



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
FACULTE DES SCIENCES
FORMATION DOCTORALE EN PHYSIQUE



DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

LABORATOIRE DE THERMODYNAMIQUE, THERMIQUE ET COMBUSTION

MEMOIRE

Pour l'obtention du

DIPLOME D'ETUDES APPROFONDIES EN PHYSIQUE

Option : ENERGETIQUE

**ETUDE D'UN PROJET D'INSTALLATION D'UNE CENTRALE
HYDROELECTRIQUE EQUIPEE D'UNE TURBINE PELTON
CHOIX ET DIMENSIONNEMENT:
TURBINES ET CONDUITES FORCEES
APPLIQUEES AU CAS DE SAHANIVOTRY**

Présenté par :

**RAKOTOMALALA
Noelimihaja Solofoniaina Lovasoa Feno Fanantenana**

Devant le JURY composé de :

Président de Jury : Mme RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo Professeur Titulaire

Examinateurs : - Mr RASAMIMANANA François de Salle Maître de conférences

- Mr RAZAFINJATO Victor Albert Professeur Titulaire

14- Novembre 2008





UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
FACULTE DES SCIENCES
FORMATION DOCTORALE EN PHYSIQUE



DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

LABORATOIRE DE THERMODYNAMIQUE, THERMIQUE ET COMBUSTION

MEMOIRE

Pour l'obtention du

DIPLOME D'ETUDES APPROFONDIES EN PHYSIQUE
Option : ENERGETIQUE

**ETUDE D'UN PROJET D'INSTALLATION D'UNE CENTRALE
HYDROELECTRIQUE EQUIPEE D'UNE TURBINE PELTON
CHOIX ET DIMENSIONNEMENT:
TURBINES ET CONDUITES FORCEES
APPLIQUEES AU CAS DE SAHANIVOTRY**

Présenté par :



**RAKOTOMALALA
Noelimihaja Solofoniaina Lovasoa Feno Fanantenana**

Devant le JURY composé de :

Président de Jury : Mme RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo Professeur Titulaire

Examinateurs : - Mr RASAMIMANANA François de Salle
- Mr RAZAFINJATO Victor Albert

Maître de conférence
Professeur Titulaire

14 -Novembre 2008



REMERCIEMENTS

Il m'est, d'abord, reconnaissant d'exprimer ma profonde gratitude à Dieu Tout Puissant qui m'a donné la force, la santé et le raisonnement ainsi que le courage. J'adresse également mes gratifications à tous ceux qui, de loin ou de près, m'ont apporté leurs aides durant la préparation de ce mémoire.

Grâce à leurs collaborations étroites, je veux remercier spécialement :

- Monsieur le Professeur RAKOTOMALALA Minoson, Responsable de l'option Energétique, Directeur de l'Institut pour la Maîtrise de l'Energie qui m'a autorisé à faire la présente recherche et m'a soutenu depuis le commencement de ce travail de recherche jusqu'à la fin.
- Madame le Professeur RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo, Chef du Département de Physique, qui accepte de présider ce mémoire.
- Monsieur le Professeur RASAMIMANANA François de Salle d'avoir accepter d'examiner ce travail.
- Monsieur le Professeur RAZAFINJATO Victor A., encadreur pédagogique, qui, par ses conseils judicieux, m'a guidé tout au long de l'étude et de la réalisation de ce projet.
- Monsieur RAKOTOMANGA Georges, Directeur Technique de HYDELEC Madagascar S.A, encadreur technique qui m'a fait part de sa remarque et m'a soumis ses suggestions riches en expérience sur la Mécanique et la centrale hydroélectrique.
- Aux membres de la Société HYDELEC Madagascar S.A qui m'ont offert cette opportunité.
- A ma famille surtout ma sœur Mireille et son époux Yvan et ma petite copine Jenny pour leur soutien moral et matériel.

TABLE DES MATIERES

	Pages
INTRODUCTION.....	12
<u>Chapitre I : NOTIONS SUR LA CONDUITE D'AMENEE.....</u>	13
I.1- ECOULEMENT DANS LA CONDUITE EN CHARGE.....	13
I.1.1- Mécanisme d'écoulement de l'eau dans la conduite forcée.....	13
I.1.2- Ecoulement laminaire et écoulement turbulent.....	13
I.2- PERTES DE CHARGE.....	15
I.2.1- Définition.....	15
I.2.2 - Pertes de charge par frottement.....	16
I.2.3- Pertes de charge singulière.....	19
I.2.3.1- Pertes dans les grilles.....	20
I.2.3.2- Pertes de charge lors de changement de section.....	20
I.2.3.3- Pertes de charge lors du changement de la direction de l'écoulement.....	21
I.2.3.4- Pertes de charge dans les vannes.....	22
I.3- COUP DE BELIER DANS LA CONDUITE FORCEE.....	23
I.3.1- Le régime transitoire.....	23
I.3.2- La vitesse de l'onde.....	23
I.3.3- Le temps critique.....	23
I.3.4- L'augmentation de la pression (surpression)	23
3.5- Cheminée d'équilibre.....	24
I.4- DIMENSIONNEMENT DES CONDUITES FORCEES.....	25
I.4.1- Caractéristique d'une conduite.....	26
I.4.2- Dimensionnement de la conduite.....	26
I.4.2.1- Diamètre.....	26
I.4.2.2- Epaisseur.....	27
I.5- Conclusion.....	27
<u>Chapitre II : ETUDE DES TURBINES.....</u>	28
II.1- DESCRIPTION DES DIFFERENTS TYPES DE TURBINES.....	28
II.1.1- Introduction.....	28
II.1.2- Principe de captation d'énergie.....	28
II.1.2.1 - Energie hydraulique massique à la disposition d'une machine.....	28
II.1.2.2 - La puissance hydraulique de l'écoulement à la disposition de la turbine.....	29
II.1.2.3- La puissance mécanique transformée par la turbine.....	30
II.1.2.4- La puissance électrique nette, énergie électrique... ..	30

II.1.3- Turbine à réaction.....	30
II.1.3.1- Turbine Francis.....	30
II.1.3.2- Turbine Kaplan et hélices.....	32
II.1.4- Turbine à action.....	33
II.1.4.1- Turbine Turgo.....	33
II.4.2- Turbine a flux traversant (Banki-Michell).....	33
II.4.3- Turbine Pelton	34
II.1.4.4- Récapitulation.....	37
II.2 – ECOULEMENT DE L’EAU A TRAVERS LA TURBINE PELTON.....	37
II.2.1- Travail fourni par l’eau à la roue de la turbine.....	37
II.2.2- Principe d’écoulement dans la turbine Pelton.....	38
II.2.2.1- Ecoulement de l’eau dans le distributeur.....	38
II.2.2.2- Ecoulement de l’eau à travers la roue de la turbine.....	41
II.2.2.2.1- Cas de l’auget idéal.....	41
II.2.2.2.2- Cas d’autre forme d’auget.....	43
II.2.2.2.3 - Cas de l’auget réel.....	44
II.2.3- Résumé...	45
II.3- PRE - DIMENSIONNEMENT DES TURBINES.....	45
II.3.1- Introduction.....	45
II.3.2- Vitesse spécifique et similitude.....	45
II.3.2.1- Vitesse spécifique.....	46
II.3.2.2- Relation entre la vitesse spécifique et la chute nette.....	46
II.3.2.3- Règle de similitude.....	47
II.3.3- Conception préliminaire.....	47
II.3.3.1- Turbine Pelton.....	47
II.3.3.2- Turbine Francis.....	48
II.3.3.3- Turbine Kaplan.....	49
II.4- CRITERE DE CHOIX DES TURBINES.....	49
II.4.1- Chute nette.....	49
II.4.1.1- Chute brute(dénivellation).....	49
II.4.1.2- Chute nette.....	50
II.4.2- Débit.....	50
II.4.3- Vitesse spécifique.....	52
II.4.3.1- Vitesse de rotation.....	52
II.4.3.2- Vitesse d’emballage.....	53

