UNIVERSITE D'ANTANANARIVO

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE

Mémoire de fin d'études

pour l'obtention

du diplôme d'Ingénieur en Hydraulique

BANC D'ESSAI D'UNE TURBINE PELTON

présentée par

RASAMISON Mahefamalala Nivohasina

Date de soutenance : 20 Mai 2001

UNIVERSITE D'ANTANANARIVO

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE

Mémoire de fin d'études

pour l'obtention

du diplôme d'Ingénieur en Hydraulique

BANC D'ESSAI D'UNE TURBINE PELTON

présentée par

RASAMISON Mahefamalala Nivohasina

Les membres du jury :

Président : RAKOTO David (Chef de Département Hydraulique)

Rapporteur : RAVELOJAONA Johnson (Enseignant à l'ESPA)

Examinateurs : RANJATOSON Claude (Enseignant à l'ESPA)

RANDRIANASOLO David (Enseignant à l'ESPA)

Date de soutenance : 20 Mai 2001

Remerciements

Avant d'entamer le contenu du présent mémoire, je tiens à adresser mes vives et sincères reconnaissances à :

- Dieu pour tout

- Monsieur *RANDRIANOELINA Benjamin,* Directeur de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo et tous les enseignants à l'E.S.P.A et plus particulièrement à ceux de la filière HYDRAULIQUE.

- Monsieur *RAVELOJAONA Johnson,* Enseignant à l'E.S.P.A, Directeur du présent mémoire, qui m'a encadré pendant la préparation de ce mémoire. Aucun mot ne serait suffisant pour vous réitérer toutes mes reconnaissances pour vos conseils, recommandations et directives, sans lesquels ce mémoire ne verrait le jour.

- Les membres des jury qui ont consacré leurs temps précieux pour juger ce travail :

Monsieur *RAKOTO David,* Chef de Département Hydraulique

Monsieur *RANJATOSON Claude,* Enseignant à l'ESPA

Monsieur *RANDRIANASOLO David,* Enseignant à l'ESPA

- Mes parents, pour les soutiens moral et financier lors de ce mémoire et de mes études à l'E.S.P.A.

- Mon fiancé Nirina

- Toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire de fin d'études.

Une Fois encore à Toutes et à Tous Merci.

LISTE DES TABLEAUX ET COURBES

TABLEAUX N°

1 Essai avec un débit réglé par la vanne V1 $Q_v \approx 2{,}5\ 10^{-4}\ m^3/s$ 46
2 Essai avec un débit réglé par la vanne V1 $Q_v \approx 2\ 10^{-4}\ m^3/s$ 47
3 Essai avec un débit réglé par la vanne injecteur $Q_v \approx 2{,}5\ 10^{-4}\ m^3/s$ 50
4 Essai avec un débit réglé par la vanne injecteur $Q_v \approx 2\ 10^{-4}\ m^3/s$ 51
5 Essai avec le débit maximum $Q_v \approx 2{,}5\ 10^{-4}\ m^3/s$ 54
6 Variation de la hauteur de chute en variant le débit 60

COURBES N°

1 Courbes caractéristiques correspondantes au tableau n°1 48
2 Courbes caractéristiques correspondantes au tableau n°2 48
3 Courbes caractéristiques correspondantes au tableau n°3 52
4 Courbes caractéristiques correspondantes au tableau n°4 52
5 Variation de la hauteur de chute H_i et du débit Q_v 61
6 Représentation de la variation de H_i en fonction de Q_v 61

LISTE DES FIGURES

FIGURE N°

1 Roue de la turbine Pelton vue en perspective 3
2 Injecteur 6
3 Triangle de vitesse 8
4 Représentation de la hauteur nette 10
5 Exemple d'un aménagement hydroélectrique 13
6 Roue Pelton 23
7 Auget (vue de face) 23
8 Vu de profil d'un auget 24
9 Section transversale 24
10 Unité de service FM3SU 69
11 Unité Turbine Pelton FM32 69
12 Interface POD IFD4 70

SOMMAIRE

INTRODUCTION 1

PREMIERE PARTIE

TURBINE PELTON

I- GENERALITE **..... 3**

II- DEFINITION **..... 4**

2-1. Turbine hydraulique 4

2-1-1. Turbines à réaction 4

2-1-2. Turbines à action 5

III- CARACTERISTIQUES D'UNE TURBINE PELTON 5

3-1. La roue Pelton 5

3-2. L'Injecteur 5

3-3. Le bâti 6

IV- THEORIE DE FONCTIONNEMENT 7

V- DIMENSIONNEMENT 12

5-1. Diamètre du cercle Pelton D_o 17

5-2. Dimension de l'auget et diamètre de jet 19

5-3. Nombre d'augets et nombre de jets 21

DEUXIEME PARTIE

BANC D'ESSAI

I- DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI 25

1-1. L'unité de service FM3SU 25

1-1-1. Le réservoir 25

1-1-2. La pompe 26

1-2. L'unité turbine Pelton FM32 26

1-3. L'interface POD IFD4..... 27
1-3-1. Définition..... 27
1-3-1-1. Signal analogique..... 28
1-3-1-2. Signal numérique (ou digital)..... 28
1-3-2. Description de l'Interface..... 29
1-3-3. Caractéristique de l'interface..... 30
1-4. Caractéristique des détecteurs..... 30
1-4-1. Détecteur de différence de pression SPW1..... 31
1-4-2. Détecteur de pression SPH2..... 31
1-4-3. Détecteur de vitesse de rotation SSO2..... 31
1-4-4. Détecteur de la force de frein SLR1..... 31
II- DETERMINATION DES DIFFERENTS PARAMETRES..... 32

TROISIEME PARTIE

ETUDE PRATIQUE

I- FONCTIONNEMENT DU BANC D'ESSAI..... 40
II- APPLICATION DES FORMULES POUR LA **DETERMINATION DES PARAMETRES**..... 41
III- OBTENTION DES COURBES CARACTERISTIQUES**.. 44**
IV- COMPARAISON DES RESULTATS SUIVANT LA **VARIATION DE LA VALVE V_1 ET LA VALVE INJECTEUR**.... 49
V- VERIFICATION DU DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE... 53
VI- VARIATION DE LA HAUTEUR DE CHUTE EN FONCTION **DU DEBIT**..... 60

CONCLUSION..... 63

ANNEXES 64
Bibliographie..... 70
Lexique 72

INTRODUCTION

Après la constatation que certaines sources d'énergie sont polluantes comme le nucléaire qui provoque la radioactivité, les pétroles qui polluent l'air et l'environnement et entraînent les effets de serre… On se retourne maintenant vers des "énergies propres" autrement dit des énergies non polluantes et surtout renouvelables. L'énergie hydraulique correspond bien à ce terme d'énergie propre.

Et l'un des objectifs de la filière hydraulique est de former ses étudiants à maîtriser la ressource en eau.

A Madagascar, la centrale hydroélectrique de Mandraka utilise des turbines de type Pelton pour transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique qui sera à son tours transformer en énergie électrique par l'intermédiaire d'un alternateur.

Le banc d'essai installé dans le laboratoire du département hydraulique nous permettra de mieux connaître les caractéristiques de ces turbines de type de turbine Pelton.

Le travail comporte trois parties :

Dans la première partie, nous traitons les généralités sur la turbine Pelton.

La deuxième partie est consacrée à la description du banc d'essai et ses accessoires.

Et dans la troisième partie, nous essayons de faire les études que nous pouvons exploiter à partir du banc d'essai.

PREMIERE PARTIE
TURBINE Pelton

I- GENERALITE

La turbine Pelton est une turbine inventée par un américain appelé Lester Allen Pelton (1829 – 1908) issu d'un concours réalisé par l'université de Californie sur le perfectionnement des roues et turbine hydraulique. Elle convient aux hautes chutes et très hautes chutes (jusqu'à 1700 m et plus) et s'accompagnent d'un faible débit.

C'est une turbine à action constituée d'une roue portant une série d'augets, en forme de double cuillère avec échancrure en médiane.

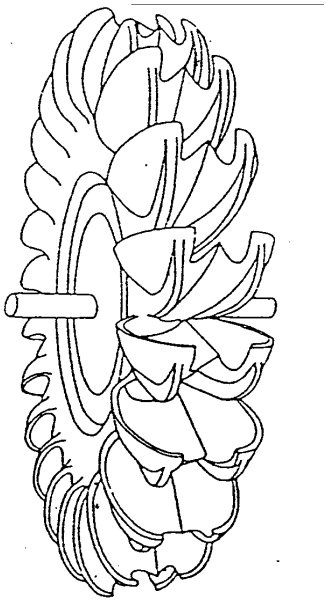


Figure n°1 : Roue de la turbine Pelton
vue en perspective

II- DEFINITIONS

2-1. Turbine hydraulique

Une turbine est une machine conçue spécifiquement pour transformer l'énergie d'un fluide en un couple mécanique. Le fluide agit sur les ailettes, les pales ou les aubes d'une roue, provoque la rotation de celle-ci.

Le couple mécanique est à son tour transformé en énergie électrique par l'intermédiaire d'un alternateur.

On distingue deux familles de turbine :

- turbines à réaction ;
- turbines à action.

2-1-1. Turbines à réaction

Les turbines à réaction sont immergées, on les appelle aussi des turbines à injection totale. Elles captent l'énergie de l'eau sous forme d'énergie cinétique et d'énergie de pression.

On trouve dans la famille de turbine à réaction les turbines de types Francis et de type Kaplan …

2-1-2. Turbines à action

On les appelle aussi à veine ouverte, à injection partielle ou aussi à impulsion. Elles ne sont pas immergées et n'utilisent que l'énergie cinétique d'un ou plusieurs jets d'eau qui sort de l'injecteur à la pression atmosphérique pour développer leur puissance.

III- CARACTERISTIQUES D'UNE TURBINE PELTON

3-1. La roue Pelton

La roue est actionnée par un ou plusieurs jets d'eau (1 jusqu'à 6). L'eau sorte de son injecteur après avoir mise sous une pression dans une conduite forcée d'une hauteur allant jusqu'à 1700m. Après avoir passé par l'injecteur, le jet vient frapper la partie concave des augets. Ils sont fabriqués en acier au manganèse ou au nickel ou encore au nickel-chrome et moulés en une seule pièce. Mais parfois les augets sont moulés en acier normal mais revêtus superficiellement par des matériaux très résistants. Ils peuvent aussi être rapportés et fixés par boulon sur un disque. L'échancrure et la forme des augets sont conçues pour éviter que l'eau vienne frapper la partie convexe de l'auget suivant.

Pour les microcentrales hydroélectriques, la roue est à axe horizontal tandis que pour les centrales hydroélectriques, la roue est souvent à axe vertical.

3-2. L'injecteur

C'est une sorte de tuyère rétrécie à son extrémité. A l'intérieur se trouve un pointeau qui sert de régulation de débit. Elle est conçue pour transformer l'énergie potentielle en énergie cinétique et diriger l'eau vers les augets.

En général, un déflecteur dévie le jet lorsque ce dernier doit être brusquement arrêté.

Le nombre d'injecteur varie de 1 à 2 pour les micro-centrales tandis que pour les centrales hydroélectriques, ce nombre peut aller jusqu'à 6.

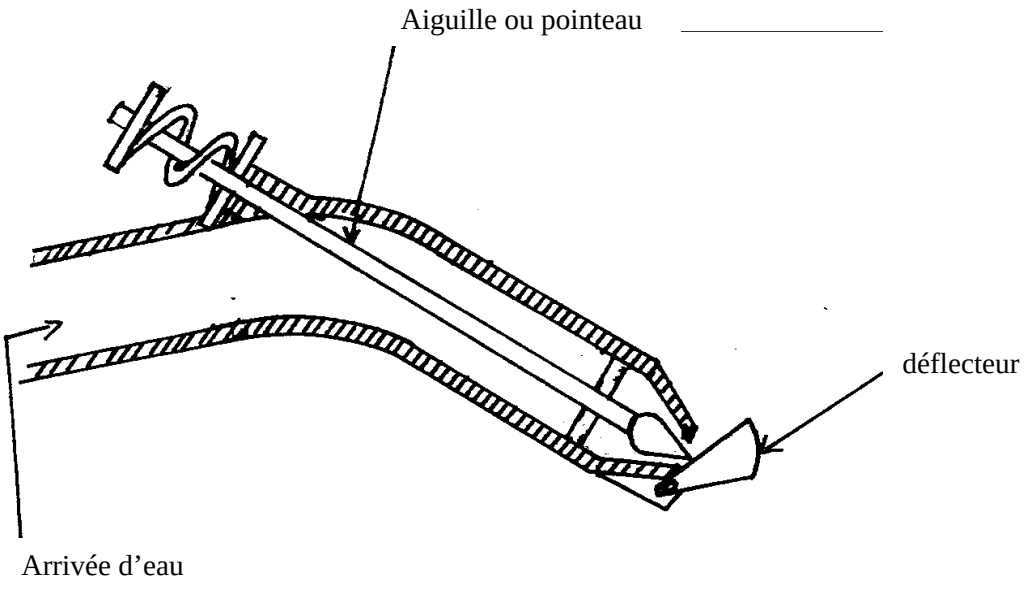


Figure n°2 : Injecteur

3-3. Le bâti

Il est conçu pour héberger la roue Pelton et évacuer l'eau sortant de l'auget dans le bief aval.

IV- THEORIE DE FONCTIONNEMENT

L'eau sortant de l'injecteur après une haute chute a une vitesse très élevée. Elle vient frapper les augets sur sa partie concave, et fait tourner la roue.

En arrivant sur l'auget le jet se divise en deux à l'arête tranchante au milieu. Les deux jets sortent aux extrémités latérales de part et d'autre de l'auget avec une direction presque opposée à la direction initiale.

