés dans des tableaux référencés et insérés en annexe. Dans le présent chapitre ne seront présentés que les procédures de calcul et les représentations graphiques des résultats avec leur interprétation et ce, pour en faciliter la lecture au maximum.

IV.2 Validation de la formule de Hegly

Nous avons vu dans le chapitre II que le débit pouvait être calculé en mesurant simplement la hauteur de la nappe au-dessus du seuil d'un déversoir rectangulaire à contraction latérale. Plusieurs formules permettent un tel calcul, chacune exigeant la réalisation de conditions précises pour sa validation. Dans le cas qui nous concerne, la formule de Hegly est la plus convenable, car posant des conditions moins contraignantes que les autres et qui sont par conséquent bien vérifiées sur notre installation. Et comme cette formule est empirique, il nous a paru judicieux de la valider étant donné que nous disposons des moyens pour le faire au niveau du laboratoire. Une manipulation a donc été réalisée sur le banc d'essai "Déversoirs" avec un déversoir rectangulaire à contraction latérale. La manipulation consiste à remplir d'eau un bassin dont on connaît la section en mesurant le temps de ce remplissage, ce qui permet d'évaluer le débit par la méthode volumétrique. Parallèlement, le déversoir est utilisé pour calculer le débit de remplissage en ayant recours à la formule de Hegly. Les deux résultats seront comparés et leurs écarts relevés. L'opération est répétée pour plusieurs débits couvrant un domaine donné.

IV.2.1 Procédure de calcul

Le calcul du débit par la méthode volumétrique :

$$Q_{vol} = \frac{V}{t} \quad (3.1)$$

avec : $V = (X - X_0) \cdot S$ (3.2)

où, $S = 5.8311 \text{ m}^2$ est la section du bassin

X_0 : hauteur initiale mesurée par le limnimètre dans le bassin

X : hauteur finale mesurée par le limnimètre dans le bassin

Le calcul du débit par la méthode du déversoir rectangulaire à contraction latérale avec utilisation de la formule de Hegly pour le calcul du coefficient de débit :

$$Q_{dev} = mlh\sqrt{2gh} \quad (3.3)$$

$$m = \left(0.405 - 0.03 \frac{L-l}{L} + \frac{0.003}{h}\right) \left[1 + 0.55 \left(\frac{l}{L}\right)^2 \left(\frac{h}{h+P}\right)^2\right] \quad (3.4)$$

avec :

$h_0 = 4,08 \text{ cm}$ (hauteur initiale relevée au limnimètre et correspondant au niveau du seuil du déversoir); $P = 0,635 \text{ m}$; $L = 0,607 \text{ m}$; $l = 0,3 \text{ m}$

Les mesures et résultats de la manipulation sont portés au tableau AII.1 inséré en annexe AII.

Lors de cette manipulation, on a constaté qu'il y avait des fuites qui pouvaient fausser les résultats de la comparaison. Ces fuites sont dues à un manque d'étanchéité au niveau des joints du partiteur. Afin de tenir compte de ces fuites qui vers le bassin, nous avons dû les mesurer pour les soustraire du débit mesuré par la méthode volumétrique (voir tableau résultats de ces mesures au tableau A.II.2). le calcul du débit de ces fuites se fait de la même façon que pour le débit Q_{vol} :

$$\Delta Q_{vol} = \frac{\Delta V}{t} = \frac{\Delta X \cdot S}{t} \quad (3.5)$$

Après avoir évalué les pertes au partiteur, on a corrigé le débit pour pouvoir faire une comparaison entre le débit calculé avec la loi de **Hegly** et le débit mesuré dans le bassin (voir tableau AII.3). L'erreur a été calculée comme suit :

$$\varepsilon(\%) = \frac{Q_{dev} - Q_{vol}}{Q_{dev}} \cdot 100 \quad (3.6)$$

D'après les résultats obtenus (voir tableau A.II.3), en dehors du domaine des faibles débits où l'erreur pourrait atteindre 5 %, elle est en général inférieure à 2 % ; ce qui permet d'utiliser la formule de Hegly en tolérant ce niveau d'erreur très acceptable.

La courbe de la figure IV.1 ci-dessous montrant l'évolution de la hauteur mesurée au-dessus de la crête du réservoir en fonction du débit, montre qu'au-dessus d'un certain seuil, autrement dit pour dans le cas de débits suffisamment élevés, le débit devient quasiment proportionnel à la hauteur.

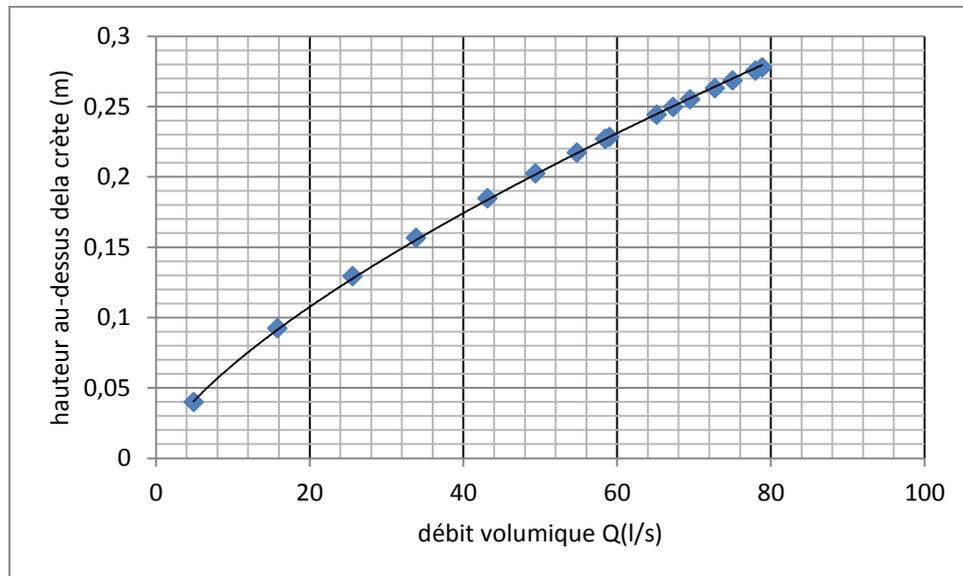


Figure IV.1 : Courbe donnant le débit du déversoir en fonction de la hauteur de la nappe au-dessus de la crête

IV.3 Calcul du débit avec l'élément déprimogène

Rappelant ici que le débit pour un élément déprimogène sera donné par l'expression ci-dessous (voir chapitre II) :

$$Q_v = C \cdot E \cdot \varepsilon_1 \cdot A \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_1}} \quad (3.7)$$

avec $\varepsilon_1 = 1$ et $\rho_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$ puisqu'on a faire à l'eau qui est un fluide incompressible.

Notre élément déprimogène présente les dimensions : $D_1 = 100.7 \text{ mm}$ et $D_2 = 47.5 \text{ mm}$

Ce qui donne pour le rapport d'ouverture de notre élément déprimogène, $\beta = \frac{D_2}{D_1} = 0.4717$ et

par suite un coefficient de vitesse d'approche $E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} = 1.0257$. La section au col

$A = 0.0018 \text{ m}^2$.

Le débit étant calculé à partir de mesures effectués sur le déversoir et la chute de pression entre les deux prises de pression de l'élément déprimogène à l'aide d'un tube en "U"

utilisant le mercure, tube que nous avons installé sur le banc d'essai à cet effet et qui est montré sur la photo de la figure IV.2 ci-dessous, l'expression (3.7) ci-dessus permettra de calculer le coefficient de décharge de notre élément déprimogène. Les résultats de ces calculs sont portés au tableau AII.4 inséré à l'annexe II.