II.4.4- Phénomène de cavitation.....	53
II.5- Conclusion.....	55
Chapitre III: SIMULATION ET APPLICATIONS.....	56
III.1- LES PRINCIPALES INSTALLATIONS AU FIL DE L'EAU.....	56
III.1.1- Introduction.....	56
III.1.2- L'ouvrage de diversion.....	57
III.1.2.1- Les barrages.....	57
III.1.2.2- Le déversoir et l'évacuateur des crues.....	57
III.1.3- Le système d'acheminement d'eau.....	58
III.1.3.1- Bassin de décantation.....	58
III.1.3.2- Conduites forcées.....	59
III.2-PROGRAMMATION : DIMENSIONNEMENT DE LA CONDUITE FORCEE EN ACIER.....	59
III.2.1- Introduction.....	59
III.2.2- Les dimensions principales à déterminer.....	60
III.2.3- Les données nécessaires à utiliser.....	60
III.2.4- Mise au point.....	61
III.2.5- Mise en œuvre du logiciel (programme et interface).....	61
III.2.6- Organigramme général de calcul.....	62
III.2.7- Présentation du logiciel.....	62
III.2.7.1- Manipulation.....	62
III.2.7.2- Affichage.....	63
III.2.8- Exemple.....	63
III.3 – APPLICATION AU CAS DE SAHANIVOTRY.....	66
III.3.1- Localisation du site.....	66
III.3.2- Les ouvrages existants.....	66
III.3.2.1- Le barrage de dérivation.....	66
III.3.2.2- La prise d'eau.....	67
III.3.2.3- La conduite (pipes).....	68
III.3.2.4- La vanne de garde.....	69
III.3.2.5- La turbine utilisée	70
III.3.3- Application n°1: Choix de la turbine à installer.....	70
III.3.4- Forme du terrain.....	73
III.3.5- Application n°2 : Dimensionnement de la conduite forcée.....	73
III.3.5.1- Méthode de calcul.....	74

III.3.5.1.1- Tranche n°1.....	75
III.3.5.1.2- Tranche n°2.....	76
III.3.5.1.3- Tranche n°3.....	78
III.3.5.2- Résumé.....	79
III.3.5.3- Remarque.....	79
III.3.6- Conclusion.....	79
CONCLUSION GENERALE.....	80
ANNEXE I : Lignes de programmation.....	81
ANNEXE II : Diagramme de Moody.....	85
ANNEXE III : Diagrammes pour différents coefficients des pertes de charge.....	86
ANNEXE IV: Les quatre phases du coup de bélier dans une conduite hydraulique.....	87
ANNEXE V: Dimensionnement du bassin de décantation.....	88
ANNEXE VI :	
1- Valeur de t/b lorsque la grille est non perpendiculaire à l'écoulement.....	89
2- Propriétés mécaniques de l'eau à la pression atmosphérique.....	89
ANNEXE VII: Liste de groupes de recherche et fabricants de turbines hydrauliques.....	90
BIBLIOGRAPHIE	91
WEBOGRAPHIE.....	91

NOMENCLATURE

Unités

B_2 : largeur intérieure de l'auget.....	m
c : vitesse du son dans l'eau.....	m/s
c' : vitesse de l'onde de pression dans une conduite.....	m/s
d : diamètre de la section contractée.....	m
D : diamètre intérieur de la conduite.....	m
D_1 : diamètre du cercle d'injection.....	m
(deux fois la distance entre l'axe de la roue et l'axe de l'injecteur)	
D_e : Diamètre de la tuyère de l'injecteur.....	m
e : rugosité absolu de la paroi.....	mm
e_c : épaisseur de la conduite	mm
$e_{c\min}$:épaisseur minimum de la conduite.....	mm
E : énergie hydraulique massique à la disposition de la turbine.....	J/kg
E' : module d'Young du matériaux de la conduite (module d'élasticité de matériaux).....	N/m ²
f : facteur de frottement	-
g : accélération de la pesanteur.....	m/s ²
h_c : perte de charge dans le coude.....	m
h_f : perte de charge par frottement.....	m
h_s : perte de charge singulière.....	m
h'_s : perte de charge dans le convergent.....	m
h_{ex} : perte de charge dans le divergent.....	m
h'_{ex} : perte de charge dans le diffuseur.....	m
h_v : perte de charge dans la vanne.....	m
h_r : perte de charge totale.....	m
H : chute nette.....	m
H_g : dénivellation ou chute brute (hauteur géométrique).....	m
h_i : altitude de la section de mesure i par rapport à un niveau de référence.....	m
H_i : charge totale dans la section i.....	m
H_S : Hauteur d'aspiration.....	m
J_{ij} : Perte d'énergie totale entre les points i et j.....	J/kg

K_e : coefficient de perte de charge lors d'une contraction à l'entrée d'un réservoir	-
K_c : coefficient de perte de charge lors d'une contraction	-
K_{ex} : coefficient de perte de charge lors d'une expansion	-
K'_{ex} : coefficient de perte de charge dans le divergents	-
K_b : coefficient de perte de charge dans le coude	-
L : longueur total conduit.....	m
n : vitesse de rotation.....	tours/mn
n : coefficient de rugosité de Manning.....	$s/m^{1/3}$
n_{jet} : nombre d'injecteurs	-
P_H : puissance hydraulique.....	W
P_{Mec} : puissance mécanique.....	W
P_{elnet} : puissance électrique nette.....	W
p : pression dynamique dans la conduite.....	bar
p_0 : pression hydrostatique due à la chute.....	m
P_i : pression dans la section de mesure i.....	bar
P_{atm} : Pression atmosphérique.....	atm
P_V : pression de la vapeur d'eau.....	kg/cm^2
Q : debit nominal.....	m^3/s
Q_t : debit turbinable.....	m^3/s
Q_{riv} : débit de la rivière et/ou la prise d'eau à l'amont.....	m^3/s
Q_{rest} : débit de restitution.....	m^3/s
Q_{min} : débit minimum	m^3/s
Q_{max} : débit maximum.....	m^3/s
R : rayon moyenne de la courbe.....	m
R_e : nombre de Reynolds	-
R_c : nombre de Reynolds critique	-
T_c : durée critique.....	s
t_{cr} : durée caractéristique d'un tronçon.....	s
t_h : temps de mise en vitesse de l'eau.....	s
t : temps de fermeture de la vanne.....	s
U : vitesse moyenne de l'écoulement.....	m/s