Sur la figure n°9, on a un angle β, plus β est petit plus on aura le maximum de rendement. Mais si β tend vers O, le jet sortant d'un auget vient frapper la partie d'un auget suivant. Ce qui provoquera une forte résistance au mouvement.

La théorie qu'on vient d'énoncer et qu'on va établir est une théorie très simplifiée mais elle correspond suffisamment au fonctionnement réel.

Le mouvement d'entraînement de la turbine est une rotation autour de son axe avec une vitesse angulaire ω.

A l'entrée à la section 1-1 (figure n°3), l'impact du jet avec un auget ; le triangle des vitesses se définit comme suit :

- la vitesse d'entraînement u ne dépend que du rayon de la roue r et de la vitesse angulaire ω.

  u est une vitesse circonferentielle alors

  $u = \omega . r$

- la vitesse relative de l'eau w dépend de la grandeur et de la direction de $\vec{c}$ et $\vec{u}$

- la vitesse absolue $\vec{c}$ est donnée par le débit, et qui est la somme de u et w

  $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$

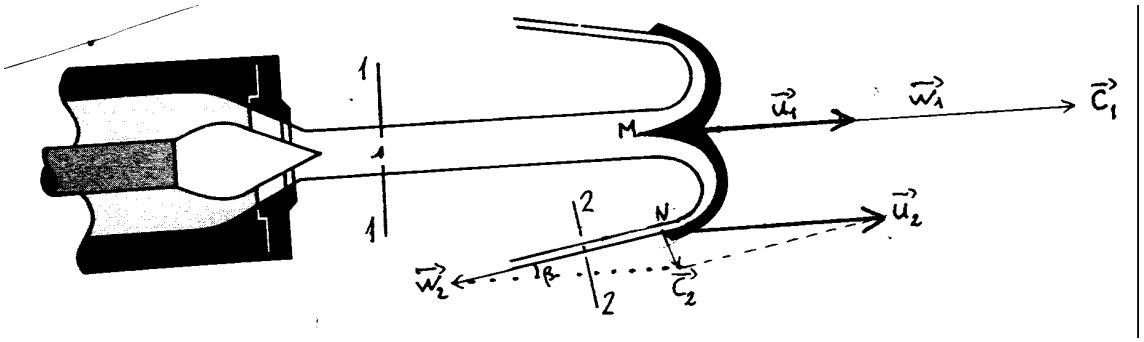


Figure n°3 : Triangle des vitesses

$$\vec{c_1} = \vec{u_1} + \vec{w_1}$$

On peut constater que c_1, u_1, w_1 sont colinéaires alors :

$$c_1 = u_1 + w_1$$

A la sortie de l'auget c'est-à-dire à la section 2-2

$$\vec{c_2} = \vec{u_2} + \vec{w_2}$$

β doit être très petit mais non nul donc le triangle de vitesse est très aplati.

On peut aussi supposer que les points M et N se trouvent à une même distance R de l'axe de rotation et étant donné que l'auget soit un solide rigide alors on peut écrire :

$$u_1 = u_2 \Rightarrow u_1 = u_2 = \omega R$$

où ω : vitesse de rotation de la roue.

et si on néglige les pertes de charge dues aux frottements du jet contre les parois de l'auget, on peut écrire

$w_1 = w_2$

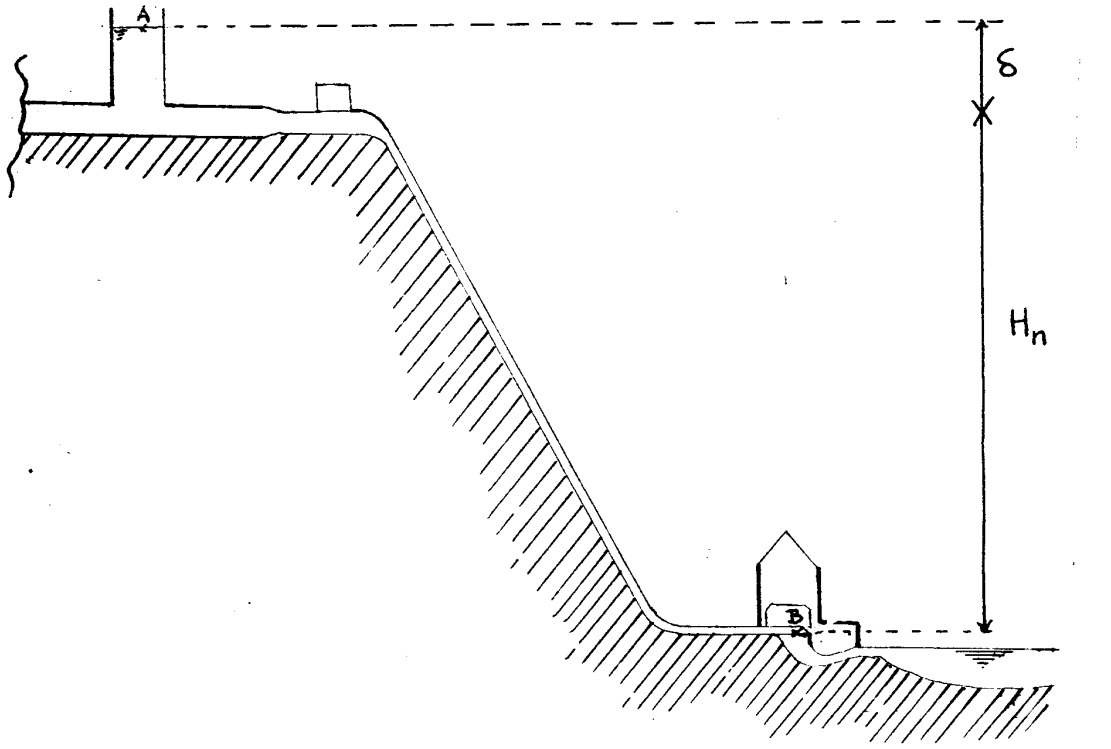


Figure n°4 : Representation de la hauteur nette

Soit H_n la hauteur de chute nette disponible à la sortie de l'injecteur, on peut appliquer le théorème de Bernouilli à la partie amont et aval.

$$z_A + \frac{c_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\rho g} = z_B + \frac{c_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\rho g} + j$$

Une turbine Pelton est une turbine à veine ouverte c'est-à-dire elle tourne dans l'air où règne la pression atmosphérique.

Alors $\mathbf{P_A = P_B = O}$ (pression effective)

Et $c_A = O$ $c_B = c_O$

c_O : vitesse du jet sur l'orifice de l'injecteur

$$\Rightarrow z_A - (z_B + j) = \frac{c_O^2}{2g}$$

or $z_A - (z_B + j) = H_n$

qui est la hauteur de chute nette

d'où $\mathbf{c_O = \sqrt{2g\, H_n}}$

A la sortie de l'injecteur, on a :

$$c_1 = \varphi \sqrt{2g\, H_n}$$

où φ : coefficient de vitesse

$$0{,}96 \leq \varphi \leq 0{,}98$$

En supposant que l'eau est incompressible alors on peut appliquer l'équation d'Euler sur les turbomachines.

$$\mathbf{H_e = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{(u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}{2g}}$$

où H_e est la hauteur d'Euler ou hauteur effective qui est l'énergie réellement transmissible à la roue.

avec $w_1 = w_2$; $u_1 = u_2$

$$\Rightarrow H_e = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$$

d'où $\vec{c_2} = \vec{u_2} + \vec{w_2} \Leftrightarrow \vec{O} = \vec{u_2} + \vec{w_2}$

Ainsi $u_2 = w_2$

Or $u_1 = u_2 = w_1 = w_2$

Alors $c_1 = 2\,u_1$

d'où $u_2 = \frac{c_1}{2}$

Donc $\mathbf{u_1 = \frac{c_1}{2} = \varphi \sqrt{2g H_n}}$

avec u_1 : vitesse d'entraînement de la roue

$$u_1 = \omega R$$

V- DIMENSIONNEMENT

Pour pouvoir dimensionner une turbine, on doit connaître d'abord les grandeurs physiques du site donné : hauteur brute H_B et le débit Q.

Soit un aménagement hydroélectrique

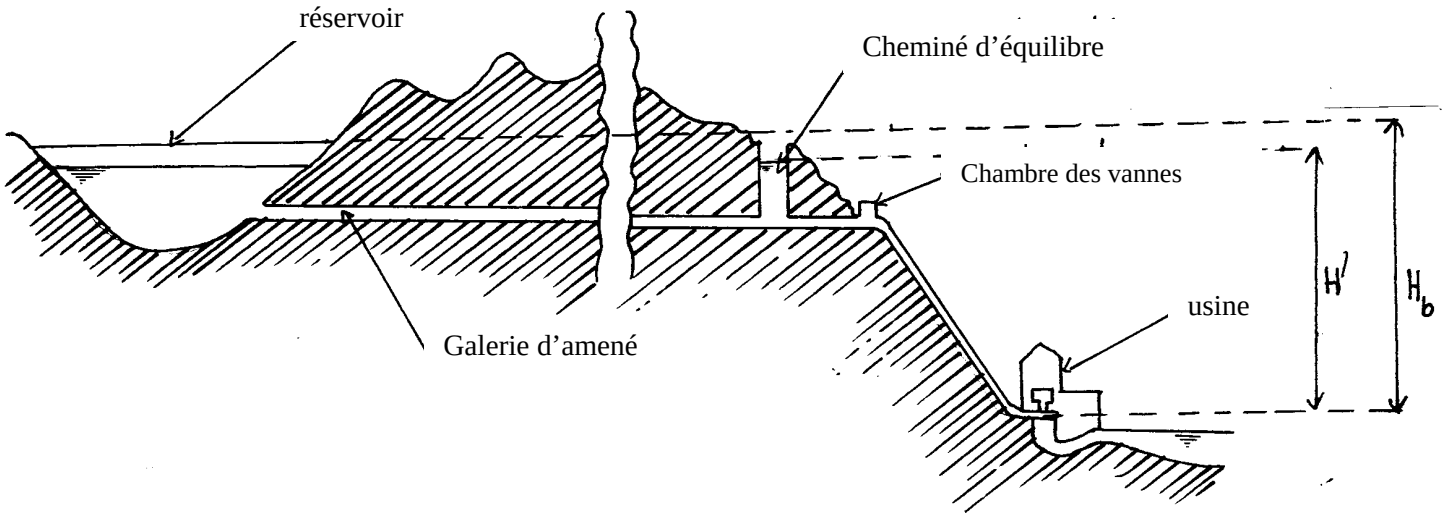


Figure n°5 : Exemple d'un aménagement hydroélectrique

La puissance brute d'un aménagement est de :

$P_b = \rho\ g\ Q\ H_b$

où H_b : la hauteur brute

Si on appelle H' la hauteur brute réduite alors

$H' = H_b - \delta$

où δ est la perte de charge dans les conduites d'amenée.

Donc la hauteur nette ou hauteur de chute disponible pour la turbine sera :

$H_n = H' - \delta'$

ou δ' est la perte de charge dans la conduite forcée

Alors la puissance nette est :

$P_n = \rho\ g\ Q\ H_n$

On appelle puissance de la turbine ou puissance effective, la puissance mécanique disponible sur l'arbre de la turbine. Il est évident que la transformation de l'énergie hydraulique en énergie mécanique (sous forme de couple mécanique) n'est pas totale alors :

$P_t = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_n \cdot \eta_t$

où η_t est le rendement de la turbine

avec $\eta_t = \frac{P_t}{P_n}$

Avec la formule de la puissance hydraulique

$P = \rho\ g\ Q\ H$

On peut alors écrire que la puissance effective P_t

$P_t = \rho\ g\ Q\ H_{eff}$

où H_{eff} : est la hauteur de chute correspondant à la puissance de la turbine

Le rendement d'un aménagement est :

$$\eta_a = \frac{P_t}{P_b}$$

Soit η_{el} le rendement électrique (alternateur, transformateur)

Alors le rendement de l'usine sera :

$$\eta = \eta_a \times \eta_{el}$$

D'où la puissance appelée ou la puissance produite sous forme électrique devra être :

$$\mathbf{P = \rho.\eta.g.Q.H_b}$$

Remarque

1) La connaissance de la puissance hydraulique permet de choisir le type d'alternateur, le nombre d'alternateur (nombre de turbine) d'où sa vitesse nominale (souvent en nombre de tours par minute) que nous désignons par n. Pour la turbine Pelton, cette vitesse nominale peut être comprise entre 500 tr/mn à 1500 tr/mn.

La connaissance de la vitesse spécifique permet de choisir le type de turbine. Ainsi pour $2 \leq n_s \leq 30$, on a la plage d'utilisation

d'une turbine Pelton à un seul jet. Mais pour plusieurs jets, la plage peut s'étendre jusqu'à 60 tr/mn.

Mais, la vitesse spécifique n'est pas suffisante pour choisir le type de turbine parce qu'il y a de diverses influences à concilier comme les problèmes de cavitation, les facilités d'entretien, l'adaptation à des fortes variations de débits …

2) **Vitesse spécifique**

On peut définir la vitesse spécifique comme suit :"La vitesse spécifique d'une turbine S, est la vitesse de rotation d'une turbine géométriquement semblable et fonctionnant en similitude cinématique qui produit une puissance de 1 CV (Cheval Vapeur) sous une hauteur de chute nette de 1 m avec le même rendement manométrique optimal que celui de la turbine S".Elle est donnée par la formule :

$$n_s = \frac{n\sqrt{P_n}}{H_n^{5/4}}$$

où n_s (en trs / mn) : le nombre de tours spécifique

P_n (en CV) : la puissance recueillie par l'arbre

H_n (en m) : la hauteur nette de chute

n (en trs/ mn) : la vitesse de rotation de la roue.