Figure IV.2 : Tube en "U" monté sur l'élément déprimogène

Ainsi, au vue de ces résultats, nous relevons que le coefficient de décharge de l'élément déprimogène utilisé sur le banc d'essai a une valeur qui tourne autour de 0.7 ; valeur qui est plutôt proche de celle d'un diaphragme (de l'ordre de 0.6) que de celle d'une tuyère venturi (autour de 0.97). Et pourtant notre élément déprimogène est une tuyère venturi. Cette

dégradation du coefficient de décharge de l'élément déprimogène est due l'état de la conduite, devenue très rugueuse, ce qui est de nature à perturber fortement l'écoulement à l'entrée de l'élément déprimogène (voir figure III.8) et à dégrader ainsi ses performances. Cette dégradation pourrait même expliquer, du moins en partie, la difficulté que nous avons eu à exploiter le dispositif de mesure de débit, qui était forcément étalonné pour opérer sur un élément déprimogène neuf, donc présentant un coefficient de décharge proche de l'unité.

IV.4 Conduite des essais sur le banc de la pompe centrifuge

IV.4.1 Procédure d'essai

On fait tourner la pompe à une valeur donnée de la vitesse de rotation qu'on obtient en agissant sur le potentiomètre de commande du variateur de vitesse, puis on mesure cette vitesse à l'aide d'un tachymètre.

La vanne de décharge au bout de la conduite de refoulement étant complètement ouverte, on agit sur la vanne de réglage qui se trouve sur la conduite de refoulement, juste à la sortie de la pompe, pour régler le débit.

Ainsi, pour une vitesse de rotation donnée, on parcourt toute la gamme des débits permis par la vanne de réglage, en essayant autant que possible d'utiliser des variations régulières.

Pour chaque position de la vanne, correspondant à un débit donné, on relève les mesures suivantes :

- La hauteur h du limnimètre, nécessaire pour calculer le débit passant par le déversoir ;
- La pression indiquée par le vacuomètre placé à l'aspiration ;
- La pression indiquée par le manomètre au refoulement.

Cette procédure est répétée à chaque fois qu'on change la vitesse de rotation. En tout, six valeurs de la vitesse de rotation seront utilisées.

Les mesures obtenues pour chaque vitesse de rotation sont portées dans un tableau inséré à l'annexe II, tableau qui comporte également deux colonnes supplémentaires dans lesquelles sont portés les résultats des calculs immédiats du débit du déversoir et de la pression différentielle mesurée entre l'entrée et la sortie de la pompe (voir les tableaux AII.5-10).

IV.4.2 Calculs effectués à partir des mesures obtenues

Le calcul du débit du déversoir ce fait à l'aide de la formule de Hegly, comme cela a été expliqué plus haut dans ce chapitre mais avec les valeurs suivantes des paramètres qui correspondent au canal déversant du banc d'essai :

$$l = 0.25 \text{ m}$$

$$L = 0.73 \text{ m}$$

$$P = 0.65 \text{ m}$$

IV.4.3 Calcul de la hauteur manométrique totale de la pompe

$$HMT = \frac{\Delta P}{\rho g}$$

IV.4.4 Calcul de la puissance absorbée par la pompe

Sur la plaque signalétique du variateur de vitesse il y a les indications suivantes :

Pour $N = 2900$ tr/min le couple C sur l'arbre vaut 45 N.m

Pour $N = 1450$ tr/min le couple C sur l'arbre vaut 60 N.m

En admettant que le couple varie linéairement avec la vitesse de rotation, on aura :

$$C = \frac{45-60}{2900-1450} N + 75 \quad (3.8)$$

Ce qui donne pour la puissance absorbée

$$P(\text{abs}) = C * \omega = C * \frac{N * 2\pi}{60} \quad (3.9)$$

IV.4.5 Calcul de la puissance fournie par la pompe

$$P(\text{fournie}) = Q * \Delta P \quad (3.10)$$

IV.4.6 Calcul du rendement de la pompe

$$\eta = \frac{P(\text{fournie})}{P(\text{abs})} \quad (3.11)$$

Les résultats obtenus pour chaque vitesse de rotation sont portés dans un tableau à l'annexe AII. (voir tableaux AII.11-16 pour les différentes vitesses de rotation).

En exploitant les tableaux des résultats pour différentes vitesse de rotation, nous avons pu tracer le réseau des courbes caractéristiques de la pompe qui représentent l'évolution de la hauteur manométrique totale de la pompe en fonction du débit pour différentes vitesses de

rotation (voir figure IV.4). La figure IV.5 présente le réseau des courbes de rendement correspondant. Toutes ces courbes présentent une allure tout à fait conforme à celle des pompes centrifuges telle qu'enseignée dans les cours de turbomachine. Elles expriment toutes que pour une vitesse de rotation donnée, à débit nul la pompe est capable de sa hauteur manométrique totale la plus élevée suivi d'un petit palier quasi-horizontal pour les faibles débits avant d'amorcer une décroissance assez rapide à mesure que le débit augmente, ce qui est la signature d'un rotor à aubes inclinées en arrière. Le rendement s'annule logiquement à débit nul, puisque la puissance fournie par la pompe est nulle en l'absence de débit, tandis que la puissance absorbée a une valeur qui compense les pertes mécaniques de la machine. Le rendement doit s'annuler également pour les grands débits, car la pompe est alors incapable de créer une hauteur manométrique.

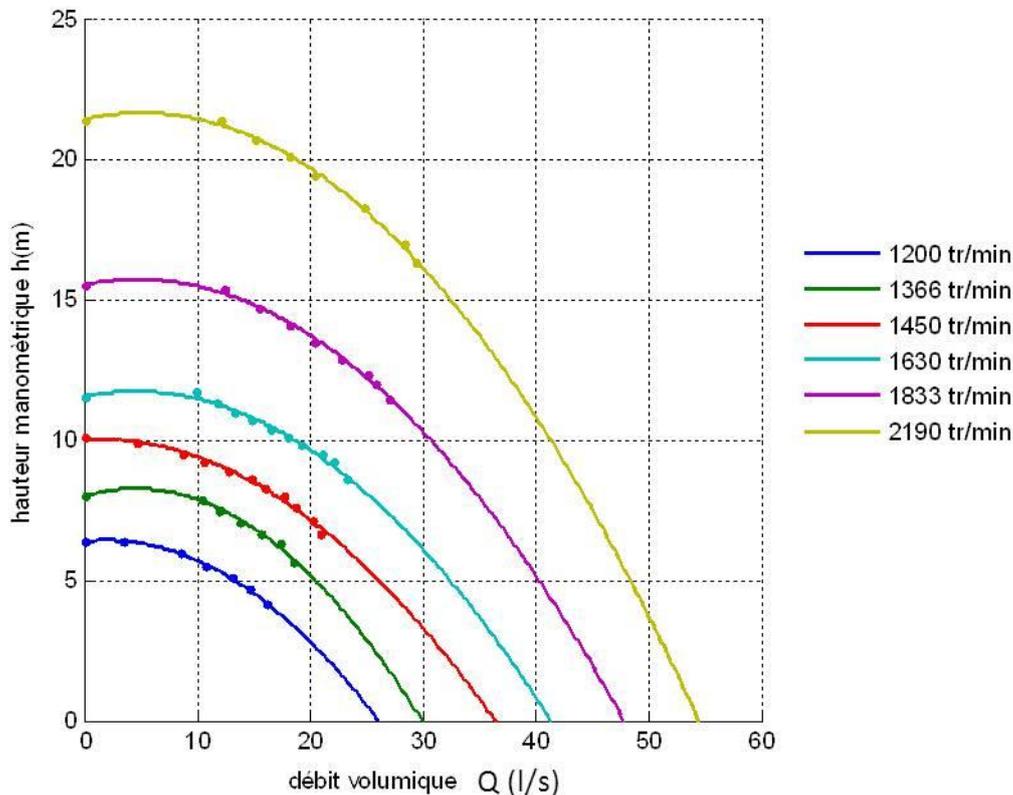


Figure IV.3 : Courbes caractéristiques de la pompe pour différentes vitesses de rotation

Avec la vitesse de rotation, la hauteur manométrique totale et le rendement augmentent logiquement en tandem.