V : vitesse d'écoulement.....m/s

V_i : vitesse de l'eau dans la section de mesure i.....m/s

V_{max} : vitesse maximale dans une section de mesure.....m/s

V_s : vitesse moyenne de sortie.....m/s

Lettres grecques

α : angle de divergence(°)

δ : épaisseur de la couche limite hydrodynamique.....mm

ϵ_r : rugosité relative de la conduite.....mm

θ : angle du coude.....(°)

η_t : rendement de la turbine

η_g : rendement du générateur.....%

η_{tr} :rendement de la transformateur.....%

η : rendement total

ν : viscosité cinétique de l'eau..... m^2/s

ρ : masse volumique de l'eau..... kg/m^3

Δp : surpression dans la conduite.....bar

ΔV : la variation de la vitesse de l'eau.....m/s

LISTE DES FIGURES

- Figure 1.1: Profil de vitesse de l'écoulement de Poiseuille d'une conduite cylindrique.
- Figure 1.2: Profil de vitesse en écoulement laminaire et en écoulement turbulent.
- Figure 1.3: Formation du profil de la vitesse en écoulement laminaire en régime établi.
- Figure 1.4: Formation du profil de la vitesse en écoulement turbulent en régime établi.
- Figure 1.5 : Représentation graphique de l'équation de Bernoulli modifiée.
- Figure 1.6 : μ en fonction du nombre de Reynolds R_e .
- Figure 1.7: Vue schématique de modification de la distribution de vitesse.
- Figure 1.8: Représentation d'une perte de charge à travers le grille.
- Figure 1.9: Coefficients de perte de charge à l'entrée de la conduite.
- Figure 1.10: Vu schématique d'une coude.
- Figure 1.11: Valeur de K_v en fonction de type des vannes.
- Figure 1.12: Conduite équipée d'une cheminée d'équilibre.
- Figure 2.1: Vue schématique d'un aménagement hydroélectrique.
- Figure 2.2: Schéma descriptif d'une turbine Francis.
- Figure 2.3: Principe de fonctionnement du distributeur.
- Figure 2.4: L'énergie cinétique à la sortie de la roue en fonction de la vitesse spécifique.
- Figure 2.5: Schéma descriptif d'une turbine Kaplan.
- Figure 2.6: Vue schématique de principe d'une turbine Turgo.
- Figure 2.7: Schéma de principe d'une turbine à flux traversants.
- Figure 2.8: Roue d'une turbine Pelton.
- Figure 2.9: Schéma descriptif de l'auget.
- Figure 2.10: Coupe d'un injecteur avec déflecteur.
- Figure 2.11: Schéma descriptif d'une turbine Pelton à jet unique.
- Figure 2.12: Turbine Pelton à deux jets.
- Figure 2.13: Schéma d'un aménagement hydroélectrique.
- Figure 2.14: Turbine Pelton.
- Figure 2.15: Coupe d'un injecteur.
- Figure 2.16: Diagramme de K_v en fonction de C_p/De .
- Figure 2.17: Vue de l'écoulement de l'eau dans l'auget idéal.
- Figure 2.18: Représentation de direction et sens des vecteurs vitesses qui agit sur l'auget.
- Figure 2.19: Représentation des vitesses.
- Figure 2.20: Coupe d'un auget aplati.

- Figure 2.21: Mécanisme d'écoulement d'eau dans l'auget réel.
- Figure 2.22: Dimensions principales de la turbine Pelton.
- Figure 2.23: Diamètres caractéristiques de la turbine Francis.
- Figure 2.24: Dimensions du pâle.
- Figure 2.25: Courbe des débits.
- Figure 2.26: Courbe de débit caractéristique.
- Figure 2.27: Domaine d'utilisation de chaque turbine en fonction de Q.
- Figure 2.28: Valeur du coefficient de Thomas en fonction de la vitesse spécifique.
- Figure 3.1: Vue descriptif des deux structures de déversoir.
- Figure 3.2: Schéma descriptif d'un bassin de décantation.
- Figure 3.3: Vue de face d'une conduite.
- Figure 3.4: Interface de calcul.
- Figure 3.5: Interface (affichage des résultats).
- Figure 3.6: Courbe d'évolution de D et Re en fonction de H_f .
- Figure 3.7: Vue de la chute de Miadana.
- Figure 3.8: Barrage de déviation.
- Figure 3.9: Prise d'eau – Bassin de décantation.
- Figure 3.10: Grille.
- Figure 3.11: Dégrilleur et vanne (bleu).
- Figure 3.12: Souage (susage).
- Figure 3.13: Conduite forcée et cheminée d'équilibre- préparation du pipe.
- Figure 3.14: Vanne de garde.
- Figure 3.15: Turbine Pelton et générateur.
- Figure 3.16: Terrain d'implantation de Saharivotry.
- Figure 3.17: Chemin d'installation de la conduite de Saharivotry.
- Figure 3.18: Fenêtre tranche N°1.
- Figure 3.19: Fenêtre tranche N°2.
- Figure 3.20: Fenêtre tranche N°3.

LISTE DES TABLEAUX

- Tableau 1.1: Rugosité absolue « e » pour différentes conduites du commerce.
- Tableau 1.2: Valeur de K_c en fonction de l'angle de convergence.
- Tableau 1.3: Estimation du coup de bélier normale.
- Tableau 1.4: Valeurs caractéristiques des matériaux pour conduites.
- Tableau 1.5: Valeur de K_f pour chaque type de soudure.
- Tableau 2.1: Caractéristique des turbines.
- Tableau 2.2 : Récapitulation.
- Tableau 2.3 : Relation entre n_{QE} et H .
- Tableau 2.4: Intervalle des valeurs de n_{QE} pour les turbines.
- Tableau 2.5: Domaines d'utilisation de la turbine en fonction de H .
- Tableau 2.6: Capacité de réponse aux variations H et Q des turbines.
- Tableau 2.7: Vitesses de rotation synchrone.
- Tableau 2.8 : Domaines de vitesse d'emballage des turbines.
- Tableau 3.1: Le type d'assemblage des conduites.
- Tableau 3.2: Variation de D , Re et e_c en fonction de h_f .
- Tableau 3.3 : Comparaison des résultats.
- Tableau 3.4: Valeurs de D_1 et ec_1 en fonction de $h_f 1$.
- Tableau 3.5: Valeurs de D_2 et ec_2 en fonction de $h_f 2$.
- Tableau 3.6: Valeurs de D_3 et ec_3 en fonction de $h_f 3$.
- Tableau 3.7: Comparaison des résultats.

INTRODUCTION

L'eau, dont l'écoulement est régi par la mécanique des fluides, fait partie des sources d'énergie non épuisable. L'hydraulique est basée sur le principe de la mécanique des fluides. Remontant la période jusqu'à 2500 ans, l'expérience hydraulique, lorsqu'un système d'irrigation en vue d'une centrale hydroélectrique, fut construit en Chine [1]. L'énergie hydroélectrique est une énergie propre bien qu'elle fasse parfois l'objet de contestations environnementales, soit en raison de son emprise foncière soit sur son bilan carbone.