Les dimensions caractéristiques d'une turbine Pelton sont :

- le diamètre du cercle Pelton D_o
- les dimensions de l'auget
- le nombre d'augets

5-1. Diamètre du cercle Pelton D_o

Le diamètre de la roue doit être 10 à 20 fois plus grand que le diamètre du jet d'eau. Pour les très hautes chutes, on peut aller jusqu'à 50 fois plus grand.

Pour calculer le diamètre du cercle Pelton, on a la formule suivante :

$$D_o = \frac{60 \times \xi_o \sqrt{2 g H_n}}{\pi . n}$$

où g : accélération gravitionnelle [m/s²]

H_n : hauteur nette [m]

n : vitesse du rotor [tr/mn]

ξ_0 : coefficient de vitesse dans le diagnostic de VOETSCH. (voir annexe n°2)

Le coefficient de vitesse est une droite d'équation

$\xi_o = 0,49 – 0,00216\ n_s$

dans l'ensemble $2 < n_s < 30$ min $^{-1}$

Connaissant le diamètre du cercle Pelton D_o, on peut calculer la vitesse d'entraînement u [m/s].

$$u = \frac{\pi D_o n}{60}$$

Soit c_1 la vitesse du jet juste avant l'impact avec l'auget et :

Soit c_o la vitesse du jet à la sortie de l'injecteur

Supposons que la distance entre la sortie de l'injecteur et l'auget soit petit alors on peut assimiler c_1 à c_o

C'est-à-dire $c_1 = c_o = \varphi \sqrt{2gH_n}$

La vitesse théorique d'entraînement au diamètre Pelton est de :

$$u_{th} = \frac{c_1}{2}$$ (voir annexe n°3)

donc $$\frac{u_{th}}{c_1} = \frac{1}{2}$$

Mais dans la pratique

$$u = \frac{\pi . D_o . n}{60}$$

et $\frac{u}{c_1}$ doit être comprise entre 0,44 et 0,505

Si tel est le cas alors on peut poursuivre le dimensionnement de l'auget

5-2. Dimension de l'auget et diamètre du jet

Les dimensions de l'auget sont proportionnelles au diamètre du jet d_o. Les propositions habituelles sont :

$L = 2{,}1$ à $2{,}75\ d_o$ $\qquad$ $e = 0{,}21$ à $0{,}4\ d_o$

$B = 2{,}5$ à $3{,}7\ d_o$ $\qquad$ $f = 0{,}85\ d_o$

$h = 0{,}85$ à $1{,}0\ d_o$ $\qquad$ $r = 0{,}75\ d_o$

$l = 1{,}66$ à $1{,}7\ d_o$ $\qquad$ $d = 1{,}2$ à $1{,}3\ d_o \pm 5$ mm

Il n'y a pas de formule exacte pour les proportions parce qu'elles sont obtenues à partir des expériences.

On peut y trouver dans certaines bibliographies des proportions différentes comme :

Pour $B = 3{,}2\ d_o^{0{,}96}$ et $L = 3{,}23\ d_o^{1{,}02}$

qui sont obtenues à partir de la régression des données sur certaines turbines existantes (1960 à 1977).

L'angle α doit être supérieur à 20° pour éviter l'érosion de cavitation rapide.

L'angle β doit être petit pour obtenir les meilleurs rendements mais il ne doit pas être nulle sinon l'eau sortant d'un auget peut frapper la partie convexe du suivant. Sa valeur est comprise entre 5

et 12°. Donc pour dimensionner l'auget, il faut calculer le diamètre de jet d_o.

Si Q est le débit alors

$$\mathbf{Q = A \cdot c_1}$$

où $A = \dfrac{\pi d_o^2}{4}$

A : section du jet

$$c_1 = c_o \varphi \sqrt{2 g H_n}$$

d'où $Q = \dfrac{d_o^2 \pi \varphi \sqrt{2 g H_n}}{4}$

donc $d_o = \sqrt{\dfrac{4 \cdot Q}{\pi \varphi \sqrt{2 g H_n}}}$

5-3. Nombre d'augets et nombre de jets

En général, le nombre d'augets varie de 18 à 25. Soit t le "pas" (c'est-à-dire l'arc du cercle Pelton séparant 2 augets) dont

$$\mathbf{t = \frac{D_o \cdot \pi}{Z}}$$

Suivant les expériences acquises sur les dimensions des augets, ce "pas" doit être supérieur à deux fois du diamètre du jet

$t > 2\ d_o$

Le but est d'obtenir assez de place pour chaque auget ce qui entraîne la facilité d'accès pour le changement d'un auget ou pour la rectification par usinage d'un auget.

Si $t < 2d_o$ donc on a très peu de place pour chaque auget. On a deux possibilités pour remédier à ceci :

- mouler ensemble les augets et la roue qui les porte. L'inconvénient de cette solution est que le moulage est très difficile si la turbine est très grande et aussi le remplacement d'un auget usé ou cassé devient impossible.

- la deuxième solution est la plus adéquate et la plus simple à réaliser parce qu'on augmente tout simplement le nombre d'injecteur ce qui entraîne la diminution du diamètre de jet d_o et on aura plus de place.

Remarque : Dans le cas où on aurait plusieurs jet

$$d_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q / i}{\varphi \quad 2 g H_n}}$$

où i = nombre d'injecteur

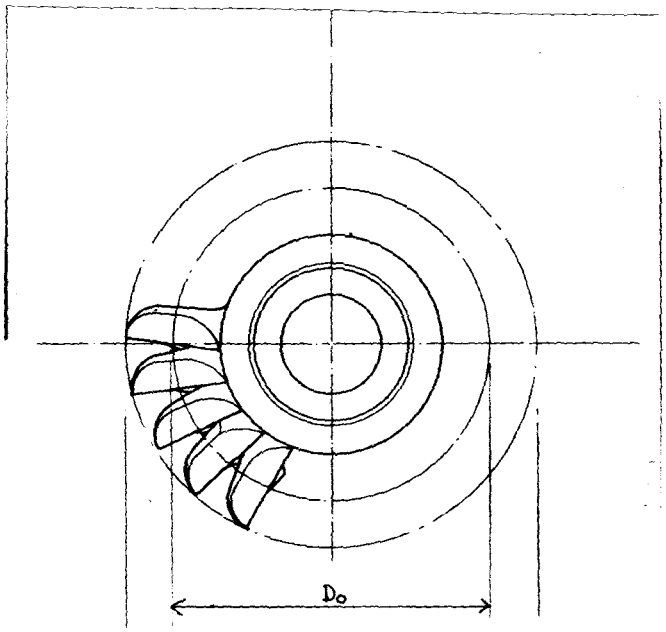


Figure n°6 : Roue Pelton

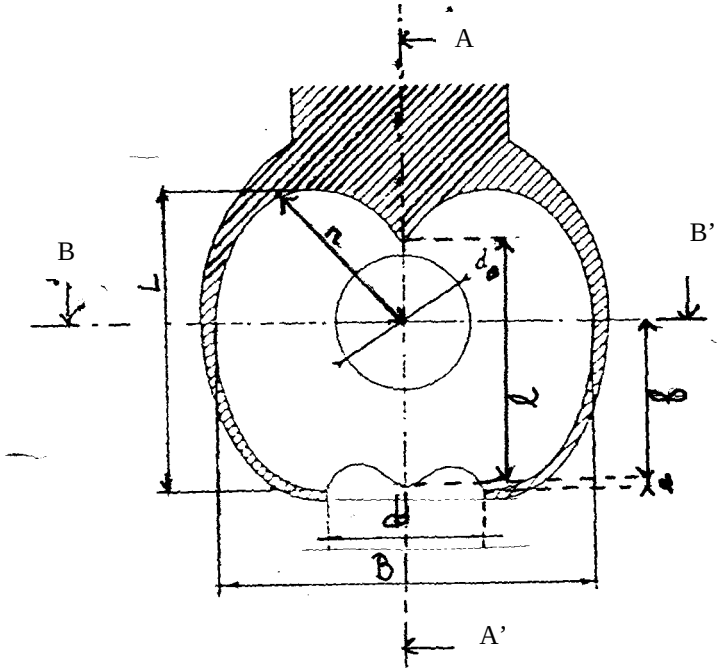
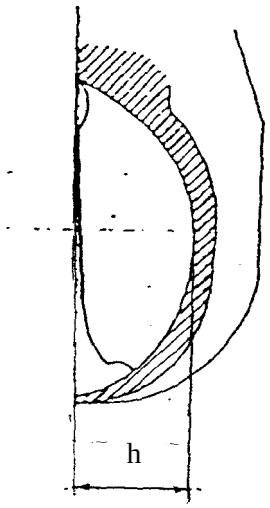
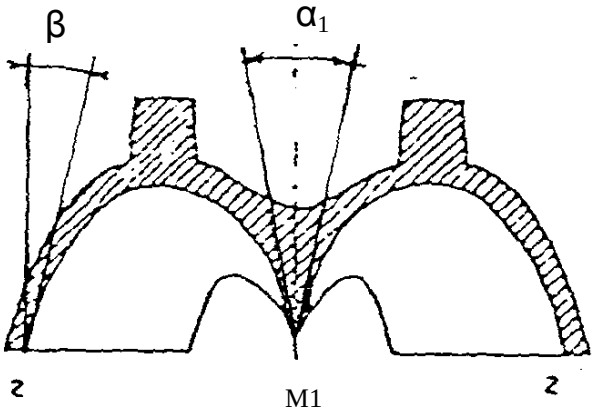


Figure n° 7 Auget (vue de face)



Coupe A-A'

Figure n°8 : Vue de profil d'un auget



Coupe B-B'

Figure n°9 : Section transversale

DEUXIEME PARTIE
BANC D'ESSAI

I- DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

Le banc d'essai est autonome et comporte trois appareils séparatifs :

- l'unité de service FM3 SU
- l'unité Turbine Pelton FM 32
- l'interface POD IFD4

1-1. L'unité de service FM3SU (voir figure : annexe n°4)

C'est l'unité de base ou de support. On peut utiliser sur cette unité 3 turbines Armfield FM30, FM31 et FM32 (dans notre cas c'est la FM32). On peut dire que c'est la source d'énergie hydraulique utilisée pour ces 3 turbines.

L'unité est composée principalement de réservoir et d'une pompe. Le tout est monté sur un socle support.

1-1-1. Le réservoir

C'est un gros récipient cylindrique en acrylique transparent, muni d'une collerette au sommet (utilisée pour la fixation de l'unité turbine). Sur la partie inférieure, la paroi est traversée par un tuyau relié à la pompe. Au même niveau, deux petits tuyaux sont reliés à

un boîtier noir qui est à la fois capteur détecteur de différence de pression et amplificateur de signal. L'un est rallongé à l'intérieur du réservoir jusqu'au tuyau de la pompe et l'autre est fixé sur la paroi même. Enfin, de l'autre côté du réservoir se trouve le robinet de vidange.

1-1-2. La pompe

C'est une pompe centrifuge entraînée par un moteur électrique c'est-à-dire l'élévation du liquide résulte essentiellement d'une variation de vitesse. Le moteur est alimenté par une simple phase de tension de 220V à 240V et de fréquence 50Hz – 60Hz. L'eau aspirée du réservoir par la pompe est refoulée dans un tuyau vertical muni d'une vanne de réglage. On joint avec ce tuyau, le tuyau de raccordement de l'unité turbine.

1-2. L'unité turbine Pelton FM 32 (voir figure annexe n°5)

L'unité est montée sur une plaque support transparent en acrylique. Ce support est conçu pour se fixer au sommet du réservoir de la FM 3 SU et la vanne V1 qui est reliée à la conduite de décharge de la pompe. La turbine est hébergée dans une sorte de boîtier (bâti) en acrylique transparent. Elle a un diamètre de 70mm sur sa périphérie et comporte 10 augets. Le rotor est monté sur un tuyau horizontal en acier inoxydable (arbre de la turbine).

Ce dernier est monté sur un palier à roulement à billes muni de joint d'étanchéité.

L'arbre de la turbine est relié à une poulie de diamètre d. Cette dernière reçoit une courroie passant par une autre qui se sert de frein. Le réglage se fait par l'intermédiaire d'une vis.

La courroie est raccordée à un détecteur de force du frein SLR1 à l'aide d'une rallonge. Au bout de l'arbre de la turbine se trouve un autre détecteur qui est un détecteur de vitesse de rotation SS02.

L'injecteur qui traverse le boîtier transparent a un pointeau réglable. Avant d'arrivée à cet injecteur, la pression de l'eau est détectée par un détecteur de pression SPH2. L'injecteur est une tuyère rétrécie à l'extrémité dont le diamètre est de 4,5mm. Il comporte un piston souple pour varier le diamètre du jet avec une perte minimale de frottement.

1-3. L'interface POD IFD4

1-3-1. Définition

Une interface est un "interprète" entre le monde analogique et le monde numérique.

1-3-1-1. Signal analogique

Un signal analogique est une pulsation électrique (magnétique ou lumineuse …) qui imite la réalité.

Exemple : le microphone : c'est un appareil par lequel le son est transformé en signal électrique par l'intermédiaire d'une membrane qui capte le son et d'une bobine assistée d'un aimant qui transforme le mouvement de la membrane en courant électrique sous forme d'un signal électrique. Lorsque le son augmente, le courant augmente ; lorsque la fréquence du son augmente, la fréquence du courant augmente …

1-3-1-2. Signal numérique (ou digital)

Un signal numérique est une pulsation électrique (ou lumineuse …), en général sous forme d'existence et de non-existence.

Exemple : L'existence d'un courant électrique est lue comme 1 et la non-existence d'un courant électrique est lue comme 0.

D'où un signal numérique est une suite de chiffre entre 0 et 1 exemple : 00111010100 …

L'interface IFD4 est une interface spécialement conçue par ARMFIELD Ltd pour convertir les signaux analogiques des appareils de l'ARMFIELD en signaux numériques. Cette conversion de signaux est nécessaire pour qu'un ordinateur puisse travailler avec les détecteurs des appareils ARMFIELD. Et parce que jusqu'à nos jours, les détecteurs sont tous analogiques.