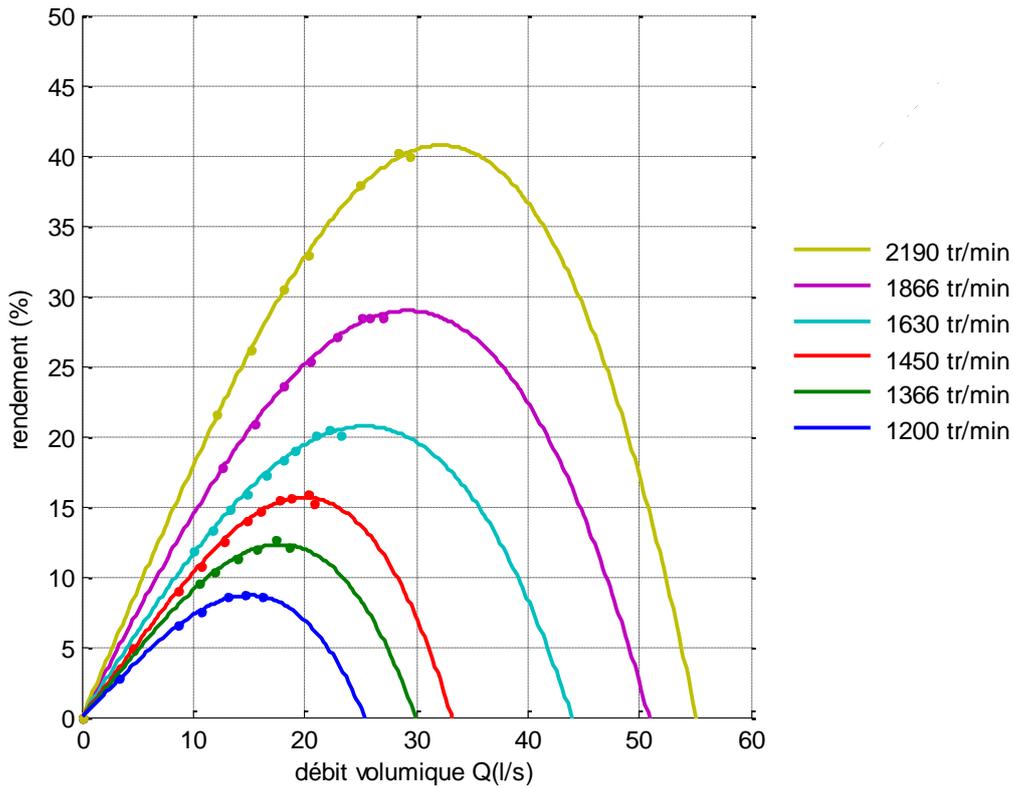


Figure IV.4 : Courbes de rendement de la pompe pour différentes vitesses de rotation

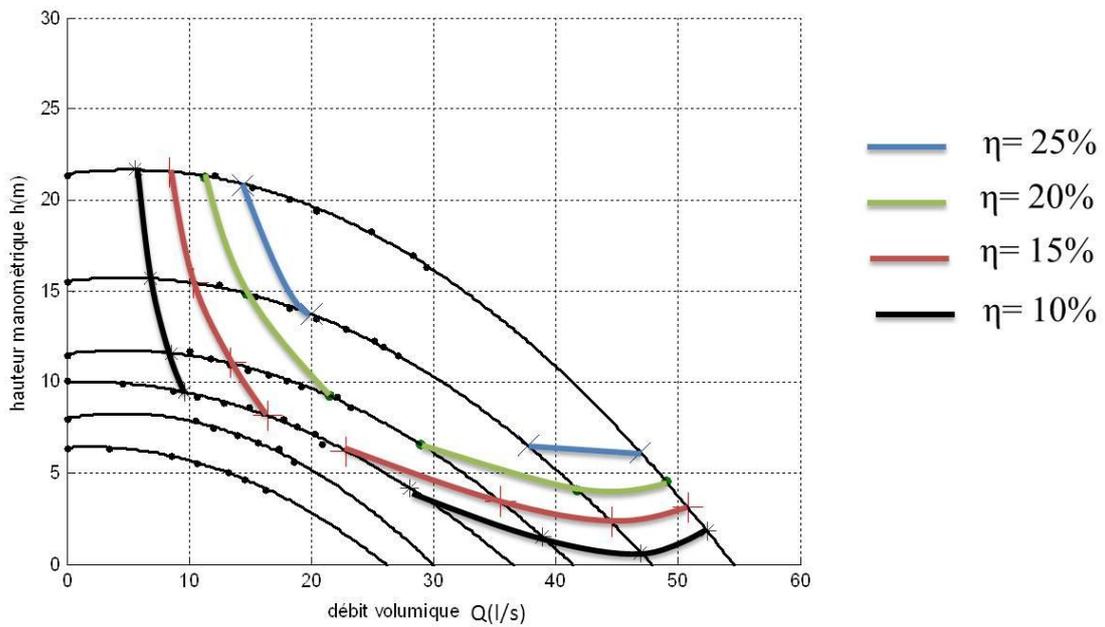


Figure IV.5 : Courbes d'iso-rendements de la pompe centrifuge

Les courbes d'iso-rendement de la figure IV.6 ci-dessus sont une autre façon de présenter les caractéristiques d'une turbomachine. Dans le cas de la pompe, la courbe d'iso-rendement

représente tous les points dont les coordonnées (H,Q) correspondent à la même valeur du rendement. Pour obtenir ces points, on relève sur le réseau des courbes de rendement, pour une vitesse donnée, les valeurs du débit qui correspondent à une certaine valeur du rendement. Ensuite, sur le réseau des courbes H(Q), on relève pour la même vitesse de rotation les valeurs de H qui correspondent aux valeurs de Q relevées précédemment. On procède ainsi avec toutes les autres vitesses de rotation et on arrive à tracer la courbe d'iso rendement correspondant à la valeur choisie du rendement.