Le choix et le dimensionnement de toute installation hydroélectrique permettent d'estimer la nature et les dimensions géométriques de l'ensemble des composants tels que la prise d'eau, la conduite forcée, la turbine et le générateur... Des équipes de recherche comme Hydro Power Service(H.P.S) [1'], European Small Hydropower Association (ESHA), Laboratoire des machines hydrauliques (LMH – EPFL) [1], RETSCREEN international [2'] ont apporté des guides pratiques, des manuels et des abaques pour la réalisation d'un projet d'installation d'une centrale hydroélectrique.

Notre travail consiste à étudier les principes généraux des installations hydroélectriques (conduites forcées, turbines) et à élaborer un logiciel (programme et interface) de dimensionnement d'une conduite forcée et proposer une technique de choix des turbines. Pour applications, nous avons pris le site de Saharivotry exploré par HYDELEC Madagascar S.A, en raison de ses particularités du point de vue installation. En effet, nous pouvons comparer les résultats trouvés par les méthodes de calcul proposées et ceux obtenus par les mesures sur terrain.

Ce mémoire comporte trois chapitres :

Le premier chapitre illustre les notions sur la conduite d'aménée en rappelant l'écoulement dans la conduite en charge, les pertes de charge, le coup de bâlier et les dimensions de la conduite forcée.

Le deuxième chapitre se consacre sur l'étude des turbines à utiliser. Il décrit le principe de captation d'énergie, les différents types de turbines, l'écoulement de l'eau à travers la turbine Pelton, le pré - dimensionnement et le choix de la turbine à installer.

Le dernier chapitre traite la simulation et applications. Mais en premier lieu, nous avons mentionné d'abord les principales installations au fil de l'eau. Après, nous passons à la partie programmation, nous avons conçu un logiciel de compréhension et de dimensionnement de la conduite forcée en acier. Ensuite, les applications aux cas de Saharivotry, installation au fil de l'eau, contiennent le choix de la turbine à installer ainsi que le dimensionnement de la conduite forcée.

Enfin, nous terminerons ce travail par une conclusion.

Chapitre I

NOTIONS SUR LA CONDUITE D'AMENEE

I.1- ECOULEMENT DANS LA CONDUITE EN CHARGE

I.1.1- Mécanisme d'écoulement de l'eau dans la conduite forcée

L'énergie d'un écoulement d'eau est exprimée sous forme d'une « charge ».

L'équation de Bernoulli exprime la charge totale \mathbf{H} , dans une section donnée, d'une conduite circulaire sous une certaine pression [1] :

$$H_1 = h_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \quad (1.1)$$

Signification :

$g h_1$: la somme algébrique de l'énergie potentielle au point 1.

$\frac{p_1}{\rho}$: la somme algébrique de l'énergie de pression au point 1.

$\frac{V_1^2}{2}$: la somme algébrique de l'énergie cinétique ou « la charge dynamique » au point 1.

I.1.2- Ecoulement laminaire et écoulement turbulent.

L'écoulement d'un fluide visqueux incompressible dans une conduite est caractérisé par l'adhérence de ce fluide par la paroi. D'après Poiseuille, le profil de vitesse de ce fluide dans une conduite cylindrique est défini par ce paraboloïde [2].

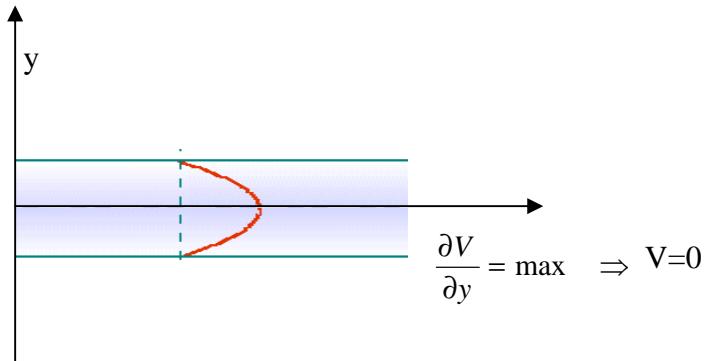


Figure 1.1: Profil de vitesse de l'écoulement de Poiseuille d'une conduite cylindrique.

Le milieu de ce profil correspond à la vitesse maximale, $\frac{\partial V}{\partial y} = 0 \Rightarrow V = V_{\max}$.

L'expérience d'Osborne Reynolds a trouvé que la transition d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent dépend de la vitesse, du diamètre du tube et de la viscosité du fluide. Il peut être décrit par le rapport entre la force d'inertie et la force de viscosité.

$$\text{On peut l'interpréter par le nombre de Reynolds } R_e = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (1.2)$$