1-3-2. Description de l'interface

L'IFD 4 est une sorte de boîtier où sur le front existe :

- l'interrupteur marche / arrêt de l'interface
- sélecteur d'imprimante seul ou normal
- huit fiches de type téléphonique qui se branchent aux fiches des détecteurs
- deux prises de courant pour alimenter certains appareils de l'Armfield avec ses deux interrupteurs respectifs

Sur sa face arrière, on trouve :

- deux prises de connecteurs de bus, l'une pour l'ordinateur et l'autre pour l'imprimante.
- une prise d'alimentation de l'interface

(voir figure annexe n°6)

1-3-3. Caractéristique de l'interface

Cette IFD4 est alimentée par un courant de 220 – 240V, 50 – 60Hz. Elle alimente aussi les détecteurs (plus précisément les amplificateurs de signaux) en ±12V.

Les branchements des détecteurs sont comme suit :

- le détecteur de différence de pression SPW1 doit être branché sur le canal 1 de l'interface
- le détecteur de pression SPH2 sur le canal 2
- le détecteur de la vitesse de rotation SSO2 sur le canal 3
- le détecteur de la force de frein SLR1 sur le canal 4.

On a 8 canaux mais on n'utilise pour le moment que les 4 premiers, les autres sont utilisés pour d'autres appareils de l'Armfield.

Chaque détecteur est relié à sa boîte noire qui ne sont que des amplificateurs de signal.

1-4. Caractéristique des détecteurs

On a 4 détecteurs au total.

1-4-1. Détecteur de différence de pression SPW1

Ce détecteur est utilisé pour déterminer le débit. La pression utilisable est comprise entre 0 à ± 34,5 Kpa

1-4-2. Détecteur de pression SPH2

C'est un détecteur de pression piézoélectrique de capacité 0 à 344,6 Kpa. Elle est utilisée pour mesurer la pression juste avant l'arrivée de l'injecteur.

1-4-3. Détecteur de vitesse de rotation SSO2

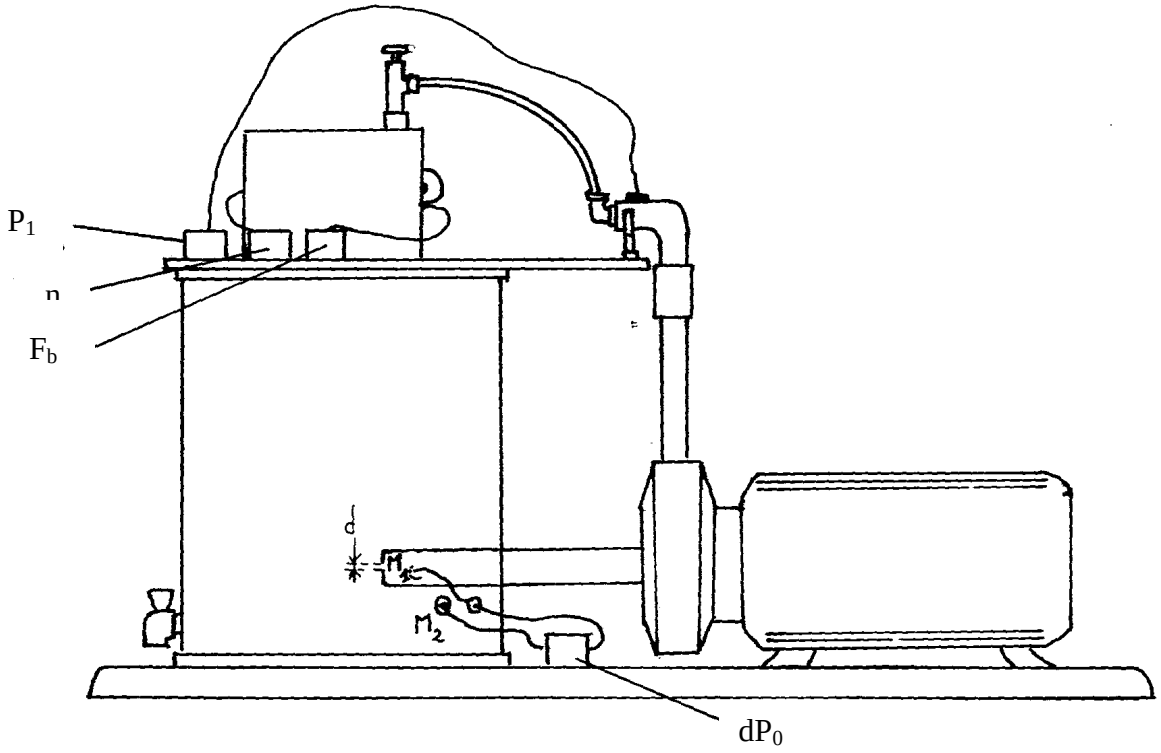
Ceci comprend un commutateur optoélectrique de réflexion à infrarouge. Il peut mesurer la vitesse de rotation de 0 à 250 Hz (tr/s) est utilisé pour mesurer la vitesse de rotation du rotor de la turbine.

1-4-4. Détecteur de la force de frein SLR1

Un indicateur de traction est incorporé sur le support de chargement ce qui nous révèle la force appliquée au frein. La force maximum est de ±20N.

Chaque détecteur est raccordé à son amplificateur et chaque amplificateur est relié à l'interface IFD4 sur les 4 premiers canaux.

II- DETERMINATION DES DIFFERENTS PARAMETRES



- **Les paramètres obtenus à partir des détecteurs**

dP_o : différence de pression au point M1 et M2

dans l'orifice exprimé en [N/m²]

P_1 : pression à l'entrée de la turbine exprimée n [N/m²]

n : vitesse de rotation de la turbine exprimée en [Hz] ou [tr/s]

F_b : force appliquée au frein exprimée en [N]

- **Les constantes utilisées dans les calculs**

d : diamètre de l'orifice = 0,009 [m]

g : accélération gravitationnelle = 9,81 [m/s²]

P_i (ou π) constante physique = 3,14159 sans dimension

C_d : coefficient d'écoulement = 0,63 sans dimension

(ou m_c = coefficient de contraction)

r : rayon de la poulie = 0,024 [m]

Rh_{ow} : masse volumique de l'eau = 998,2 [kg/m^3]

- **Les paramètres à calculer dans le banc d'essai**

  - **Le débit Q_v**

$$Q_v = \frac{C_d \times P_i \sqrt{\times d^2 \times \frac{2 \times Rh_{ow}}{4\ Rh_{ow}} \times dP_o}}{[m^3/s]}$$

  - **La hauteur de l'entrée à la turbine**

$$H_i = \frac{P_1}{Rh_{ow} \times g} \quad [m]$$

- **La puissance hydraulique à l'entrée de la turbine**

$$P_h = Rh_{ow} \times g \times H_i \times Q_v$$

[W]

- **Le couple moteur**

$$T = F_b \times r$$

[N m]

- **La puissance appliquée au frein**

$$P_b = 2 \times P_i \times n \times T$$

[W]

- **Le rendement de la turbine**

$$E_t = \frac{P_b}{P_h} \times 100$$

[%]

Démonstration de ces formules

- **Le débit**

On peut appliquer le théorème de Bernoulli sur les points M_1 et M_2

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

or $z_1 = z_2$ (même niveau)

Dans le réservoir, on suppose que la vitesse est presque nulle

$v_1 \approx 0$

d'où $\frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}$

$\Rightarrow \quad v_2^2 = \frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)$

Soit $dP_o = P_1 - P_2$

On aura $v_2 = \sqrt{\frac{2\,dP_o}{\rho}}$

Alors le débit $Q = SV_2$

or $S = \frac{\pi d^2}{4}$

d'où $Q = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2\,dP_o}{\rho}}$

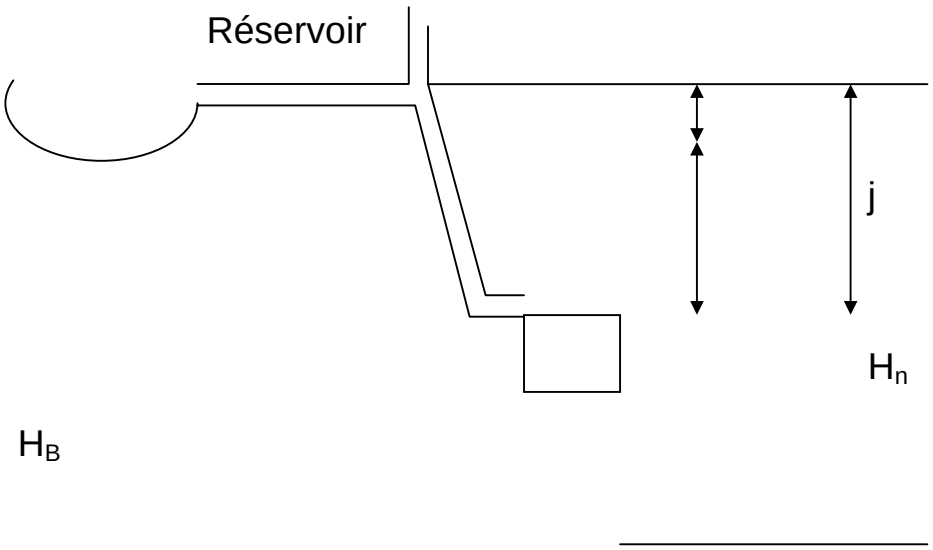
Mais en réalité, il existe une contraction dans l'orifice

d'où $Q = m_c \times \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2\,dP_o}{\rho}}$

$$Q = m_c \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2\,dP_o}{\rho}}$$

où m_c ou C_d : coefficient de contraction ou coefficient de débit

- **<u>Puissance nette et hauteur nette</u>**



En appliquant le théorème de Bernoulli, on a :

$$z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + j$$

or $P_A = 0$ (presque à la même niveau de la surface libre)

$Q = S_A V_A = S_B V_B$ et $S_A = S_B$ (même diamètre)

D'où $V_A = V_B$

$$z_A = z_B + \frac{P_B}{\rho g} + j \quad \Rightarrow \quad (z_A - z_B) + j = \frac{P_B}{\rho g}$$

ρg

ρg

$z_A - z_B = H_B$; $\frac{P_B}{\rho g} = H_n$; j : perte de charge

La hauteur nette est la hauteur de charge avant la sortie de l'injecteur, elle correspond à la pression sur ce point.

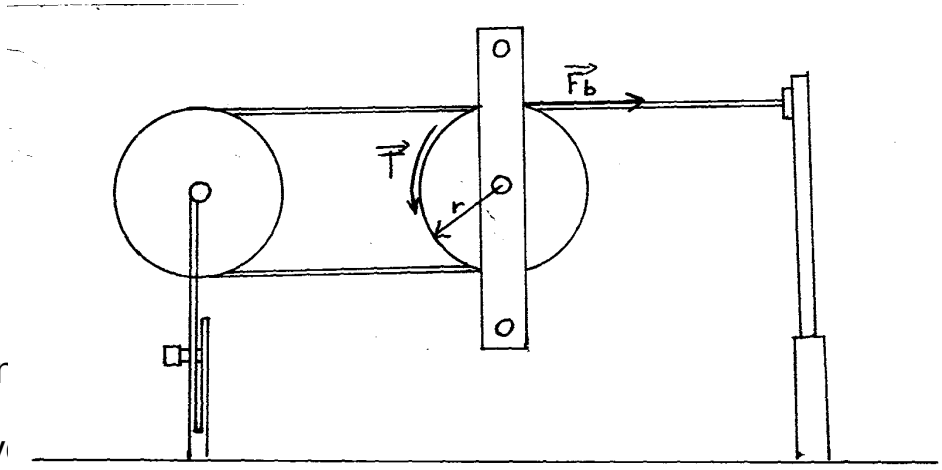
$$H_n = \frac{P_B}{\rho g}$$

En réalité P_B est une pression gravitationnelle de l'eau. Mais sur le banc d'essai P_B est une pression donnée par la pompe ($P_B = P_1$; $H_0 = H_i$).

Donc la puissance nette (ou puissance hydraulique) sera :

$$P_h = \rho \, g \, H_i \, Q$$

- **Couple moteur T**



Er

les mouv

$$\Sigma \mu_{ext} = m \gamma$$

or Le mouvement est uniforme (vitesse constante)

suivant l'axe de rotation on a :

F_b x r - T = 0 (car γ = 0)

d'où **$T = F_b$ x r**

- **<u>Puissance appliquée au frein</u>**

On peut écrire $P_b = \frac{dW}{dt}$

où P : Puissance

W : Travail

t : Temps

or $W = x . F_b = \theta . r . F_b$

$\Rightarrow dW = r . F_b . d\theta$

θ : angle de rotation

$$P_b = \frac{r F_b \cdot d\theta}{dt} = r F_b \frac{d\theta}{dt}$$

$$P_b = r F_b N$$

où N : vitesse de rotation [rad/s] et $N = 2\pi n$

n : vitesse de rotation [tr/s]

Donc $P_b = r F_b \times 2\pi n$

- **Rendement d'une turbine**

Le rendement est le rapport de puissance sur la puissance obtenue.

Or La puissance disponible est la puissance nette : P_h

La puissance disponible est la puissance appliquée au frein P_b

d'où $\eta = \frac{P_b}{P_h} \times 100$

TROISIEME PARTIE

ETUDE PRATIQUE

Pour mieux comprendre ce banc d'essai et ses capacités, les connaissances théoriques ne sont pas suffisantes. Alors il faut pratiquer cette connaissance et même s'exercer sur le banc d'essai.

Trois pratiques sont mentionnées dans la notice pour la turbine Pelton.

- la première est une vérification des formules utilisées par l'ordinateur.
- la deuxième consiste à obtenir certaines courbes caractéristiques.
- Tandis que la troisième est la comparaison des résultats suivant la variation de la valve V_1 et de la valve injecteur.