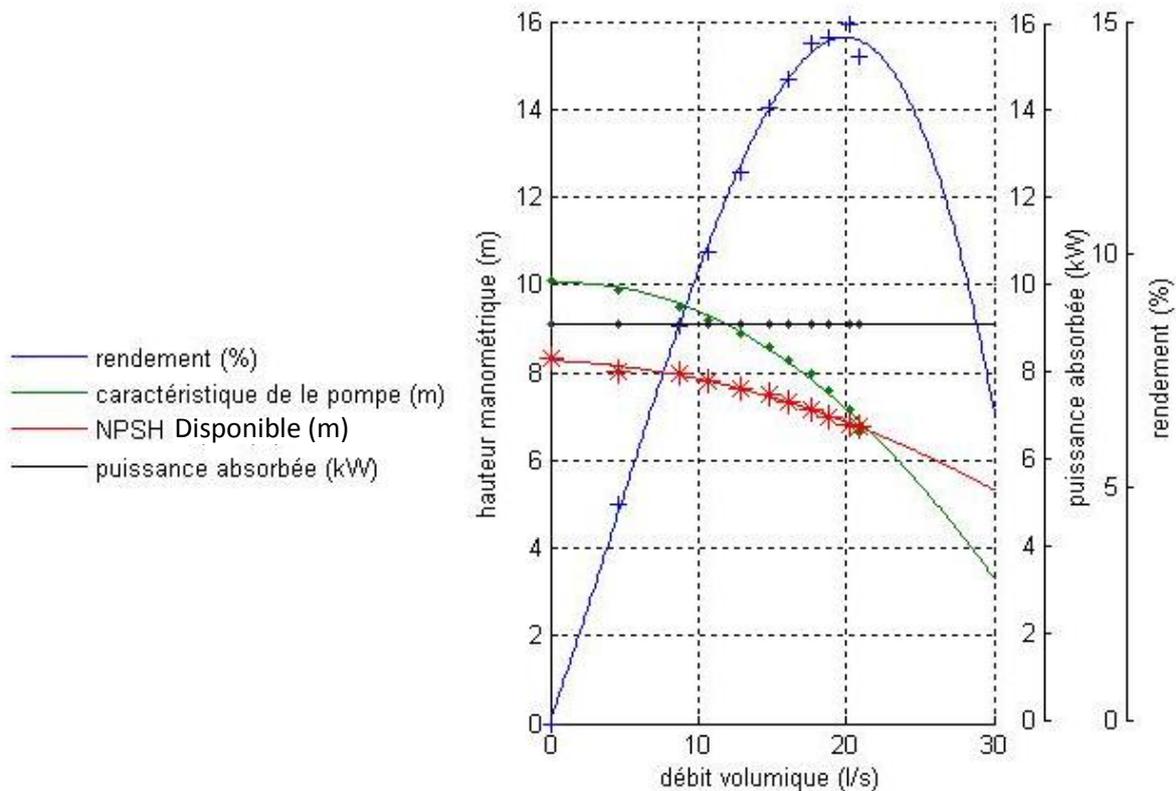


Figure IV.6 : Courbes caractéristiques de la pompe pour une

Vitesse de rotation $N = 1450 \text{ tr/mn}$

Sur la figure IV.7, nous avons tracé pour une même valeur de la vitesse de rotation la courbe H(Q), la courbe du rendement, la courbe de la puissance absorbée (qui est ici horizontale étant donné que nous avons admis que le couple, et par conséquent la puissance absorbée, ne dépendait que de la vitesse de rotation. En réalité, la courbe de puissance suit une allure très légèrement croissante, mais pour mettre cela en évidence, il aurait fallu disposer d'un moyen pour mesurer le couple à l'accouplement, ce qui malheureusement nous a fait défaut) ; nous y avons ajouté la courbe du NPSH disponible au niveau de l'installation, qui représente le potentiel dont dispose la pompe à l'aspiration pour éviter le risque de cavitation.

On voit très bien que ce potentiel s'amenuise à mesure que le débit augmente, rapprochant progressivement la pompe des conditions de cavitation. En fait, pour évaluer correctement ce potentiel, il aurait fallu disposer du NPSH requis, fourni par le constructeur et dont l'évolution est croissante, à l'opposé du NPSH disponible. Le potentiel de sécurité dont dispose la pompe donc à l'aspiration est représenté par la différence de ces deux grandeurs qui décroît plus rapidement à mesure que le débit augmente.

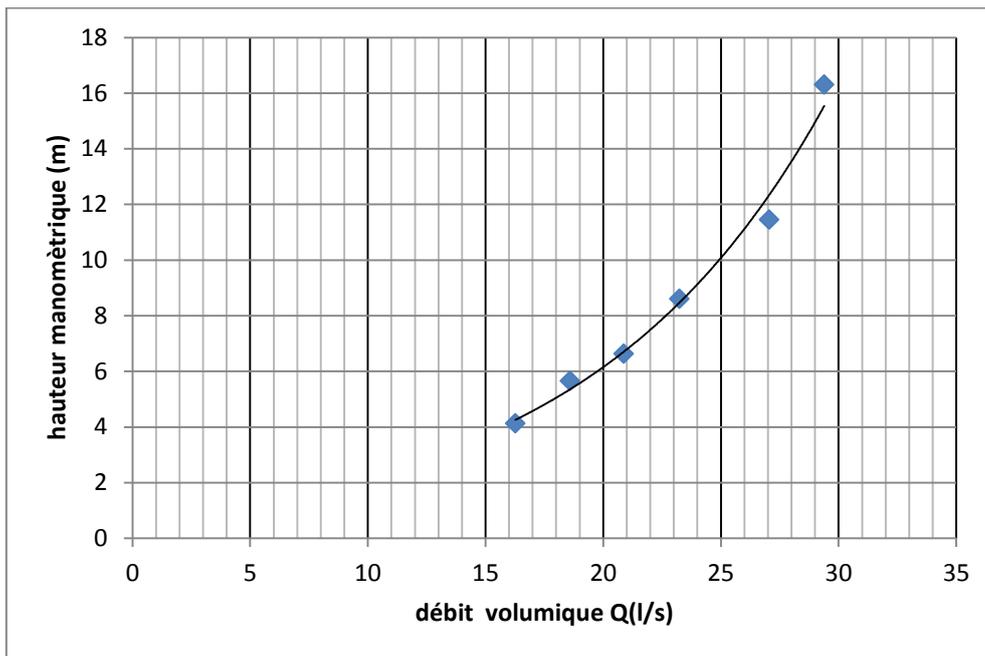


Figure IV.7 : Courbe caractéristique de la conduite pour différentes vitesses de rotation et pour une même ouverture de la vanne de réglage du débit

On peut également tracer la courbe de résistance de la conduite en portant en ordonnées la hauteur créée par la pompe, pour une même ouverture de la vanne de réglage en fonction du débit dont le réglage est obtenu cette fois-ci par la variation de la vitesse (voir figure IV.5 ci-dessus)

IV.5 Conduite des essais sur le banc de la turbine Pelton

Etant donné que le frein n'a été entièrement au point, qu'au cours de la dernière semaine, nous n'avons pas disposé du recul nécessaire pour explorer toutes les possibilités qu'offre le banc d'essai en matière d'expérimentation. Nous nous sommes donc limiter à quelques essais de référence pour vérifier la bonne marche de la turbine Pelton et de son frein.

Les mesures qui peuvent être effectuées sur le banc d'essai sont :

- La pression effective mesurée par un manomètre placé à l'entrée de la turbine P_{man} ;
- Le débit d'eau réglable avec l'injecteur et mesuré au déversoir, Q ;
- La vitesse de rotation N , contrôlée au frein et mesuré à l'aide d'un tachymètre ;
- Le couple mesuré au frein en utilisant des poids étalons pour ramener le frein à la position d'équilibre.

IV.6 Calculs effectués à partir des mesures obtenues

- **Le couple C** : le couple ne peut être calculé que si le frein est en action ; le frein est alors déséquilibré par le couple moteur de la turbine, on le ramène à l'équilibre en utilisant des poids calibrés et on calcule le couple en effectuant le produit du poids par le bras de levier du frein :

$$C = M.g.x \quad (3.12)$$

Avec $x = 0,716 \text{ m}$ (bras de levier)

- **La puissance transmise à l'arbre :**

$$P(\text{arbre}) = C*\omega = C*\frac{N.2\pi}{60} \quad (3.13)$$

- **La puissance effective (nette):**

$$P(\text{eff})= P_{man}*Q \quad (3.14)$$

- **Le rendement :**

$$\eta = \frac{P(\text{arbre})}{P(\text{eff})} \quad (3.15)$$

- **La hauteur effective (nette) :**

- $H_{eff} = \frac{P_{man}}{\rho g} \quad (3.16)$

IV.7 Conduite de l'essai avec le frein complètement desserré (le frein n'entre pas en action)

On fait varier le débit en agissant sur l'injecteur et à chaque fois on mesure : le débit à l'aide du déversoir, la pression P_{man} indiquée par le manomètre placé à l'entrée et la vitesse de rotation N . Les mesures et les calculs sont portés au tableau AII.17 Inséré en annexe II. Les courbes de la hauteur nette et de la vitesse de rotation sont tracées en fonction du débit et montrées sur les figures IV.9 et IV.10 respectivement. On relève immédiatement que la première de ces deux figures que la hauteur nette, qui représente l'énergie disponible à l'entrée de la turbine, diminue lorsque le débit augmente étant donné qu'il y'a alors augmentation des pertes de charge dans la conduite forcée.