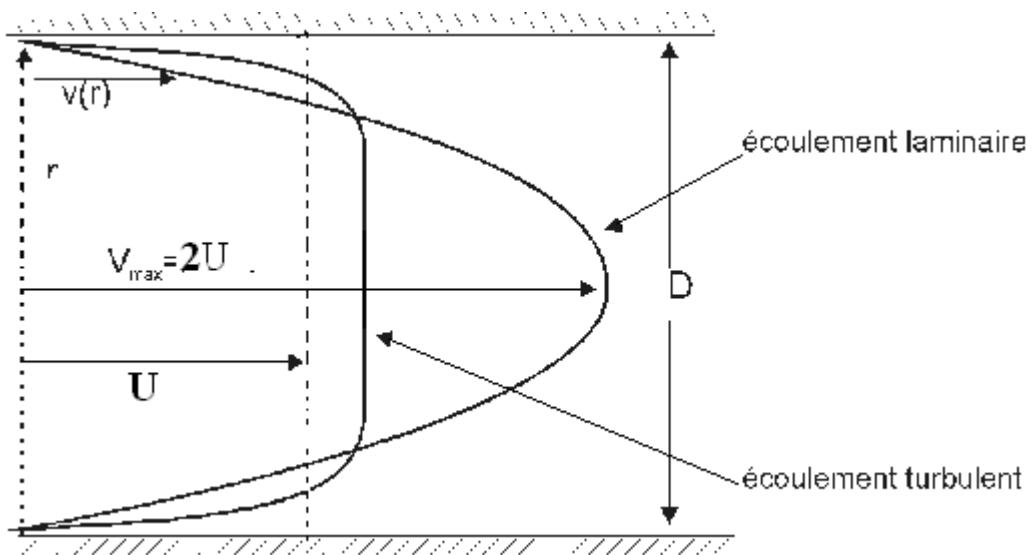


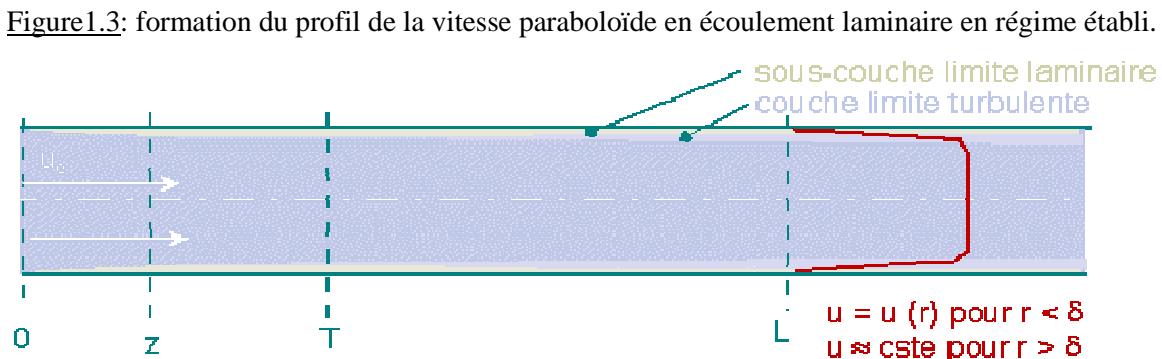
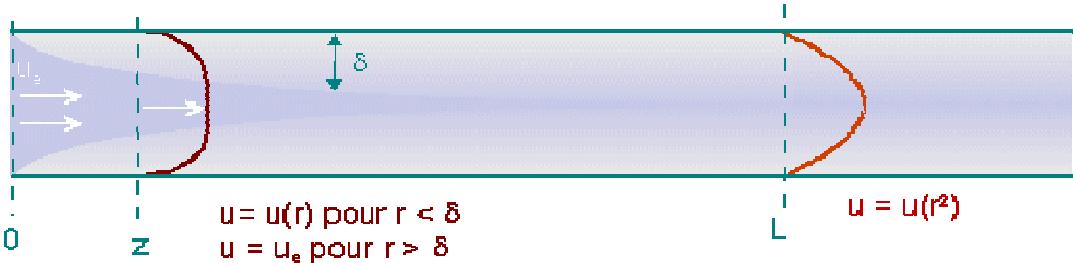
Figure 1.2: Profil de vitesse en écoulement laminaire et en écoulement turbulent.

Régime établi

On atteint le régime établi lorsque le profil de la vitesse ne dépend plus de la distance à l'entrée de la conduite. Quand le fluide traverse un élément particulier (vanne, élargissement...) il y a la perturbation de ce profil. Le rétablissement de celui-ci nécessite d'une longueur : $L \sim 50 D$.

Pour **Hagen Poiseuille**, $R_e=2000$ est la valeur critique de Re qu'on note R_c

- Si $R_e < R_c$, le régime est laminaire. A l'entrée de la conduite, la couche limite laminaire commence à se développer. Puis, à partir d'une distance $L \sim 50 D$, elle envahit toute la conduite et on retrouve le profil de vitesse parabolique (Cf. figure 1.3).
- Si $R_e > R_c$, le régime est turbulent. La vitesse du fluide est la couche limite qui ne peut pas envahir toute la section de la conduite. Il y a également le développement d'une couche limite turbulente en T. Celle-ci peut s'établir lorsque son épaisseur δ atteint une valeur proche de $0,2D$. Ainsi, la région centrale présente un profil presque plat (dissipation visqueuse négligeable) [1'] (Cf. figure 1.4).



On remarque que $R_c=2000$ n'est pas toujours le point de transition exacte. Il varie selon les conditions expérimentales. Mais on admet une zone de transition comprise entre $2000 < R_c < 4000$.

I.2- PERTES DE CHARGE

I.2.1- Définition

L'eau perd de l'énergie quand elle s'écoule à travers une conduite. D'après les figures 1.3 et 1.4, le gradient de vitesse de l'écoulement turbulent est plus grand que celui de l'écoulement laminaire. Avec une turbulence plus haute, l'action du mélange est plus intense. Donc, il se produit une plus grande dissipation de viscosité et Re augmente. En effet, la perte d'énergie par frottement s'accroît avec Re et la rugosité de la paroi.

L'équation de Bernoulli n'est plus valable pour les écoulements de fluides réels et la conservation de l'énergie mécanique n'est plus applicable. Ainsi, l'équation de Bernoulli modifiée entre deux sections vérifie qu'il y a une certaine perte des charges h_f et h_s [1].

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = h_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + h_f + h_s \quad (1.3)$$

Cette perte d'énergie est due, principalement :

- au frottement contre la paroi.
- au frottement interne de l'écoulement.
- aux installations des dispositifs avec la conduite.

La figure suivante montre la représentation de H.

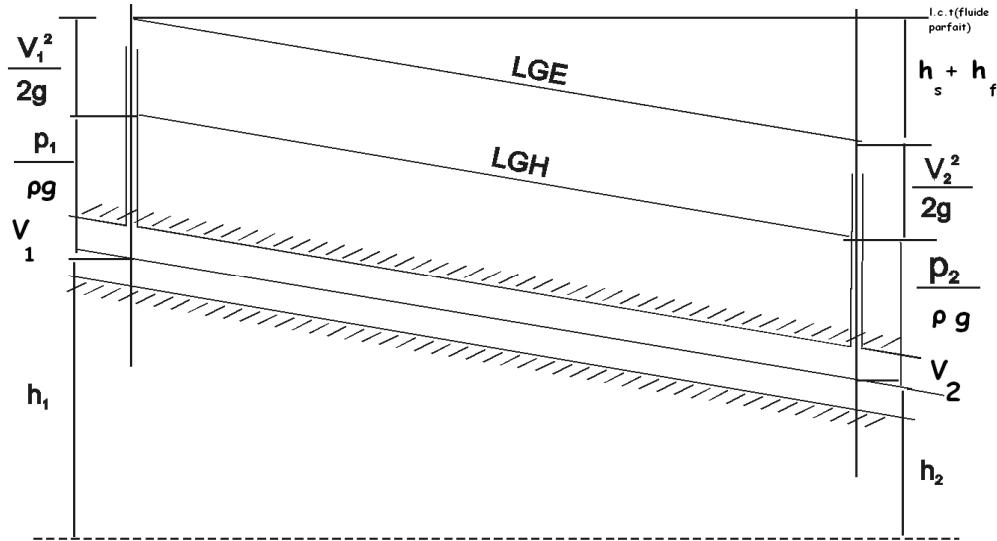


Figure 1.5 : Représentation graphique de l'équation de Bernoulli modifiée

LGE : Ligne de gradient énergétique (ligne de charge).

LGH : Ligne de gradient hydraulique (ligne piézométrique).

I.2.2- Pertes de charge par frottement

On l'appelle aussi perte de charge linéaire. On a déjà vu que cette perte est due à la rugosité de la paroi et à une turbulence plus élevée.