Avant d'entamer ces études, on va d'abord décrire le mode de démarrage du banc d'essai.

I- FONCTIONNEMENT DU BANC D'ESSAI

Pour faciliter l'étude pratique, on doit placer le banc d'essai sur un emplacement convenable pas loin du micro-ordinateur.

Avant d'alimenter le banc d'essai, on doit fermer entièrement la vanne V_1. Il faut vérifier si le détecteur de la différence de pression SPW1 est bien relié aux 2 branchements à la paroi du réservoir. La basse pression (P1 LOW) sur SPW1 doit être reliée au branchement du tuyau de la pompe et la haute pression (HIGH P2) doit être reliée au branchement sur la paroi du réservoir.

On doit remplir le réservoir avec de l'eau propre jusqu'à ce que le niveau de l'eau soit à peu près à 100 mm au-dessous du sommet.

Les tuyaux flexibles de connexion au détecteur de la différence de pression SPW1 devraient être amorcés avec de l'eau utilisant la seringue d'amorçage. On remplit la seringue avec de l'eau propre puis on détache le tuyau flexible, on y insère la seringue en le remplissant. Quand tous les bulles d'air ont été expulsées, on remet le tuyau à sa place.

Quand on a fini de vérifier tous les procédés précédents, on peut brancher la prise d'alimentation. On doit vérifier si l'eau circule

à travers la turbine ou plus exactement s'il n'existe plus de bulles d'air et on coupe le moteur.

Ensuite, on doit brancher chaque boîte de détecteur aux prises appropriées sur la façade de l'interface comme suit :

- canal 1 correspond au détecteur SPW1
- canal 2 correspond au détecteur SPH2
- canal 3 correspond au détecteur SSO2
- canal 4 correspond au détecteur SLR1.

Et on peut commencer les études ou les mesures qu'on veut pratiquer.

Remarque :

Le débit volumique qui passe par la turbine est le volume d'eau qui passe à travers le système par unité de temps.

Les constantes utilisées sont données dans le menu bar "Params".

II- APPLICATION DES FORMULES POUR LA DETERMINATION DES PARAMETRES

Le but de cette pratique est de comparer les résultats obtenus manuellement et les résultats obtenus par l'ordinateur.

Pour cela, on démarre la pompe et ouvrir entièrement la valve V_1 et l'injecteur. On clique sur "Diagram" et prend la valeur du débit indiqué à l'écran. On ferme la valve V_1 progressivement jusqu'à ce que le débit soit au demi du maximum noté. Ensuite, serrer le frein à l'aide de la vis de freinage de la deuxième poulie selon un niveau désiré.

On peut remarquer que lorsque la force de freinage augmente, la turbine ralentie,.

Quand les quatre valeurs (différence de pression, pression avant l'injecteur, vitesse de rotation, force de freinage) sont suffisamment stables, on clique sur "Take sample". Et toutes les valeurs enregistrées et calculées par l'ordinateur seront affichées dans un tableau lorsqu'on clique "Table".

Noter sur un papier les valeurs de :

- différence de pression dP_o [KP_a]
- pression avant la turbine P1 [KP_a]
- vitesse de rotation de la turbine [Hz]
- force de frein F_b [N]

En se rapportant aux grandeurs physiques indiquées en cliquant "Params", on va calculer les valeurs de Q_v, H_i, P_n, T, P_b, E_t.

Nos résultats sont :

Q_{vmax} : 0,000333 [m^3/s]

Le débit qu'on a pris est égal à 0,0002 [m^3/s]

et la force de freinage est de 2,462 N

Les valeurs données par les détecteurs sont :

dP_o = 12,438 [KP_a]

P_1 = 281,471 [KP_a]

n = 35,296 [Hz]

F_b = 2,462 [N]

Paramètre à calculer	**Valeurs calculées manuellement**	**Valeurs données par l'ordinateur**
Débit volumique Q_v [m^3/s]	0,0002	0,0002
Hauteur de chute H_i [m]	28,744	28,744
Puissance hydraulique P_h [W]	56,3158	56,3163
Couple [N/m] T	0,059088	0,059091
Puissance de freinage P_b [W]	13,10402	13,1046
Rendement de la turbine E_t [%]	23,2688	23,2696

On doit convertir les valeurs de pression, qui sont en KP_a, en N/m^3. Et on constate que la différence entre ces deux valeurs n'est pas très remarquée.

III- OBTENTION DES COURBES CARACTERISTIQUES

Le but de cette pratique est d'obtenir les courbes caractéristiques d'une turbine opérationnelle en variant le débit volumique avec la valve V1. En général, les courbes caractéristiques d'une turbine donnée par les constructeurs sont des courbes qui représentent le rendement en fonction du débit et la puissance fournie. Et pour un débit donné, on doit étudier et trouver le rendement maximum en choisissant une suite croissante de la force F_b.

Pour cela, on ferme la valve V1 et démarrer la pompe puis on ouvre la valve entièrement.

Ensuite on ferme la turbine jusqu'à ce qu'elle soit presque calée à l'aide d'une vis sur la seconde poulie.

On clique sur "Diagram" et on doit noter la valeur de la force de freinage. Après on ouvre la vis de frein jusqu'à ce que $F_b \approx 0$. Et quand les valeurs sont suffisamment stables, on clique sur "Take sample". On ferme la vis de frein pour obtenir la première étape de la suite qui est obtenue en divisant par un nombre (de préférence = 15) la valeur de la force de frein appliquée correspondant à la turbine calée. On l'enregistre en cliquant sur "Take sample". On augmente de nouveau la force de frein dont la valeur correspond à la deuxième valeur de la suite et on l'enregistre encore. Il faut répéter ces opérations en augmentant successivement la force de frein jusqu'à ce que la turbine soit presque arrêtée.

On peut voir tous ces échantillonnages en cliquant "Table". Et on peut aussi voir la courbe en cliquant sur "Graphs". On peut varier l'axe des ordonnées en cliquant sur "Config" et en choisissant l'un ou deux de ces paramètres suivants :

- hauteur de chute H_i
- puissance hydraulique P_h
- couple moteur T
- puissance de frein P_b
- débit volumique Q_v
- le rendement de la turbine E_t

Il faut enregistrer ces résultats dans un fichier en cliquant sur "File" puis "Save". Quand tout cela sera fini, on doit les effacer en cliquant sur "Clear" dans le "File".

Maintenant, on peut augmenter ou diminuer le débit volumique par la valve V_1 et refaire toutes les opérations précédentes jusqu'au début.

Dans la pratique, nous avons pris comme premier échantillonnage $Q_v = 2{,}500 \cdot 10^{-4}$ m^3/s.

Et on a le tableau n°1 et la courbe n°1

Tableau n°1 : Essai avec un débit réglé par la vanne V1

Q_v 2,5 . 10^{-4} m^3/s

Orifice differential pressure dP_o [SPW1]	Turbine inlet pressure P_1 [SPH2]	Turbine rotational speed N [SSO2]	Brake force F_b [SLR1]	Volume flow rate Q_v	Input head H_i	Hydraulic input power P_h	Torque T	Brake power P_b	Turbine efficiency E_t
KP_a	KP_a	Hz	N	m^3/s	m	Watts	Nm	Watts	%
20.10674	78.44827	.1221299	3.468491	2.543856E-04	8.011185	19.95611	8.324377E-02	6.387836E-02	.3200943
19.44944	77.26986	26.01368	.2442599	2.50193E-04	7.890845	19.33238	5.862238E-03	.9581756	4.956326
19.55056	77.26986	23.93747	.4982902	2.508426E-04	7.890845	19.38257	1.195897E-02	1.798671	9.279837
19.43259	76.76483	22.59404	.6936981	2.500846E-04	7.839271	19.1977	1.664875E-02	2.3635	12.31137
19.31461	77.26986	21.12848	.8793356	2.593243E-04	7.890845	19.26525	2.110406E-02	2.801651	14.54251
19.65169	77.4382	18.68588	1.143136	2.514905E-04	7.908037	19.47497	2.743527E-02	3.221089	16.53963
19.26405	77.60654	16.7318	1.377626	2.489977E-04	7.925228	19.32385	3.306602E-02	3.475883	17.98752
19.2809	76.59648	15.38837	1.700049	2.491066E-04	7.82208	19.08069	4.080117E-02	3.944984	20.67527
19.41573	76.42814	13.0679	1.875916	2.499761E-04	7.804888	19.10521	4.502198E-02	3.696668	19.34901
19.11236	75.75477	11.96873	2.061553	2.480155E-04	7.736123	18.78835	4.947728E-02	3.72078	19.80365
19.11236	75.58642	9.037616	2.276502	2.480155E-04	7.718932	18.7466	5.463606E-02	3.102509	16.54972
19.2809	76.59648	6.106497	2.540303	2.491066E-04	7.82208	19.08069	6.096727E-02	2.339208	12.25955
19.17978	77.10152	4.274548	2.765022	2.484525E-04	7.873654	19.15606	6.636053E-02	1.782297	9.304085
19.31461	76.93317	1.465559	3.028823	2.493243E-04	7.856462	19.18131	7.269175E-02	.6693734	3.489717
19.36517	76.76483	.1221299	3.273083	2.496504E-04	7.839271	19.16437	7.855399E-02	6.027959E-02	.3145399
19.41573	74.57636	.1221299	3.302394	2.499761E-04	7.615783	18.64231	7.925745E-02	.0608194	.3262439

Dans le deuxième échantillonnage, on a pris $Q_v = 2.10^{-4}$ m^3/s d'où les résultats sur le tableau n°2

Tableau n°2 : Essai avec un débit réglé par la vanne V1

$Q_v \approx 2.10^{-4}$ m^3/s

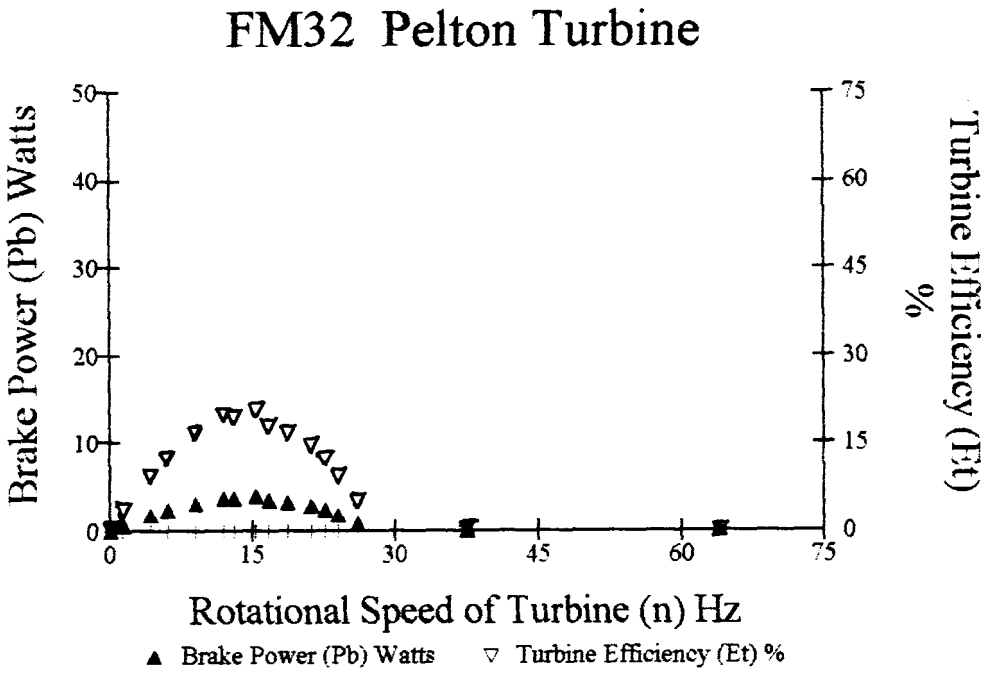
Orifice differential pressure dP_o [SPW1]	Turbine inlet pressure P_1 [SPH2]	Turbine rotational speed N [SSO2]	Brake force F_b [SLR1]	Volume flow rate Q_v	Input head H_i	Hydraulic input power P_h	Torque T	Brake power P_b	Turbine efficiency E_t
KP_a	KP_a	Hz	N	m^3/s	m	Watts	Nm	Watts	%
13.07865	49.32477	19.93014	.1172448	2.051649E-04	5.037076	10.11971	2.813874E-03	.3346867	3.307274
13.0618	49.32477	17.83097	.2638007	2.050327E-04	5.037076	10.11319	6.331217E-03	.7093198	7.013809
12.99438	48.65139	16.60967	.3517343	2.045029E-04	4.96831	9.94935	8.441622E-03	.8809817	8.854666
13.01124	48.65139	15.63263	.468979	2.046355E-04	4.96831	9.955801	.0112555	1.105546	11.10454
12.8427	47.80967	13.92261	.5959942	2.033058E-04	4.882353	9.719983	1.430386E-02	1.251296	12.87344
12.80899	47.80967	12.45725	.8597949	2.030388E-04	4.882353	9.707219	2.063508E-02	1.615133	16.63847
12.87641	47.80967	10.01466	.9672692	2.035724E-04	4.882353	9.732731	2.321446E-02	1.460745	15.00859
12.87641	47.97802	9.770395	1.025892	2.035724E-04	4.899544	9.767001	.0246214	1.511488	15.47546
12.72472	48.65139	7.816317	1.172448	2.023698E-04	4.96831	9.845573	2.813874E-02	1.381932	14.03607
12.74157	47.97802	5.129458	1.319003	2.025038E-04	4.899544	9.715731	3.165608E-02	1.020254	10.50106
12.89326	47.97802	4.274548	1.387396	2.037056E-04	4.899544	9.773391	3.329751E-02	.8942971	9.150326
12.8427	48.3147	1.954079	1.524182	2.033058E-04	4.933927	9.822659	3.658037E-02	.4491279	4.572366
12.4382	49.32477	1.587689	1.651197	2.000785E-04	5.037076	9.868827	3.962873E-02	.3953261	4.005806
12.70787	49.15643	1.221299	1.768442	2.022358E-04	5.019884	9.941187	.0424426	.3256897	3.276165
13.02809	48.48305	.1221299	2.002931	2.04768E-04	4.951118	9.927775	4.807035E-02	3.688751E-02	.3715586

Ce qu'on remarque sur le rendement est que lorsque le débit diminue, le rendement maximum diminue aussi.