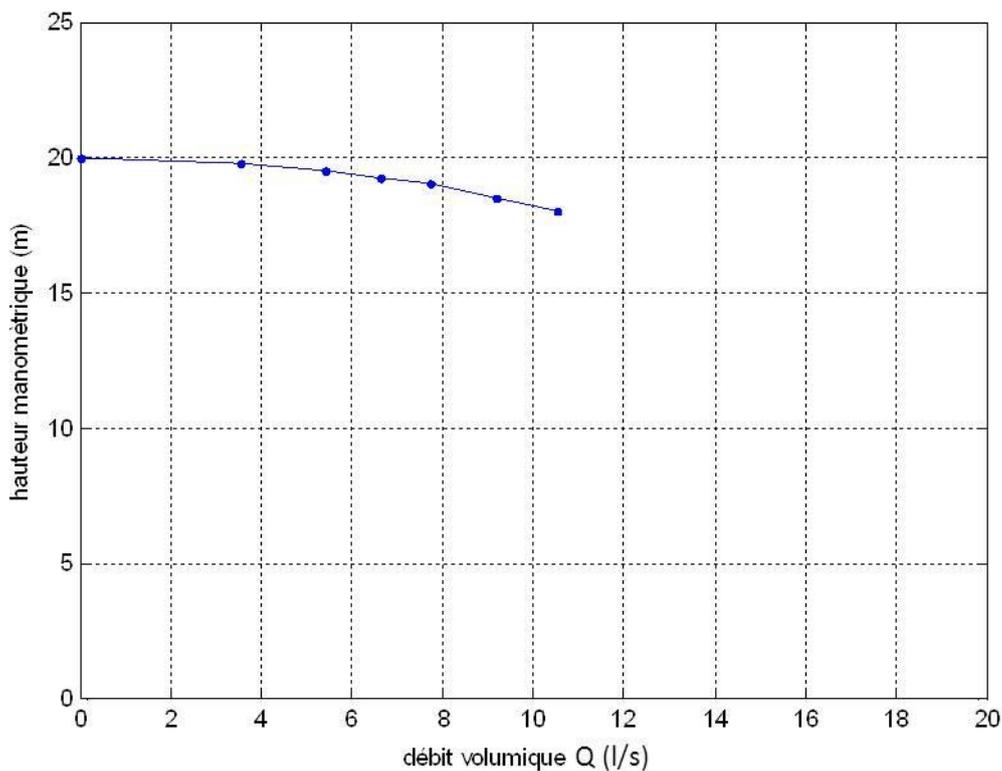


Figure IV.8 : Hauteur nette H en fonction du débit volumique Q

Sur la figure IV.10, on peut noter que la vitesse de rotation augmente d'abord très rapidement avec le débit, puis se stabilise presque complètement au-dessus d'un certain seuil. Tout à l'air de se passer comme si le débit n'entre plus en totalité en contact avec les augets,

une partie du débit travaille et le reste se faufile sans toucher les augets et sans produire d'accélération sur la turbine.

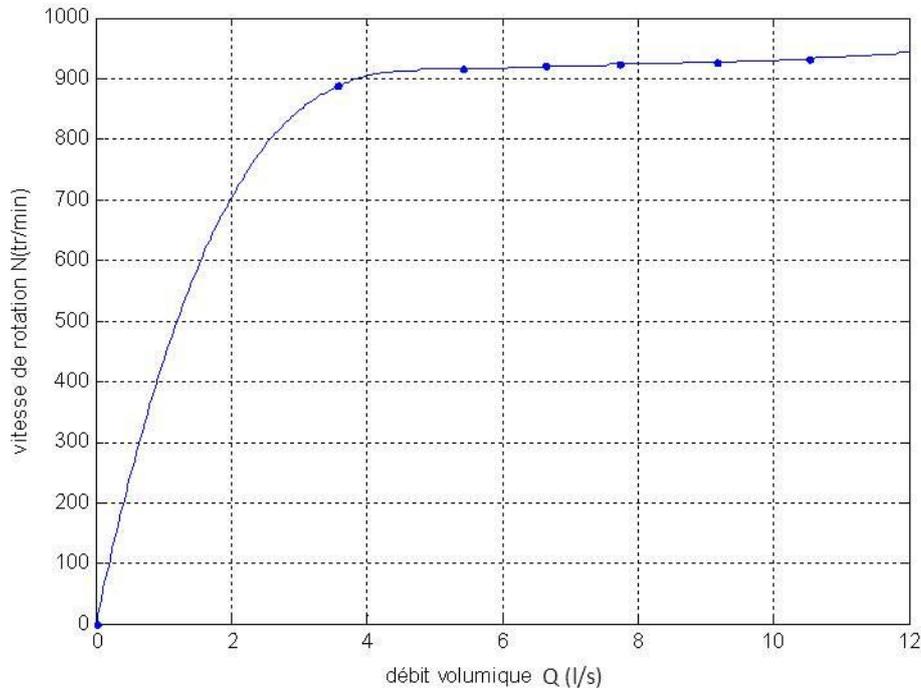


Figure IV.9 : Vitesse de rotation N de la turbine en fonction du débit volumique Q

IV.8 Conduite de l'essai à débit constant

On garde le débit constant, on fait varier la vitesse en procédant par le serrage progressif du frein et on mesure à chaque fois le couple nécessaire pour faire tourner la turbine à la vitesse choisie. On mesure à chaque fois la vitesse et le couple et on porte les valeurs mesurées dans le tableau AII.18 inséré en annexe. La courbe du couple en fonction de la vitesse de rotation est représentée à la figure IV.11 ci-dessous. Le débit et la hauteur nette étant gardés constants, la puissance absorbée par la turbine reste constante, La puissance libérée au frein étant le produit du couple par la vitesse de rotation, il est tout à fait compréhensible que le couple augmente lorsque la vitesse de rotation diminue.

IV.9 Conduite de l'essai où le couple sera mesuré avec le frein en position bloquée

On règle l'injecteur à une faible valeur du débit, la turbine se met à tourner, on applique progressivement une force de serrage sur le frein et on arrête juste au moment où la turbine cesse de tourner. On mesure alors le couple et le débit. On augmente le débit, la turbine se remet à tourner, on applique de nouveau un effort de serrage jusqu'à l'arrêt de la machine. On

note le débit et le couple. On procèdera ainsi jusqu'à ce que toute la gamme des débits soit couverte. Les résultats de l'expérience sont portés au tableau AII.19.