En appliquant le principe de conservation de la masse à un volume d'un fluide défini entre deux sections perpendiculaires à son axe [1], **Darcy** et **Weisbach** ont trouvé la formule générale de :

$$h_f = f \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (1.4)$$

$$\text{En régime laminaire : } f = \frac{64}{R_e} \quad (1.5)$$

Interprétation physique :

f est inversement proportionnel à R_e ; donc si l'écoulement est élevé, on doit avoir une petite diamètre de conduite. Il faut que V soit grande pour que la perte de charge soit petite. **f** est indépendant de la rugosité de la paroi dans un écoulement laminaire.

$$\text{En portant la valeur de } f \text{ dans } h_f = \frac{64 \cdot \nu}{V \cdot D} \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{32 \cdot \nu \cdot L \cdot V}{g \cdot D^2} \quad (1.6)$$

Cette équation montre que la perte de charge spécifique est proportionnelle à V et inversement proportionnelle à D^2 . Le diamètre doit être grand afin de diminuer la perte de charge par frottement.

En régime turbulent : le frottement devient moins dépendant de R_e . Il dépend de la rugosité relative $\epsilon_r = \frac{e}{D}$, où e représente la rugosité moyenne des irrégularités de la paroi et D , la diamètre de la conduite [1].

Le tableau 1.1 montre la rugosité absolue e en fonction de la conduite :

Tableau 1.1 : Rugosité absolue « e » pour différentes conduites du commerce.

Matériau de conduite	e (mm)
Polyéthylène	0,003
Fibre de verre avec époxy	0,003
Acier commercial sans soudure (nouveau)	0,025
Acier commercial sans soudure (légèrement rouillé)	0,250
Acier commercial sans soudure (galvanisé)	0,150
Acier soudé	0,600
Fer de fonderie (émaillé)	0,120
Ciment amiante	0,025
Bois douvain	0,600
Béton (coffrages métalliques avec joints lisses)	0,180

On a vu par la figure 1.4 que, même en écoulement turbulent, il y a la sous-couche laminaire à proximité de la paroi. Lorsque R_e augmente, la sous-couche diminue. Quand e est plus faible par rapport à l'épaisseur de la sous-couche, hydrauliquement, la conduite est considérée lisse. En conduite lisse, **f** ne dépend pas de la rugosité de la surface de conduite.

Von Karman a déterminé **f**, par la relation ci-dessous :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log_{10} \left(\frac{Re \sqrt{f}}{2,51} \right) \quad (1.7)$$

Avec R_e très élevé, la sous-couche devient très mince ; **f** ne dépend plus de R_e mais, il dépend uniquement de ϵ_r . Dans ce cas, la conduite est rugueuse. De ce fait, **Von Karman** a trouvé que **f** peut être exprimé par : $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log_{10} \left(3,7 \cdot \frac{D}{e} \right)$ (1.8)

Entre ces deux cas, la conduite ne se comporte pas de manière entièrement lisse ou entièrement rugueuse. Ainsi, **Colebrook** et **White** ont proposé la relation suivante [9] :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad (1.9)$$

La vitesse moyenne U s'exprime par :

$$U = -2 \sqrt{2 g D} \frac{h_f}{L} \cdot \log_{10} \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51 \cdot \nu}{D \sqrt{2 g D} \frac{h_f}{L}} \right) \quad (1.10)$$

Les formules (1.7) et (1.9) sont difficiles à résoudre ce qui conduit à **Moody** de construire un abaque semblable à ces formules. Le diagramme de Moody donne des coefficients de frottement dans la conduite. Il définit quatre zones d'écoulement bien distinctes:

- une zone d'écoulement laminaire ;
- une zone critique mal définie ;
- une zone de transition, commençant par les conduites lisses et se termine en tireté, où f dépend de R_e et de e/D ;
- une zone de turbulence où f dépend de e/D .

L'abaque de Moody est associé à la formule de **Colebrook-White** pour le calcul effectué dans un écoulement en charge.

Si on veut connaître la vitesse maximum s'écoulant dans une conduite de longueur L et de diamètre D sans dépasser la perte de charge par frottement h_f , il suffit d'utiliser μ [1].

μ fonction du nombre de Reynolds

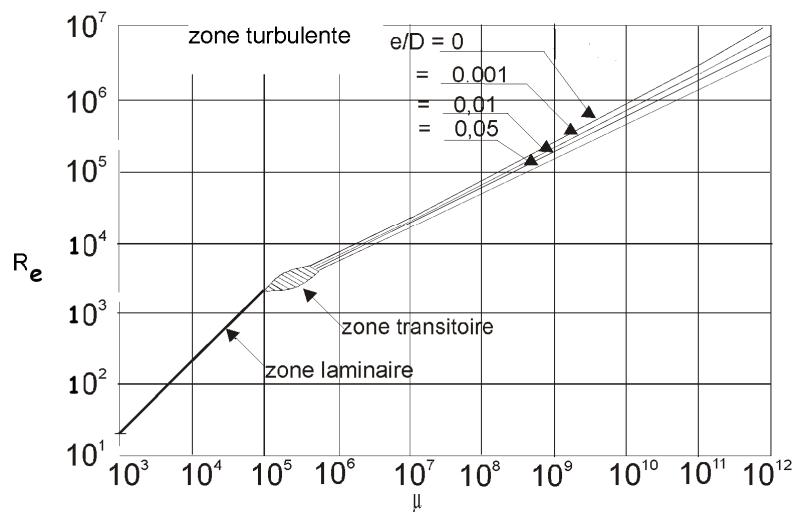


Figure1. 6: μ en fonction du nombre de Reynolds R_e .

μ est une variable indépendante donnée par la formule suivante :

$$\mu = \frac{1}{2} \left(f \cdot R_e^2 \right) \quad (1.11)$$

En remplaçant R_e et f par leur valeur dans les équations (1.2) et (1.4), on a :

$$\mu = \frac{g D^3 h_f}{L \nu} \quad (1.12)$$

Lorsqu'on trouve μ , on tire f et on l'introduit dans l'équation (1.9). En effet, on a :

$$R_e = -2 \sqrt{2\mu} \cdot \log_{10} \left(\frac{e/D}{3,7} \cdot \frac{2,51}{\sqrt{2\mu}} \right) \quad (1.13)$$

Cette équation permet de tracer l'évolution de R_e en fonction de μ pour les valeurs de e/D , [9].

Interprétation

Pour les écoulements en conduite, le régime laminaire ne convient pas (sauf pour les précautions particulières) à des nombres de Reynolds supérieurs à 2000/2300.

On peut noter aussi que si le régime laminaire demeure à une grande vitesse, les écoulements naturels dans les fleuves et les rivières auraient des vitesses énormes.

I.2.3- Pertes de charge singulière

La perte de charge linéaire h_f , répartie tout au long de la conduite, est due au frottement d'un fluide réel. La perte de charge singulière h_s dans une section est provoquée par un changement de géométries au niveau des entrées ou par l'existence des équipements divers (vannes, grilles, coudes, courbes...).

Pour cela, l'écoulement uniforme est perturbé et devenu non uniforme. Cette situation entraîne la modification du profil de vitesse (en grandeur et/ou en direction) dans la veine fluide et engendre un changement de la pression dynamique. La déformation a pour conséquence d'accroître les gradients de vitesse au sein du fluide. Par la suite, une dissipation d'énergie supplémentaire apparaît.

Pour un élargissement d'une section, la déformation du profil de vitesse est donnée par la figure 1.7 [1'].