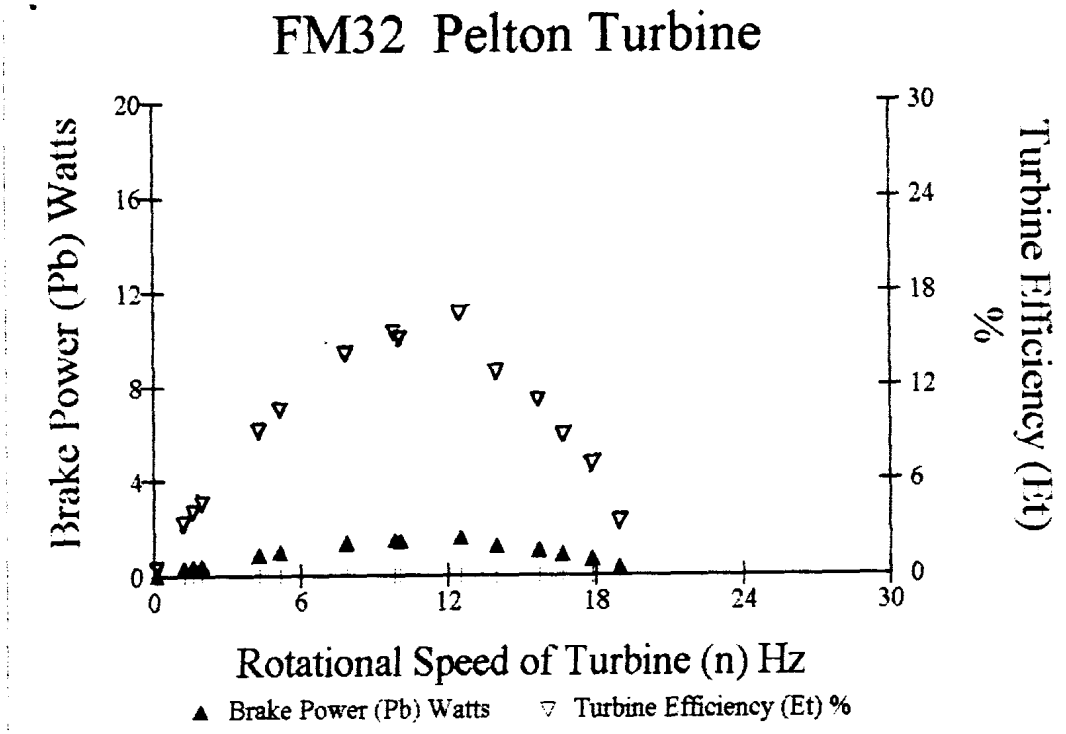
On peut en déduire que lorsqu'on diminue le débit à l'aide de la valve V_1, les autres valeurs diminuent aussi (H_i, P_n, T, P_{bmax} et E_{tmax}).

On obtient aussi les courbes caractéristiques suivantes :

Courbe n°1 : Courbes caractéristiques correspondantes au tableau n°1



Courbe n°2 : Courbes caractéristiques correspondantes au Tableau n°2



On peut y voir les valeurs qu'on doive avoir pour obtenir un rendement maximum ($Q_{v,}$ H_i, n, F_b).

IV- COMPARAISON DES RESULTATS SUIVANT LA VARIATION DE LA VALVE V_1 ET LA VALVE INJECTEUR

Le but dans cette pratique est de comparer les courbes caractéristiques d'une turbine en variant le débit par la valve V_1 et les courbes caractéristiques en variant le débit par l'injecteur.

Comme nous avons déjà les échantillons de variation de débit suivant V_1 (tableau n°1 et n°2), il ne nous reste plus qu'à varier le débit par l'injecteur.

On refait l'opération dans le paragraphe III mais seulement on contrôle le débit par l'injecteur.

Les résultats sont affichés dans le tableau n°3 et n°4.

Tableau n° 3 : Essai avec un débit réglé par la vanne injecteur

$Q_v \approx 2{,}5.10^{-4}\ m^3/s$

Orifice differential pressure dP_o [SPW1]	Turbine inlet pressure P_1 [SPH2]	Turbine rotational speed N [SSO2]	Brake force F_b [SLR1]	Volume flow rate Q_v	Input head H_i	Hydraulic input power P_h	Torque T	Brake power P_b	Turbine efficiency E_t
KP_a	KP_a	Hz	N	m^3/s	m	Watts	Nm	Watts	%
19.23034	272.0438	57.40107	.4885198	2.487798E-04	27.78128	67.67899	1.172448E-02	4.228568	6.247977
20.00562	272.0438	53.85931	.9086468	2.537451E-04	27.78128	69.02977	2.180752E-02	7.379841	10.69081
19.31461	272.5488	49.82902	1.348315	2.493243E-04	27.83285	67.95303	3.235955E-02	10.13129	14.90925
19.39888	272.3805	45.06595	1.856375	2.498676E-04	27.81566	68.05905	.044553	12.61553	18.53615
19.23034	272.5488	43.11187	2.21788	2.487798E-04	27.83285	67.80463	5.322912E-02	14.4187	21.26506
19.53259	272.5488	39.32584	2.667318	2.500846E-04	27.83285	68.16026	6.401563E-02	15.81772	23.20667
19.51686	272.0438	36.76111	3.097216	2.506262E-04	27.78128	68.18131	7.433318E-02	17.16924	25.18175
19.2809	270.8654	31.99805	3.556424	2.491066E-04	27.66094	67.47437	8.535418E-02	17.16043	25.43252
19.01124	268.8452	27.35711	4.054714	2.473585E-04	27.45464	66.50115	9.731314E-02	16.72714	25.15315
19.04494	268.8452	23.32682	4.543234	2.475777E-04	27.45464	66.56008	.1090376	15.98129	24.01032
19.43259	270.3604	20.76209	4.904739	2.500846E-04	27.60936	67.61295	.1177137	15.356	22.71162
19.33146	270.697	15.14411	5.43234	2.49433E-04	27.64375	67.52078	.1303762	12.40572	18.37319
19.16292	270.697	11.35808	5.891549	2.483433E-04	27.64375	67.2258	.1413972	10.0908	15.01031
19.36517	270.0237	6.472887	6.380069	2.496504E-04	27.57498	67.41151	.1531217	6.227511	9.238052
19.26405	269.8553	3.419639	6.722033	2.489977E-04	27.55779	67.19336	.1613288	3.466346	5.158763

Tableau n° 4 : Essai avec un débit réglé par la vanne injecteur

$Q_v \approx 2.10^{-4}\ m^3/s$

Orifice differential pressure dP_o [SPW1]	Turbine inlet pressure P_1 [SPH2]	Turbine rotational speed N [SSO2]	Brake force F_b [SLR1]	Volume flow rate Q_v	Input head H_i	Hydraulic input power P_h	Torque T	Brake power P_b	Turbine efficiency E_t
KP_a	KP_a	Hz	N	m^3/s	m	Watts	Nm	Watts	%
12.53933	281.6394	55.0806	.3810455	2.008902E-04	28.76118	56.57859	9.145091E-03	3.164948	5.593898
12.38764	282.4811	50.92819	.8304837	1.996714E-04	28.84714	56.4034	1.993161E-02	6.377941	11.30772
12.4382	282.6494	47.75281	1.162677	2.000785E-04	28.86433	56.55208	2.790425E-02	8.372385	14.80473
12.52247	282.6494	44.4553	1.553493	2.007551E-04	28.86433	56.74333	3.728383E-02	10.41415	18.35309
12.37079	282.3127	40.54714	1.914998	1.995356E-04	28.82995	56.33143	4.595995E-02	11.709	20.7859
12.4382	281.471	35.29556	2.46214	2.000785E-04	28.74399	56.31631	5.909136E-02	13.1046	23.26964
12.23596	280.461	30.89888	2.882267	1.984452E-04	28.64085	55.65613	.0691744	13.42975	24.12987
12.18539	278.2725	26.62433	3.732291	1.980348E-04	28.41736	55.10763	8.957499E-02	14.98461	27.19153
12.16854	278.7775	24.0596	3.624817	1.978978E-04	28.46893	55.16945	8.699561E-02	13.15121	23.83784
12.30337	280.7977	23.08256	3.93747	1.989911E-04	28.67523	55.87624	9.449928E-02	13.70542	24.52817
12.37079	280.2926	18.44162	4.201271	1.995356E-04	28.62365	55.92834	.1008305	11.68344	20.89002
12.38764	281.6394	12.94577	4.543234	1.996714E-04	28.76118	56.23534	.1090376	8.869197	15.77157
12.26966	281.3027	5.129458	5.18808	1.987183E-04	28.7268	55.9	.1245139	4.013001	7.178893
12.47191	281.471	1.343429	5.471422	2.003494E-04	28.74399	56.39257	.1313141	1.108425	1.965551
12.33708	281.3027	.1221299	5.6766	1.992635E-04	28.7268	56.05336	.1362384	.1045446	.186509

D'où les courbes caractéristiques

Courbe n°3 : Courbes caractéristiques correspondantes au Tableau n°3

Courbe n°4 : Courbes caractéristiques correspondantes au Tableau n°4

Les remarques constatées sont :

- plus on ferme l'injecteur plus H_i augmente et plus la P_h diminue. Quant à la valve V1, plus on la ferme, plus H_i, et P_h, diminuent
- mais le rendement maximum le plus élevé est obtenu avec un faible débit pour le réglage avec l'injecteur tandis que pour le réglage avec V1 on trouvera le contraire.
- On obtient un rendement maximum si on fait le réglage avec l'injecteur

V- VERIFICATION DU DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE

Le but de cette étude est de vérifier si le rendement de cette turbine convient bien aux caractéristiques du banc d'essai.

Pour cela, on va prendre comme référence le débit fourni au maximum en ouvrant entièrement les vannes V_1 et de l'injecteur.

D'après le tableau n°5, ce débit maximum est de 0,00033 m^3/s. Pour pouvoir faire cette vérification, on va prendre dans un premier temps la valeur qui atteindra un rendement maximum pour dimensionner la turbine ou plus exactement la valeur de n (vitesse de rotation) de la turbine qui correspond à ce rendement maximum.

Tableau n° 5 : Essai avec le débit maximum

$Q_v \approx 3{,}33.10^{-4}\ m^3/s$

Orifice differential pressure dP_o [SPW1]	Turbine inlet pressure P_1 [SPH2]	Turbine rotational speed N [SSO2]	Brake force F_b [SLR1]	Volume flow rate Q_v	Input head H_i	Hydraulic input power P_h	Torque T	Brake power P_b	Turbine efficiency E_t
KP_a	KP_a	Hz	N	m^3/s	m	Watts	Nm	Watts	%
34.5	216.9953	6.228627	9.047387	3.332201E-04	22.15969	72.3072	.2171373	8.497803	11.75236
34.5	214.9752	53.12653	.5959942	3.332201E-04	21.9534	71.63405	1.430386E-02	4.774683	6.665382
34.5	215.3119	49.46263	1.201759	3.332201E-04	21.98778	71.74624	2.884221E-02	8.963665	12.49357
34.5	213.7968	45.79873	1.797753	3.332201E-04	21.83306	71.24138	4.314607E-02	12.4158	12.42779
34.5	220.8672	44.82169	2.432829	3.332201E-04	22.5551	73.5974	5.838789E-02	16.44337	22.34233
34.5	220.1938	42.13483	3.038593	3.332201E-04	22.48633	73.37301	7.292624E-02	19.30656	26.31289
34.5	220.1938	38.59306	3.615047	3.332201E-04	22.48633	73.37301	8.676112E-02	21.03848	28.67332
34.5	220.8672	34.80703	4.1915	3.332201E-04	22.5551	73.5974	.100596	22.00025	29.8927
34.5	217.5004	20.41036	4.836346	3.332201E-04	22.21127	72.47548	.1160723	22.17839	30.60123
34.5	213.6284	26.5022	5.363947	3.332201E-04	21.81587	71.18529	.1287347	21.43668	30.11392
34.5	211.1033	21.00635	5.999023	3.332201E-04	21.55799	70.34385	.1439766	19.00301	27.01446
34.5	207.3997	15.26624	6.66341	3.332201E-04	21.17978	69.10975	.1599218	15.3398	22.1963
34.5	216.1536	14.2892	7.210552	3.332201E-04	22.07374	72.02672	.1730532	15.53702	21.57119
34.5	215.4802	11.23596	7.826087	3.332201E-04	22.00497	71.80234	.1878261	13.26007	18.46746
34.5	219.3521	11.23596	8.392771	3.332201E-04	22.40037	73.09254	.2014265	14.22023	19.4551
34.5	220.3622	7.694187	9.096239	3.332201E-04	22.50352	73.42911	.2183097	10.55397	14.373

Avec l'ouverture maximum des valves on a :

- débit volumique $Q_v = 0.000333\ m^3/s$
- hauteur de chute $H_i = 22{,}5$ m
- puissance hydraulique $P_h = 72{,}5$ W
- vitesse de rotation n = 30,4 Hz

La puissance de la turbine

On doit convertir cette puissance en CV

d'où $\mathbf{P = P_h \, . \, 10^{-3} \; x \; 1,36}$

Ainsi $P = 9,86 \, . \, 10^{-2}$ CV

La vitesse spécifique

Comme la vitesse spécifique est donnée par la formule

$$\mathbf{n_s = \frac{n \sqrt{P}}{H_n^{5/4}}}$$

Il faut convertir n en tr/min

Soit n = 1824 tr/min

D'où $\mathbf{n_s = 11,69 \text{ min}}$

Cette valeur est bien comprise entre 3 et 30 min qui vérifie bien le domaine d'utilisation d'une turbine Pelton.