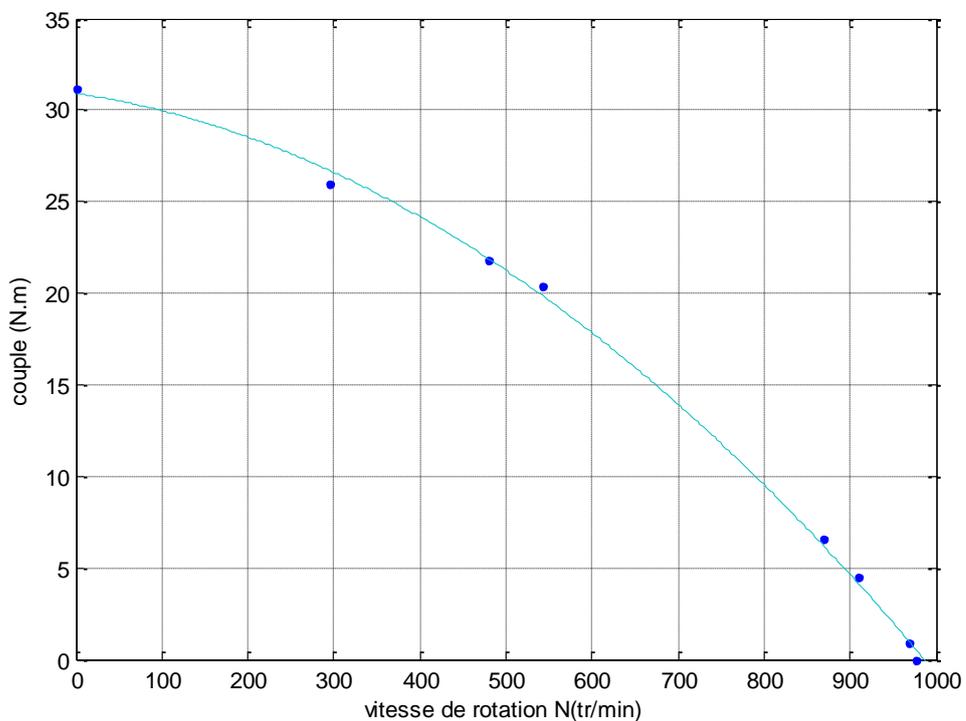


Figure IV.10 : Couple C en fonction de la vitesse de rotation N

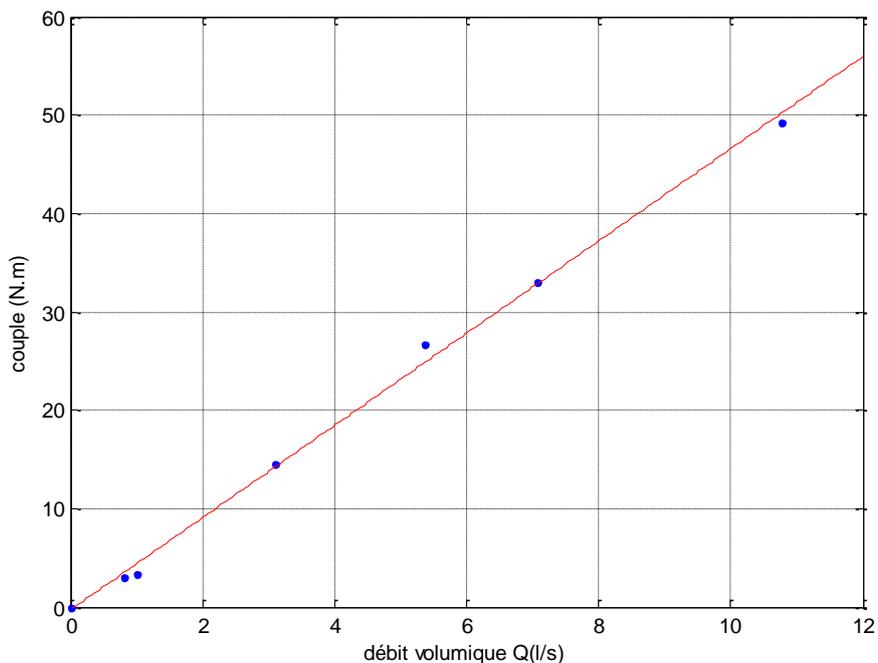


Figure IV.11 : Couple C en fonction du débit volumique Q

La courbe du couple en fonction du débit est tracée à la figure IV.12 ci-dessous. Le couple mesuré ici représente le couple maximum que la turbine pourrait développer lorsqu'elle est alimentée avec un débit donné. Ce couple est comme on le voit sur la figure directement proportionnel au débit.

IV.10 Conduite de l'essai à vitesse de rotation constante $N = 800$ tr/mn

On choisit un débit de telle façon que la turbine tourne à plus de 800 tr/mn sans freinage. On applique un serrage progressif sur le frein jusqu'à ce que la vitesse descende à 800 tr/mn. On notera les mesures : P_{man} , Q et C . On augmente le débit, la turbine accélère, on serre le frein pour la ramener à 800 tr/mn. On notera de nouveau P_{man} , Q et C . on procèdera ainsi jusqu'à ce que la gamme des débits soit couverte. Les mesures sont portées au tableau AII.20 en annexe. Le tracé de la courbe de rendement en fonction du débit est donné à la figure IV.13 ci-dessous. On retrouve ici l'allure bien connu de la courbe de rendement de la turbine Pelton, qui montre une performance assez régulière pour des débits suffisamment élevés.

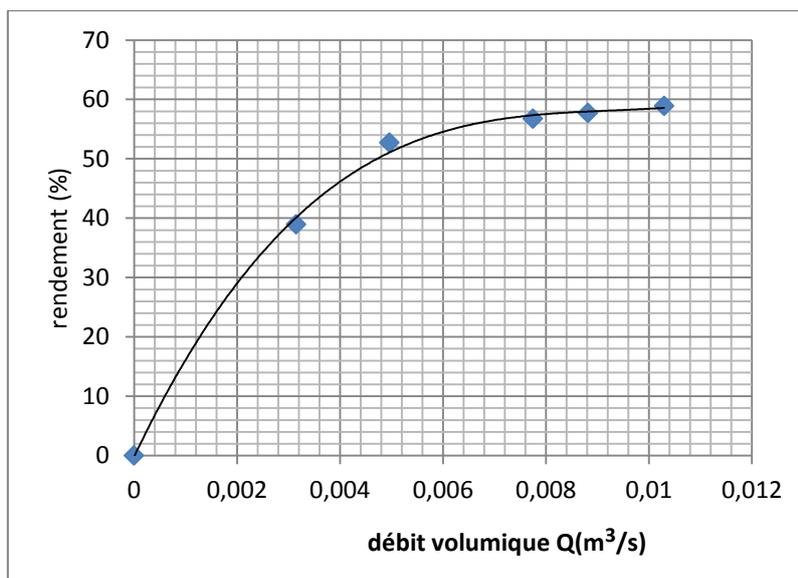


Figure IV.12 : Courbe du rendement pour une vitesse de 800 tr/min

IV.11 Conclusion

Après avoir réuni les conditions de la mise en marche des deux bancs d'essai de la pompe centrifuge et de la turbine Pelton, nous avons pu mener des essais satisfaisants sur les deux bancs d'essai. Nous avons disposé de plus de temps pour faire les essais sur la pompe et malheureusement moins pour la turbine Pelton à cause de la difficulté qui a traîné en longueur avec le frein.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion générale

Le travail accompli dans le cadre de ce projet nous a permis de récupérer des équipements qui étaient voués à l'abandon. Et pourtant ces équipements sont très intéressants pour la pédagogie. Ils offrent en effet un large éventail d'applications.

En permettant de tracer les caractéristiques de la pompe centrifuge et de la turbine Pelton, l'installation sera pour les étudiants qui suivront le cours de turbomachine une source d'information pratique très appréciable. Les phénomènes y sont étudiés à échelle réelle. Au cours de la réalisation de ce travail, nous avons pu prendre la mesure des difficultés qu'il y a à gérer les problèmes de corrosion dans les systèmes hydrauliques. quand en plus ces systèmes sont des bancs d'essai qui comprennent des instruments de mesure très sensibles, les dégâts peuvent alors avoir des conséquences désastreuses : une prise de pression est un orifice de très faible diamètre qui peut être obturé facilement et fausser complètement l'indication de l'instrument de mesure. Des équipements comme ceux qu'on vient de réparer nécessitent un entretien permanent, car il suffit qu'ils soient abandonnés à eux-mêmes pour qu'ils subissent de lourdes dégradations.

Il est vrai que les opérations par lesquelles nous sommes intervenus sur l'installation ont été pour l'essentiel couronnées de succès, et que des manipulations peuvent avoir lieu sur les deux bancs d'essais. Mais il reste encore du travail à faire pour améliorer les performances des équipements. Ainsi, sur le banc d'essai (pompe centrifuge), il serait souhaitable de disposer d'un moyen pour mesurer le couple, il y a également la pompe dont il faudra refaire le système d'étanchéité, les fuites d'eau externes sont en effet non négligeables.

Ensuite il y a la soupape installée sur la tuyauterie à la sortie de la pompe, elle ne semble pas jouer un rôle quelconque actuellement, il faudra donc la démonter et l'examiner à son tour.

Du côté de la turbine Pelton, ses performances à haut débit ne sont pas très satisfaisantes et semblent indiquer qu'une partie du débit qui sort de l'injecteur ne soit pas dirigé convenablement sur les augets et ne transmet donc pas sa puissance hydraulique à la roue.

La turbine devrait être ouverte pour voir s'il n'y pas de problème de ce côté-là.

La tuyauterie, très vieille et rongée par la rouille doit être changée.

Nous espérons enfin qu'on procédera souvent au renouvellement de l'eau du bassin, afin de ne pas contaminer les instruments de mesures.