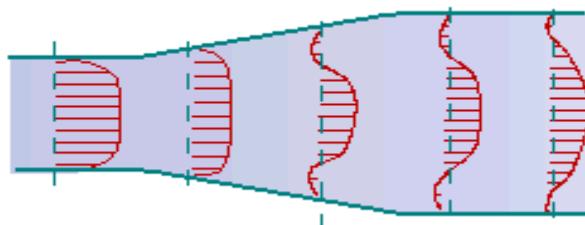


Figure 1.7: Vue schématique de modification de la distribution de vitesse.

Cette perte dépend, ainsi, de la vitesse de l'écoulement. Elle est caractérisée par un coefficient de perte d'une singularité considérée **K**. On peut l'exprimer par :

$$h_s = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (1.14)$$

I.2.3.1- Pertes dans les grilles

La grille, installée à l'entrée de la conduite en charge et dans la prise d'eau, sert à protéger la pénétration des corps flottants dans la conduite. L'écoulement à travers la grille perturbe le profil de vitesse. Cette perturbation provoque une moindre perte de charge qui peut être déterminée par la formule de **Kirschmer** [1].

$$h_t = K \cdot t \left(\frac{t}{b} \right)^{4/3} \cdot \frac{V_0^2}{2 \cdot g} \cdot \sin \phi \quad (1.15)$$

Cette formule est expliquée par la figure 1.8 :

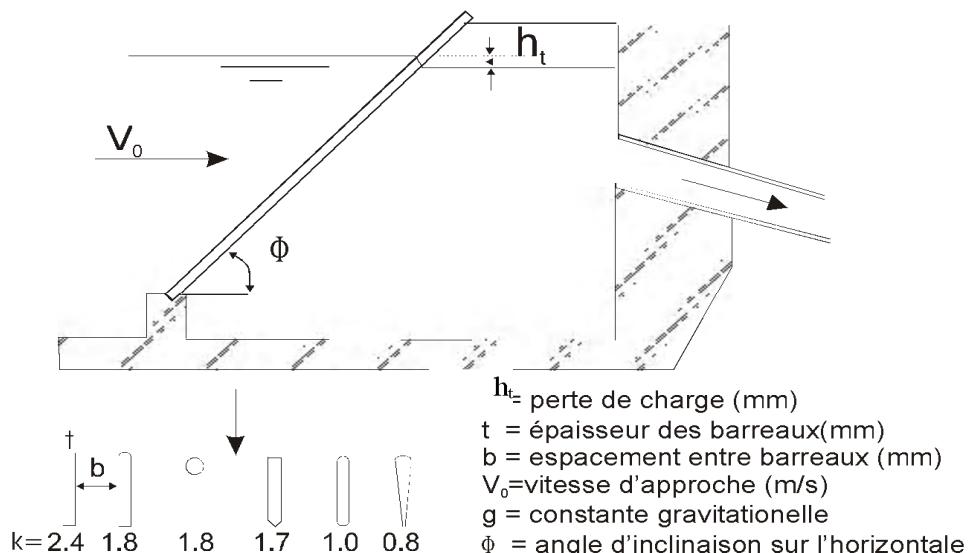


Figure 1.8 : Représentation d'une perte de charge à travers la grille

La formule (1.34) est valable, uniquement si la longueur L des barreaux est inférieure à cinq fois de son diamètre. Si la grille n'est pas perpendiculaire à l'écoulement mais fait un angle β ($\beta \leq 90^\circ$), une autre perte de charge supplémentaire se produit. L'équation (1.15) doit être multipliée par le facteur de correction **k** donné par la figure 1.8 d'après **Mosonyi**. La valeur de t/b est donnée en fonction de l'inclinaison β .

I.2.3.2- Pertes de charge lors de changement de section

1°) Pour un rétrécissement brusque (convergent)

Lorsque l'écoulement subit une contraction brusque, il y a une perte de charge due à l'augmentation de vitesse de l'eau et à la turbulence. Elle peut être estimée par le produit d'un coefficient K_c avec l'énergie cinétique dans la conduite la plus réduite [1].

$$h_s = K_c \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \quad (1.16)$$

$$\text{Pour } \frac{d}{D} > 0,76, \quad K_c = 0,42 \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \quad (1.17)$$

Tableau 1.2: Valeur de K_c en fonction de l'angle de convergence.

Angle	K_c
30°	0,02
45°	0,04
60°	0,07

Avec un réservoir à l'entrée de la conduite, c'est un phénomène de contraction brusque. La perte de charge est définie par : $h'_s = K_e \frac{V^2}{2g}$ (1.18)

K_e est donné en fonction de l'angle d'ouverture de la conduite ci-après [9] :

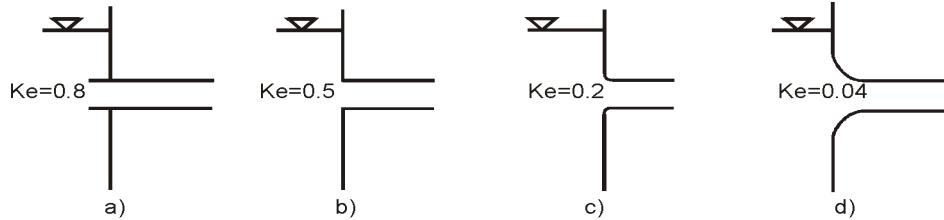


Figure 1.9: Coefficients de perte de charge à l'entrée de la conduite.

2°) Pour un élargissement brusque (divergent)

La perte de charge est donnée par :

$$h_{ex} = \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} = \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)^2 \cdot \frac{V_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \cdot \frac{V_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \cdot \frac{V_1^2}{2g} = K_{ex} \cdot \frac{V_1^2}{2g} \quad (1.19)$$

V_1 : Vitesse de l'eau dans la conduite de plus petit diamètre

Un abaque donne la valeur de K_c et K_{ex} en fonction de d/D .

3°) Pour le diffuseur

$$\text{La perte de charge est donnée par : } h'_{ex} = K'_{ex} \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} \quad (1.20)$$

K'_{ex} varie en fonction de l'angle de divergence α .

I.2.3.3- Pertes de charge lors du changement de la direction de l'écoulement

La perte de charge lors du changement de la direction de l'écoulement c'est la perte de charge dans les coudes. Elle est due au décollement des lignes de courant à l'intérieur de la conduite. La pression à l'intérieur de la paroi subit une baisse. Par contre dans la paroi extérieure se manifeste une élévation de pression.