Le diamètre du cercle Pelton

Comme le diamètre est donnée par la formule

$$\mathbf{D_o = \frac{60 \, \xi_o \sqrt{2 g H_n}}{\pi \; n}}$$

et que le coefficient ξ_o est obtenu dans le diagramme de VOETSCH pour une droite d'équation :

$$\xi_o = 0,49 - 0,00216\ n_s$$

Alors on a $\xi_o = 0,46$

D'où $D_o = 0,1011$ m

A un rendement maximal qui est de 30,6 %, on ne trouve pas le même diamètre, qui est égal à 0,070 m, du cercle Pelton du banc d'essai.

Après de nombreux calculs, on trouve que ce diamètre de cercle Pelton (D_o = 7 cm) correspond à la vitesse de rotation qui est compris entre 42,134 Hz < n < 44,82 Hz avec un rendement compris entre 23,34% < E_t < 28,67% qui est peu proche du rendement maximum.

Avec n_1 = 42,134 Hz = 2528,0898 tr/min

On trouve P = 0,1 CV

H = 22,5 m

n_s = 16,29 min

ξ_o = 0,45

D_o = 7,28 cm

Et avec n_2 = 44,8 Hz = 2689 tr/min

On trouve P = 0,1 CV

H = 22,5 m

N_s = 17,35

ξ_o = 0,45

D_o = 6,75

Diamètre du jet

D'après l'étude théorique, ce diamètre est obtenu à partir de l'expression :

$$\mathbf{A} = \frac{\pi \mathbf{d_o^2}}{\mathbf{4}} \quad \text{et } Q = A \cdot C_1$$

$$\text{d'où } \mathbf{d_o} = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times c_1}}$$

avec $c_1 = c_o = \varphi \sqrt{2 g H_n}$

où φ est un coefficient de vitesse

D'après les valeurs de coefficient de vitesse (annexe n°1) on va adopter la valeur $\varphi = 1$, qui coïncide avec l'orifice qui a la forme de la veine liquide.

Après calcul on trouve :

$C_1 = 20,77$ m/s

et $d_o = 4,4497 . 10^{-3}$m

Cette valeur du diamètre du jet est très proche de ce qui existe ($d_0 = 4,5 . 10^{-3}$ m) donc on peut dire que l'orifice de l'injecteur suit la forme de la veine liquide.

Vérification de la vitesse

La vitesse d'entraînement théorique au diamètre Pelton est de :

$$u_{th} = \frac{c_1}{2}$$

donc $u_{th} = 10,385$ m/s

L'expression de u est donnée par :

$$u = \frac{\pi D_o . n}{60}$$

comme on a $n_1 < n < n_2$

Alors $$\frac{\pi D_o . n_1}{60} < \frac{\pi D_o . n}{60} < \frac{\pi D_o . n_2}{60}$$

Or dans la pratique, le rapport doit être.

$$0,44 < \frac{u}{} < 0,505$$

c_1

Donc on doit avoir :

$$0,44 < \frac{\pi D_o.n_1}{60C_1} < \frac{\pi D_o.n}{60C_1} < \frac{\pi D_o.n_2}{60C_1} < 0,505$$

$60C_1$

Après calcul on trouve

$$\frac{\pi D_o.n_1}{60C_1} = 0,446$$

$$\frac{\pi D_o.n_2}{60C_1} = 0,474$$

Nombre d'augets

Appliquons la détermination du nombre d'augets dans la partie théorique.

Le pas doit être $t > 2d_o$

On aura $Z = \frac{\pi D_o}{t} = \frac{\pi D_o}{2d_o}$ (pour le cas limite)

d'où Z = 24,43

Soit Z = 24 augets

Or le nombre d'augets de la turbine existante est de 10.

On trouve que le rendement est faible alors on pense que cela peut être dû au nombre d'augets insuffisants car en réalité, pour ce type de turbine, le nombre d'augets devra être égal à 24.

VI- VARIATION DE LA HAUTEUR DE CHUTE EN FONCTION DU DEBIT

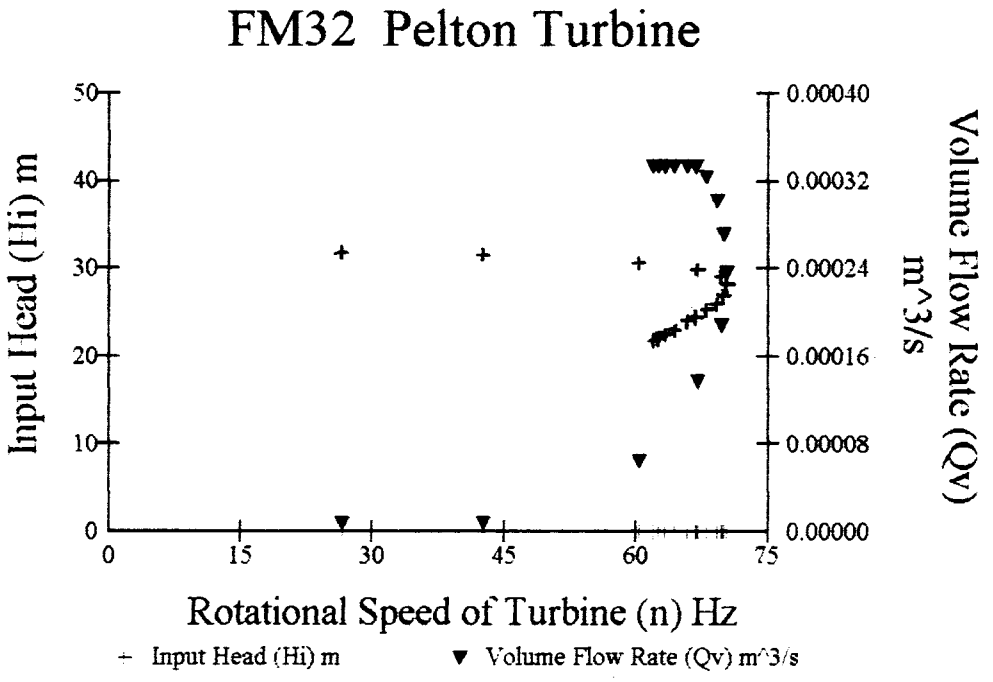
Dans cet essai, on va varier le débit par la valve de l'injecteur en la fermant à un demi-tour à chaque étape.

On obtient les résultats suivants :

Tableau n°6 : Variation de la hauteur de chute en variant le débit

Orifice differential pressure dP_o [SPW1]	Turbine inlet pressure P_1 [SPH2]	Turbine rotational speed N [SSO2]	Brake force F_b [SLR1]	Volume flow rate Q_v	Input head H_i	Hydraulic input power P_h	Torque T	Brake power P_b	Turbine efficiency E_t
KP_a	KP_a	Hz	N	m^3/s	m	Watts	Nm	Watts	%
34.5	212.1133	61.91988	9.770396E-03	3.332201E-04	22.66114	70.68043	2.344895E-04	.0912291	.1290727
34.5	215.1435	62.53053	9.770396E-03	3.332201E-04	21.97059	71.69015	2.344895E-04	.0921288	.1285097
34.5	219.1838	63.26331	9.770396E-03	3.332201E-04	22.38318	73.03644	2.344895E-04	9.320844E-02	.1276191
34.5	223.8974	64.36248	9.770396E-03	3.332201E-04	22.86454	74.60712	2.344895E-04	9.482788E-02	.127103
34.5	234.6714	65.82804	9.770396E-03	3.332201E-04	23.96479	78.19723	2.344895E-04	9.698716E-02	.1240289
34.5	238.2066	66.80508	9.770396E-03	3.230538E-04	24.32581	79.37524	2.344895E-04	9.842667E-02	.1240017
32.42697	246.4555	68.02638	9.770396E-03	3.230538E-04	25.16819	79.61838	2.344895E-04	.1002261	.1258831
28.2809	254.3677	69.24768	9.770396E-03	3.016951E-04	25.97618	76.74148	2.344895E-04	.1020254	.1329469
22.80337	263.4582	69.98046	9.770396E-03	2.709076E-04	26.90451	71.37283	2.344895E-04	.1031051	.1444598
17.24157	274.9056	70.34685	9.770396E-03	2.355646E-04	28.07353	64.75804	2.344895E-04	.1036449	.1600495
10.95506	284.3329	69.7362	9.770396E-03	1.877712E-04	29.03625	53.38952	2.344895E-04	.1027452	.1924445
5.780899	291.4033	67.04934	9.770396E-03	1.364015E-04	29.75828	39.74786	2.344895E-04	9.878654E-02	.248533
1.280899	299.9889	60.3322	9.770396E-03	6.420651E-05	30.63505	19.26124	2.344895E-04	.0888899	.4614962

1.685393E-02	308.5744	42.62335	9.770396E-03	7.364992E-06	31.51181	2.272648	2.344895E-04	6.279873E-02	2.763241
1.685393E-02	310.7629	26.5022	9.770396E-03	7.364992E-06	31.73529	2.288766	2.344895E-04	3.904678E-02	1.706019



Courbe n°5 : Variation de la hauteur de chute H_i et du débit Q_v

Courbe n°6 : Représentation de la variation de H_i en

en fonction de Q_v

On peut remarquer que lorsqu'on a progressivement fermé la valve de l'injecteur, la hauteur de chute augmente même si au début de cet expérience, cette fermeture n'a pas changé le débit volumique.

CONCLUSION

La présente mémoire nous a permis d'étudier les turbines de type Pelton avec le banc d'essai.

Dans ce mémoire, on a pu dresser des courbes caractéristiques d'une turbine grâce au banc d'essai. On peut alors déterminer son utilisation optimum.

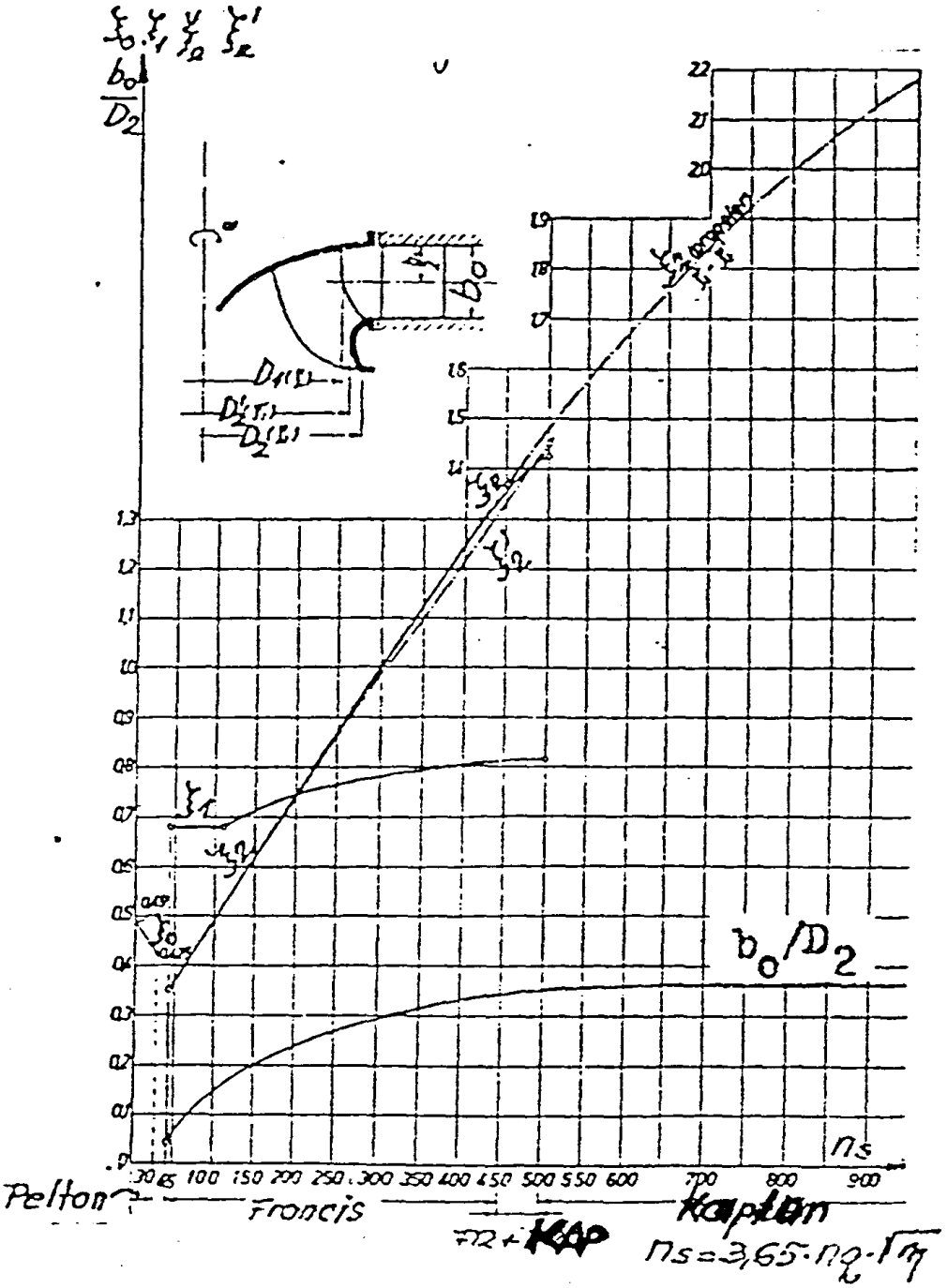
En variant le frein, qui assimile la charge de l'alternateur, on peut déterminer la puissance obtenue sur l'arbre et la vitesse de rotation optimale, c'est-à-dire, la charge maximale d'un alternateur et sa vitesse de rotation soit sa caractéristique.