ANNEXE II
Tableaux

Tableau AII.1 : résultats et calculs du TP du déversoir

T(s)	V(l)	X ₀ (m)	X(m)	h(m)	m	Q _{dev} (l/s)	Q _{vol} (l/s)
780	3651,43482	0,0908	0,717	0,0399	0,46523334	4,9272084	4,68132669
480	7367,59485	0,1175	1,381	0,0924	0,42321001	15,79555	15,3491559
300	7576,34823	0,124	1,4233	0,1293	0,41461697	25,61625	25,2544941
120	3977,39331	0,7248	1,4069	0,1566	0,41113444	33,85652	33,1449443
180	7790,93271	0,117	1,4531	0,1848	0,40883287	43,15882	43,2829595
160	7702,8831	0,1203	1,4413	0,2025	0,40782002	49,38293	48,1430194
130	7147,17927	0,1031	1,3288	0,2172	0,40716173	54,76807	54,9783021
120	7009,56531	0,117	1,3191	0,2284	0,4067503	58,99875	58,4130443
120	7098,78114	0,1146	1,332	0,227	0,40679793	58,46397	59,1565095
120	7813,09089	0,1138	1,4537	0,2442	0,40627968	65,14999	65,1090908
110	7350,68466	0,1204	1,381	0,2496	0,40614441	67,30047	66,824406
100	6820,05456	0,1239	1,2935	0,2551	0,40601861	69,51562	68,2005456
95	6923,84814	0,1217	1,3091	0,263	0,4058575	72,74078	72,882612
90	6870,78513	0,1028	1,2811	0,2685	0,40575799	75,01606	76,342057
90	7030,55727	0,112	1,3177	0,2756	0,40564368	77,98917	78,117303
90	7322,11227	0,1089	1,3646	0,2777	0,40561277	78,87624	81,356803

Tableau AII.2 : résultats et calcul des pertes lors du TP du déversoir

X1(m)	X2(m)	ΔX(m)	ΔV (l)	T(s)	ΔQ(l/s)
0,1097	0,1151	0,0054	31,48794	780	0,0403691
0,1332	0,1433	0,0101	58,89411	480	0,1226960
0,1493	0,1576	0,0083	48,39813	300	0,1613271
0,1667	0,1743	0,0076	44,31636	120	0,369303
0,1774	0,1841	0,0067	39,06837	180	0,2170465
0,1889	0,1929	0,004	23,3244	160	0,1457775
0,1964	0,2023	0,0059	34,40349	130	0,2646422
0,2042	0,2071	0,0029	16,91019	120	0,1409182
0,2375	0,2422	0,0047	27,40617	120	0,2283847
0,2274	0,232	0,0046	26,82306	120	0,2235255
0,2464	0,2508	0,0044	25,65684	110	0,233244
0,2523	0,2553	0,003	17,4933	100	0,174933
0,2607	0,2636	0,0029	16,91019	95	0,178002
0,2698	0,2726	0,0028	16,32708	90	0,181412
0,2893	0,2929	0,0036	20,99196	90	0,233244
0,2818	0,285	0,0032	18,65952	90	0,207328

Tableau AII.3 : calcul des erreurs pour confirmer la relation de Hegly

Q_{vol} corrigé(l/s)	Q_{dev} (l/s)	écart Q(l/s)	erreur
4,64095754	4,9272084	0,28625087	5,80959525%
15,2264599	15,7955462	0,56908631	3,60282766%
25,093167	25,616254	0,52308697	2,04201195%
32,7756413	33,856515	1,08087379	3,19251343%
43,065913	43,1588152	0,09290224	0,2152567%
47,9972419	49,3829279	1,38568604	2,80600218%
54,7136598	54,7680698	0,05440998	0,09934617%
58,272126	58,9987475	0,72662155	1,23158809%
58,9281248	58,4639667	0,461581	0,78951365%
64,8855653	65,1499885	0,26442328	0,40586851%
66,591162	67,3004722	0,7093102	1,05394535%
68,0256126	69,515618	1,4900054	2,143411%
72,70461	72,740781	0,03617097	0,04972585%
76,160645	75,0160629	1,1445821	1,52578269%
77,884059	77,9891694	0,10511043	0,13477568%
81,149475	78,8762389	2,2732361	2,88202902%

Tableau AII.4 : calcul du coefficient de décharge C

h_1 (m)	h (m)	m	ΔH (m)	$Q_{dép}$ (m ³ /s)	Q_{dev} (m ³ /s)	C
0,2905	0,1175	0,41114	0,39	0,01854	0,01833	0,69933568
0,2916	0,1186	0,41092	0,41	0,01901	0,01858	0,69128173
0,296	0,123	0,41005	0,44	0,01969	0,01958	0,7032884
0,2981	0,1251	0,40966	0,46	0,02013	0,02007	0,70485111
0,301	0,128	0,40914	0,51	0,0212	0,02074	0,69194641
0,3061	0,1331	0,40829	0,57	0,02241	0,02195	0,69256867
0,3112	0,1382	0,4075	0,63	0,02356	0,02318	0,69565165
0,3168	0,1438	0,40671	0,695	0,02475	0,02455	0,70161256
0,3221	0,1491	0,40602	0,79	0,02638	0,02588	0,69361518
0,3241	0,1511	0,40577	0,81	0,02672	0,02639	0,6984023

Tableaux concernant le banc d'essai pompe centrifuge

RÉSULTAT DES MANIPULATIONS

Tableau AII.5 : N=1200 tr/min

H(m)	Q _{dev} (m ³ /s)	P _{re} (bar)	P _{as} (bar)	ΔP(bar)	Hmt (m)
0	0	0,5	-0,14	0,64	6,52352
0,035	0,00341367	0,4375	-0,2	0,6375	6,4980375
0,069	0,00860494	0,375	-0,22	0,595	6,064835
0,0806	0,01070705	0,3125	-0,24	0,5525	5,6316325
0,0934	0,01319803	0,25	-0,26	0,51	5,19843
0,1002	0,01459056	0,1875	-0,28	0,4675	4,7652275
0,1081	0,01626605	0,125	-0,3	0,425	4,332025

Tableau AII.6 : N=1366 tr/min

H(m)	Q _{dev} (m ³ /s)	P _{re} (bar)	P _{as} (bar)	ΔP(bar)	Hmt (m)
0	0	0,6	-0,16	0,76	7,74668
0,0794	0,01048256	0,55	-0,24	0,79	8,05247
0,0872	0,01196975	0,5	-0,25	0,75	7,64475
0,0968	0,01388846	0,4375	-0,27	0,7075	7,2115475
0,1052	0,01564392	0,375	-0,29	0,665	6,778345
0,1131	0,01735761	0,3125	-0,32	0,6325	6,4470725
0,1186	0,0185855	0,225	-0,34	0,565	5,759045

Tableau AII.7 : N=1450 tr/min

H(m)	Q _{dev} (m ³ /s)	P _{re} (bar)	P _{as} (bar)	ΔP(bar)	Hmt (m)
0	0	0,313	-0,35	0,6625	6,7528625
0,0437	0,004590318	0,375	-0,34	0,715	7,287995
0,0694	0,008674851	0,438	-0,32	0,7575	7,7211975
0,0803	0,01065078	0,5	-0,3	0,8	8,1544
0,0917	0,012857266	0,55	-0,28	0,83	8,46019
0,1015	0,014862066	0,6	-0,26	0,86	8,76598
0,1073	0,016093617	0,65	-0,24	0,89	9,07177
0,1145	0,017667488	0,7	-0,22	0,92	9,37756
0,1195	0,018789093	0,75	-0,2	0,95	9,68335
0,126	0,020281427	0,8	-0,19	0,99	10,09107
0,1285	0,020865531	0,85	-0,16	1,01	10,29493

Tableau AII.8 : N=1630 tr/min

H(m)	Q _{dev} (m ³ /s)	P _{re} (bar)	P _{as} (bar)	ΔP(bar)	Hmt (m)
0	0	1	-0,15	1,15	11,72195
0,0767	0,0099833	0,95	-0,22	1,17	11,92581
0,0858	0,011697993	0,9	-0,23	1,13	11,51809
0,094	0,013319017	0,85	-0,25	1,1	11,2123
0,1011	0,014778349	0,8	-0,27	1,07	10,90651
0,109	0,016460773	0,75	-0,29	1,04	10,60072
0,116	0,018001533	0,7	-0,31	1,01	10,29493
0,1213	0,019198512	0,65	-0,33	0,98	9,98914
0,1292	0,021030077	0,6	-0,35	0,95	9,68335
0,1339	0,022146072	0,55	-0,37	0,92	9,37756
0,1384	0,02323262	0,47	-0,39	0,86	8,76598