L'étude de ce banc d'essai nous permettra de comprendre le comportement d'une turbine pour les différents réglages.

En plus, on peut étudier d'autres turbines à action en remplaçant l'unité Pelton FM32, ou plus exactement la plaque support de cette unité, en d'autre turbine qui sera toujours montée sur une plaque. Les autres unités, c'est-à-dire l'unité de service FM3SU et l'interface POD IFD4 resteront les mêmes.

ANNEXE N°1

DIAGRAMME DE VOETSCH



ANNEXE N°2

Démonstration de $\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}$

D'après la théorie générale des turbo-machines, la hauteur effective est de :

$$H_{eff} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{(u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}{2g}$$

or u_1 et u_2 sont de même distance du centre de rotation de la turbine

alors $u_1 = u_2 = wR_o = w\frac{D_o}{2}$

et si on suppose que la distance entre le point d'entrée et le point de sortie est petit ou la perte de charge entre ces deux points est nulle

alors $w_1 = w_2$

d'où $H_{eff} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$

Pour que H_{eff} soit au maximum, il faut que c_2 soit au minimum et même nulle.

Or $c_2 = u_2 + w_2$

d'où $O = u_2 + w_2$

Ainsi $u_2 = w_2$

Or $u_1 = u_2$ et $w_1 = w_2$

donc $u_1 = w_1$

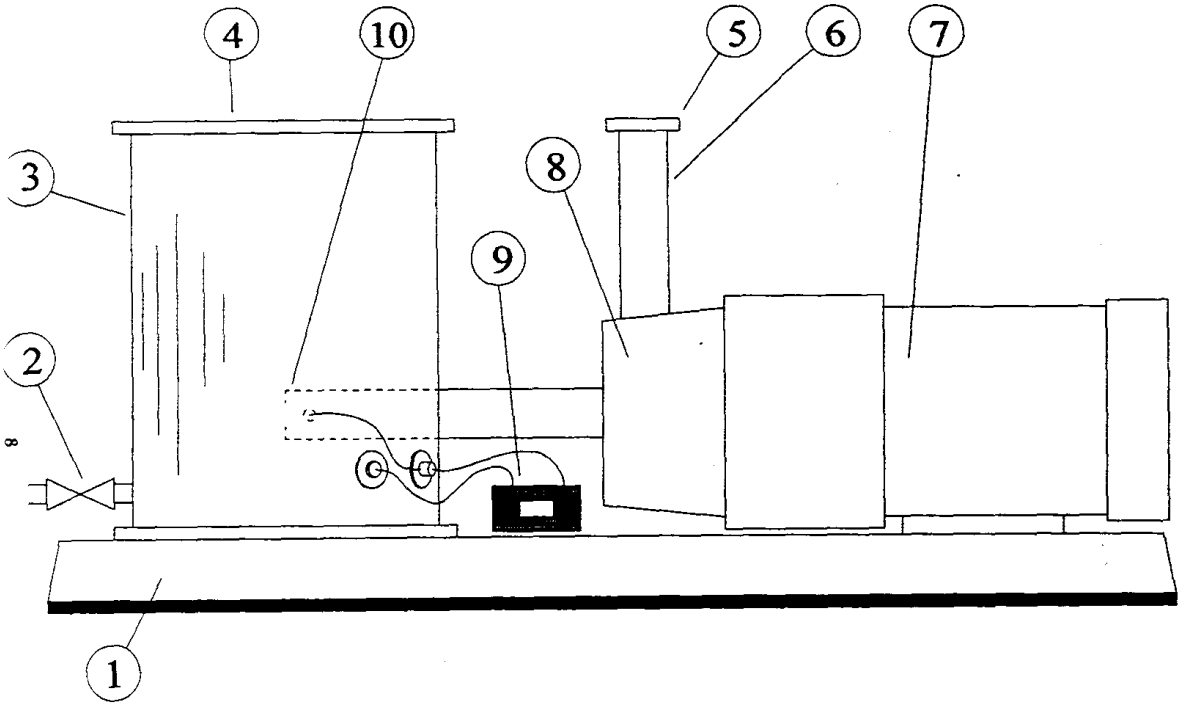
$$c_1 = u_1 + w_1 = u_1 + u_1$$

soit $c_1 = 2u_1$

$$\frac{u_1}{c_1} = \frac{1}{2}$$

ANNEXE N°3

Figure n°10 : Unité de service FM3SU



1 : Support

2 : Vanne de vidange

3 : Réservoir

4 : Collerette

5 : Raccord

6 : Tuyau de refoulement

7 : Moteur électrique

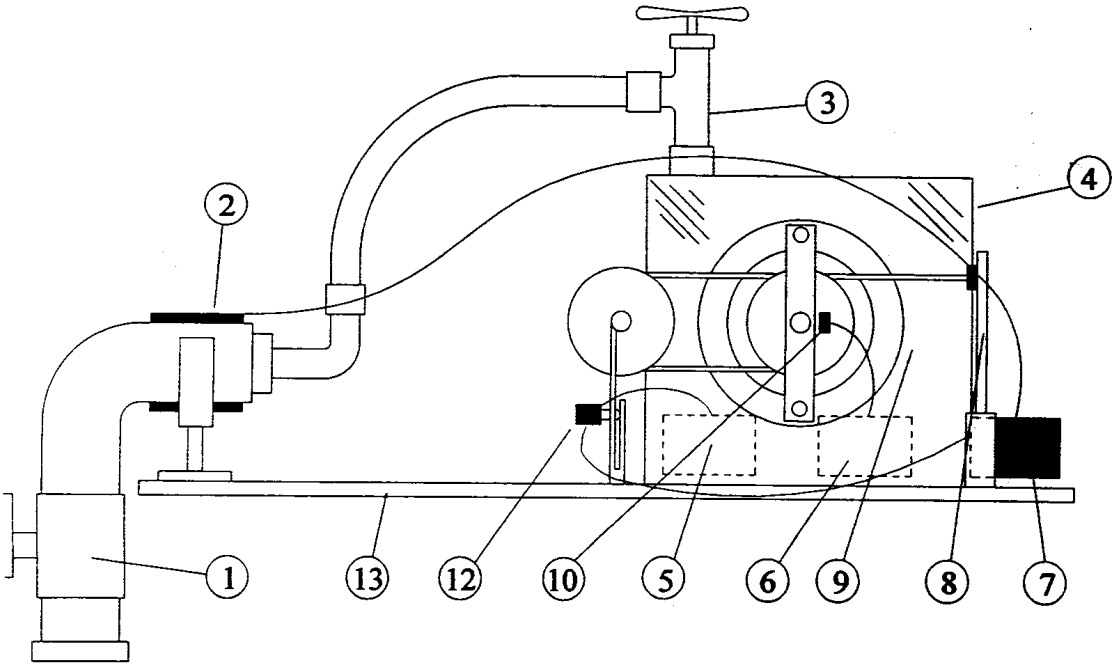
8 : Pompe centrifuge

9 : Détecteur – Amplificateur de pression SPW1

10 : Orifice

ANNEXE N°4

Figure n°11 : Unité Turbine Pelton FM32



1 : Valve V1

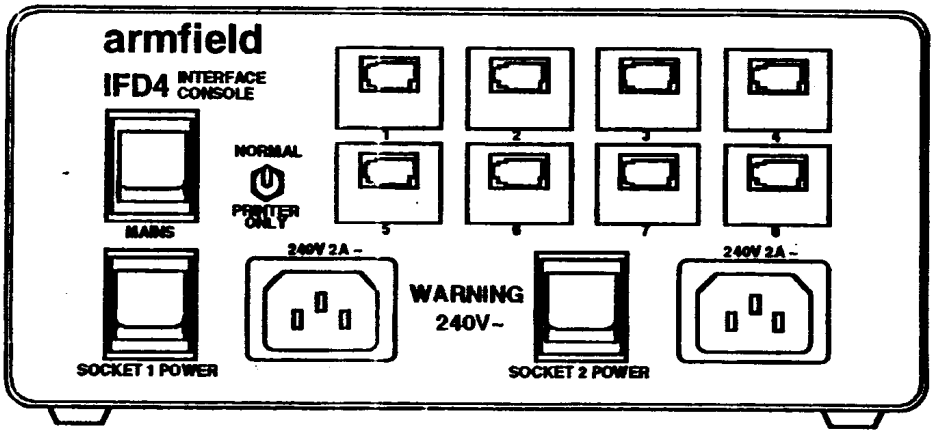
2 : Capteur de pression
3 : Injecteur

4 : Bâti

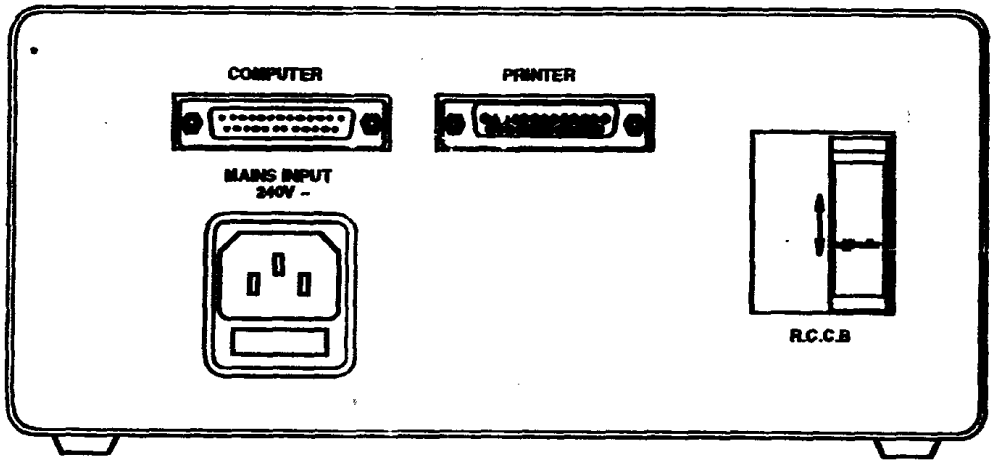
5 : Détecteur – Amplificateur de force SLR1
6 : Détecteur – Amplificateur de vitesse de rotation SSO2
7 : Détecteur – Amplificateur de pression SPH2
8 : Support du détecteur de force
9 : Rotor
10 : Détecteur de la vitesse de rotation
12 : Vis
13 : Plaque support

ANNEXE N°5

Figure n° 12 : Interface POD IFD4



Vu de face



Vu Postérieur

BIBLIOGRAPHIE

1. **L.Moniton, M .Le Nir, J Roux**, "Les microcentrales hydroélectriques", Les objectifs scientifiques de demain, Masson-Paris 1984.

2. **Louis Leprince**, Ringuet de l'académie française de l'académie des sciences, "Encyclopédie scientifique et technique", Edition Lidis, Paris 1975

3. **Auge**, **Gillon**, **Hollier-Larousse Moreau et C^{ie}**, "Grand Larousse encyclopédie", tome huitième, Paris 1963.

4. **Gwett Georges, Lejeune André, Tea Kinyoung**, "Guide de la filière hydro-électrique", Collection Etudes et filières, Québec 1995.

5. **Rakoto David**, "Cours d'aménagement hydroélectrique, 5ème année", Département Hydraulique, ESPA, 2000.

6. **RAVELOJAONA Johnson**, "Technologie Hydraulique 4ème année", Département Hydraulique, ESPA, 1999.

7. **Gruat J**,"Journée d'information petite hydraulique", 1988.

8. **De Siervo F, Lugaresi A,** "International water power and Dam construction", 1978.

9. **Casassis Bos CJ**, "RFM", 1974

10. **Howald W, Sto Cklif,** "ABB Revue", 1994.

11. **William SD,** "Modern power systems", 1987.

12. Instruction Manual, "Capture water turbine demonstration unit FM3SU, Armfield, England 1996.

13. Instruction manual, "Interface device ('capture') IFD4", Armfield, England 2000

LEXIQUE

Energie cinétique : c'est l'énergie que possède un corps à cause de sa sa vitesse

Energie de pression : C'est l'énergie que possède un liquide sous une pression donnée

Energie hydraulique : Energie contenant dans l'eau en mouvement

Energie potentielle : c'est l'énergie que possède un corps à cause de sa position dans un champ de force, comme l'attribution gravitationnelle

Energie propre : se dit souvent d'une source d'énergie non polluante

Pompe centrifuge : c'est une pompe qui exploite la force centrifuge du mouvement rotatoire pour refouler un liquide.

Refouler : faire monter un liquide

Roue hydraulique : c'est une roue conçue pour transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique.

Turbine hydraulique : c'est une roue hydraulique mais qui tourne à haute vitesse

Auteur : **RASAMISON Mahefamalala Nivohasina**

Titre : **BANC D'ESSAI D'UNE TURBINE PELTON**

Nombre de pages : 72

Nombre de tableaux : 06

Nombre de figures : 12

Nombres de courbes : 06

RESUME

Les essais effectués sur la turbine de type Pelton nous a permis de déterminer les caractéristiques de sa turbine c'est-à-dire les paramètres optimaux pour avoir le rendement le plus élevé et de comprendre le comportement d'une turbine aux différents réglages. Assistés par ordinateur, les résultats de ces essais sont rapidement obtenus ce qui diminue énormément les temps de calcul. La deuxième unité peut être remplacée. Dans ce cas, il suffit de confectionner un autre support.

Mots clés : Turbine Pelton, Banc d'essai, Interface

Directeur de mémoire : RAVELOJAONA Johnson

Adresse de l'auteur : Lot 01 A 136 Antsenakely Antsirabe 110