Tableau AII.9 : N=1866 tr/min

H(m)	Q _{dev} (m ³ /s)	P _{re} (bar)	P _{as} (bar)	ΔP(bar)	Hmt (m)
0	0	1,4	-0,15	1,55	15,79915
0,09	0,012519491	1,3	-0,24	1,54	15,69722
0,1042	0,015431286	1,2	-0,27	1,47	14,98371
0,1167	0,018158138	1,1	-0,31	1,41	14,37213
0,1266	0,020421103	1,0	-0,35	1,35	13,76055
0,1369	0,022868494	0,9	-0,39	1,29	13,14897
0,1463	0,025182003	0,8	-0,43	1,23	12,53739
0,1489	0,025835059	0,75	-0,45	1,2	12,2316
0,1537	0,027055409	0,675	-0,47	1,145	11,670985

Tableau AII.10 : N=2190 tr/min

H(m)	Q _{dev} (m ³ /s)	P _{re} (bar)	P _{as} (bar)	ΔP(bar)	Hmt (m)
0	0	2,0	-0,14	2,14	21,81302
0,088	0,01212598	1,9	-0,24	2,14	21,81302
0,103	0,01517742	1,8	-0,27	2,07	21,09951
0,1167	0,01815814	1,7	-0,31	2,01	20,48793
0,1265	0,0203978	1,6	-0,34	1,94	19,77442
0,145	0,02485759	1,4	-0,43	1,83	18,65319
0,1587	0,02834665	1,2	-0,5	1,7	17,3281
0,1627	0,02939	1,1	-0,53	1,63	16,61459

RÉSULTATS DES CALCULS

Tableau AII.11 : N=1200 tr/min

$\Delta P(\text{bar})$	P(abs)(W)	P(fournie)(W)	η (%)
0,64	7865,06	0	0
0,6375	7865,06	217,621451	2,766939
0,595	7865,06	511,993926	6,509727
0,5525	7865,06	591,564592	7,521425
0,51	7865,06	670,974565	8,53108
0,4675	7865,06	673,099781	8,558101
0,4125	7865,06	682,108871	8,672647

Tableau AII.12 : N=1366 tr/min

$\Delta P(\text{bar})$	P(abs)(W)	P(fournie)(W)	η (%)
0,76	8707,45	0	0
0,79	8707,45	828,122328	9,510503
0,75	8707,45	897,731456	10,309924
0,7075	8707,45	982,608306	11,284685
0,665	8707,45	1040,32076	11,947479
0,6325	8707,45	1097,86897	12,608387
0,565	8707,45	1050,08061	12,059565

Tableau AII.13 : N=1450 tr/min

$\Delta P(\text{bar})$	P(abs)(W)	P(fournie)(W)	η (%)	NPSH requis
1,01000	9107,08	0	0	6,75027043
0,99000	9107,08	454,441468	4,98998	6,83217881
0,95000	9107,08	824,110853	9,049123	6,98746385
0,92000	9107,08	979,87177	10,759451	7,15726254
0,89000	9107,08	1144,29667	12,564913	7,31685645
0,86000	9107,08	1278,13772	14,03455	7,48896048
0,83000	9107,08	1335,77019	14,667382	7,64652431
0,66250	9107,08	1382,34144	15,178756	7,80717276
0,80000	9107,08	1413,39902	15,519783	7,97922463
0,75750	9107,08	1423,27379	15,628212	8,03600974
0,71500	9107,08	1450,12203	15,923018	8,32426096

Tableau AII.14 : N=1630 tr/min

ΔP(bar)	P(abs)(W)	P(fournie)(W)	η (%)
1,15	9923,91	0	0
1,17	9923,91	1168,04604	11,770019
1,13	9923,91	1321,87318	13,320084
1,1	9923,91	1465,09182	14,763252
1,07	9923,91	1581,28332	15,934076
1,04	9923,91	1711,92035	17,250462
1,01	9923,91	1818,15483	18,320952
0,98	9923,91	1881,45419	18,958799
0,95	9923,91	1997,85731	20,131756
0,92	9923,91	2037,43863	20,530604
0,86	9923,91	1998,00536	20,133247

Tableau AII.15 : N=1866 tr/min

ΔP(bar)	P(abs)(W)	P(fournie)(W)	η (%)
1,55	10883,78	0	0
1,54	10883,78	1928,00168	17,714449
1,47	10883,78	2268,3991	20,842015
1,41	10883,78	2560,29747	23,523973
1,35	10883,78	2756,84894	25,329885
1,29	10883,78	2950,03567	27,104881
1,23	10883,78	3097,38641	28,458738
1,145	10883,78	3097,84428	28,462945
1,2	10883,78	3100,20705	28,484654

Tableau AII.16 : N=2190 tr/min

ΔP(bar)	P(abs)(W)	P(fournie)(W)	η (%)
2,14	12003,65	0	0
2,14	12003,65	2594,95931	21,618085
2,07	12003,65	3141,72493	26,17308
2,01	12003,65	3649,78575	30,405633
1,94	12003,65	3957,17349	32,966418
1,83	12003,65	4548,9397	37,896304
1,7	12003,65	4818,92995	40,145539
1,63	12003,65	4790,57	39,909278

Tableaux concernant la turbine

Tableau AII.17 : mesures obtenues avec le frein complètement desserré

h1(m)	h(m)	m	Q(m ³ /s)	P _{man} (bar)	Hmt(m)	N(tr/min)
0	0	X	0	2,0	20,386	0
0,2135	0,0362	0,46795626	0,00356909	1,975	20,131175	887
0,2267	0,0494	0,44587106	0,00542112	1,95	19,87635	914
0,2345	0,0572	0,43763071	0,00662966	1,925	19,621525	919
0,2412	0,0639	0,43216984	0,00773028	1,9	19,3667	922
0,2495	0,0722	0,42682409	0,00916947	1,85	18,85705	926
0,2569	0,0796	0,42301044	0,01051987	1,8	18,3474	932

Tableau AII.18 : mesure obtenu pour un débit fixe

N(tr/min)	M(kg)	C(N.m)
0	4,44	31,1863824
295	3,7	25,988652
480	3,1	21,774276
542	2,9	20,369484
725	2,5	17,5599
869	0,93	6,5322828
910	0,64	4,4953344
969	0,13	0,9131148
976	0	0

Tableau AII.19 : mesures de couples avec le frein bloqué

Q(l/s)	M(kg)	C(N.m)
0	0	0
0,815	0,42	2,95006
1,01	0,47	3,30126
3,097	2,07	14,5396
5,361	3,8	26,691
7,066	4,7	33,0126
10,763	7	49,1677

Tableau AII.20 : mesures et calculs des Puissances et rendements de la turbine pour N=800 tr/min

P_{man}(bar)	Hmt (m)	Q_{dev}(m³/s)	P_{man}(pa)	P(eff)(W)	M(kg)	P(arbre)(W)	η(%)
1,825	18,6022	0,002034	182500	371,157998	0	0	0
1,825	18,6022	0,003146	182500	574,175859	0,38	223,493042	38,924145
1,8	18,3474	0,004962	180000	893,159323	0,8	470,511667	52,679478
1,75	17,8377	0,007745	175000	1355,30474	1,3	764,581459	56,413988
1,7	17,3281	0,008812	170000	1498,10081	1,47	864,565188	57,710748
1,65	16,8184	0,010293	165000	1698,4009	1,7	999,837293	58,869334

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Formulaire PONT_A_MOUSSON. Éditions Lavoisier_TEC &DOC, 1989.
- [2] MICHEL OURY. Mesure de couple. Édition technologie 133, septembre_octobre 2004.
- [3] John G. Webster. THE MEASUREMENT, INSTRUMENTATION, AND SENSORS handbook, edition IEE press.
- [4] Jean-Pierre Bonneville. L'hydraulique appliquée aux installations d'extinction. Presses internationales polytechnique.
- [5] I.E Idel'cik. Memento Des Pertes de Charge. Eyrolles, 1969.
- [6] SAM YEDIDAH. centrifugal pump problems and solutions, guidebook.
- [7] SM YAHYA. Turbines compressors and fans, 6th edition, 2008.