Ce déséquilibre provoque un autre courant secondaire perturbant l'écoulement longitudinal. Il existe un écoulement spiral qui dissipe de frottement visqueux aux alentours de la paroi et décrit par le schéma suivant [1]:

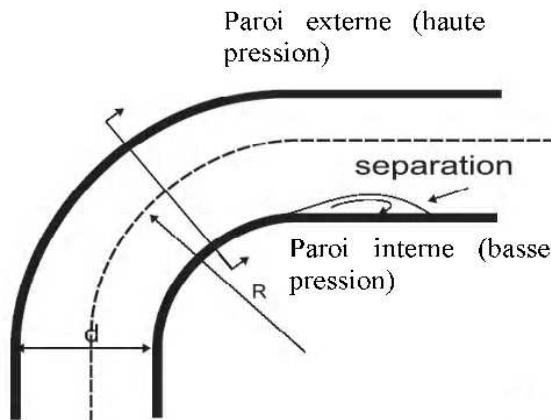


Figure 1.10: Vu schématique d'une coude

$$\text{La perte de charge est donnée par la formule suivante : } h_C = K_b \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (1.21)$$

$$K_b = f(e/D, R/D, R_e, \theta)$$

L'abaque donne la valeur de K_b en fonction de R/D pour différentes valeurs de e/D .

I.2.3.4- Pertes de charge dans les vannes

Les vannes sont utilisées pour isoler les équipements hydroélectriques de l'écoulement. Elles sont donc entièrement ouvertes ou fermées. La perte de charge de l'écoulement à travers une vanne ouverte dépend du type de vanne. Elle est donnée par la

$$\text{formule : } h_V = K_v \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (1.22)$$

La figure 1.11 expose différentes valeurs de K_v en fonction de type de vannes [9].

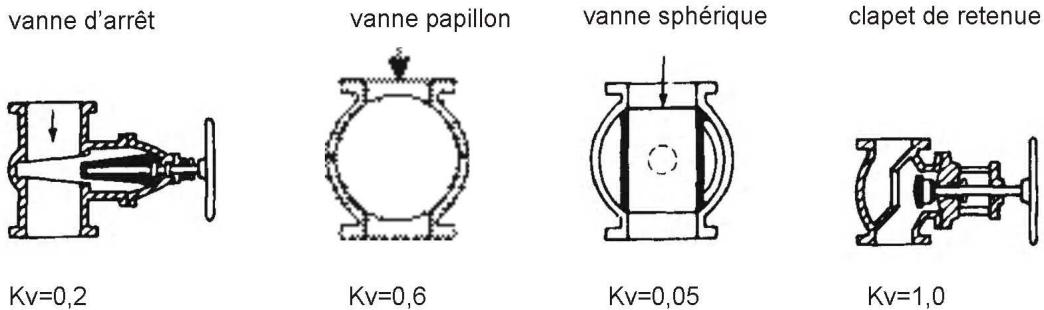


Figure 1.11 : Valeur de K_v en fonction de type de vannes

I.3- COUP DE BELIER DANS LA CONDUITE FORCEE

I.3.1. Le régime transitoire

En régime permanent, le débit de l'eau est supposé constant. Le régime transitoire est atteint lorsqu'il y a un changement brusque de l'écoulement. Exemple: lors de l'ouverture ou fermeture rapide des vannes, le débit n'est plus constant. Il en résulte que la vitesse d'écoulement change brusquement. De ce fait, l'onde de pression est apparue qui est connue sous le nom de « coup de bélier ». Il peut entraîner un phénomène de surpression ou dépression dangereuse dans la conduite dont l'effet peut respectivement éclater ou écraser la conduite forcée.

I.3.2- La vitesse de l'onde

La vitesse, avec laquelle le front d'onde de pression se déplace, est fonction de la vitesse du son dans l'eau, environ $c=1420$ m/s et qui est modifiée par la propriété élastique de

$$\text{la conduite. La modification de cette vitesse est donnée par : } c' = \sqrt{\frac{k/\rho}{1 + \frac{k.D}{E'.e_c}}} \quad (1.23)$$

Avec $k=2,2 \cdot 10^9$ N/m² : module de compressibilité de l'eau, $\rho=1000$ kg/m³ [9].

I.3.3- Le temps critique

Le temps de fermeture ou de l'ouverture de la vanne occupe un rôle important sur l'onde de pression. Si la vanne a connu beaucoup de temps pour s'ouvrir ou pour se fermer, l'onde peut circuler vers le réservoir et retourner vers la vanne. Les pics de pression de l'onde sont réduits. Ce temps dépensé par l'onde pour atteindre l'organe de coupure, lors de son

$$\text{retour, est appelé « temps critique » } T_c = \frac{2.L}{c'} \quad (1.24)$$

I.3.4- L'augmentation de la pression (surpression)

Si la vanne est déjà fermée lorsque l'onde de pression est sur son chemin de retour, $t \leq T_c$. Toute l'énergie cinétique de l'eau est convertie en surpression et sa valeur en mètre de colonne d'eau est donnée par : $\Delta p = \frac{c^2}{g} \Delta V$

$$\text{colonne d'eau est donnée par : } \Delta p = \frac{c^2}{g} \Delta V \quad (1.25)$$

Dans la pratique, on peut prendre $\Delta V = V$ (1.26)

Si $t > T_c$, l'onde de pression atteint la vanne lorsque elle n'est pas entièrement fermé et la surpression ne se développera pas intégralement. L'onde négative réfléchie arrivant au niveau de la vanne compense l'augmentation de pression. Dans ce cas, la surpression maximale peut être calculée par la formule d'*Allievi* [1] :

$$\Delta p = p_0 \left(\frac{N}{2} \pm \sqrt{\frac{N^2}{4} + N} \right) \text{ [m de colonne d'eau]} \quad (1.27)$$

$$N = \left(\frac{L \cdot V}{g \cdot P_0 \cdot t} \right)^2 \quad (1.28)$$

$$p_0 = Hg : \text{chute brute [m]} \quad (1.29)$$

$$\text{La pression dynamique supportée par la conduite forcée sera } p = p_0 + \Delta p. \quad (1.30)$$

En fait, on peut prendre deux hypothèses pour les coups de bâlier :

- Coups de bâlier normal : lorsque la turbine ferme sous commande de l'opérateur.

Tableau 1.3: Estimation du coup de bâlier normale

TURBINE	Estimation du coup de bâlier
Pelton	25% de la chute brute
Turbine à réaction	25% à 50% de la chute brute (varie en fonction du temps de manœuvre du régulateur)

- Coups de bâlier d'urgence : il est obtenu à cause de dysfonctionnement du système de commande de turbine et qui peut être calculé comme le cas précédent.

I.3.5- Cheminée d'équilibre

Si l'aménagement est susceptible de produire de coups de bâlier, la cheminée d'équilibre est la solution réduisant l'effet de ce phénomène. Il est nécessaire de connaître le temps de mise en vitesse de l'eau dans la conduite pour savoir s'il y a un intérêt de mettre en place une cheminée d'équilibre ou non. On le définit comme suit :

$$t_h = \frac{V \cdot L}{g \cdot H}, g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (1.31)$$

Si $t_h < 3\text{s}$: la cheminée d'équilibre n'est pas nécessaire.

Si $t_h > 6\text{s}$: l'installation est importante permettant d'éviter des oscillations graves qui perturbent et interagissent avec le système de régulateur de vitesse de la turbine.

D'autres études plus pratiques disent que la cheminée d'équilibre n'est pas nécessaire si $L < 5.H_g$. La figure 1.12 montre une installation d'une cheminée d'équilibre et la variation de la hauteur d'eau dans cette cheminée [3].

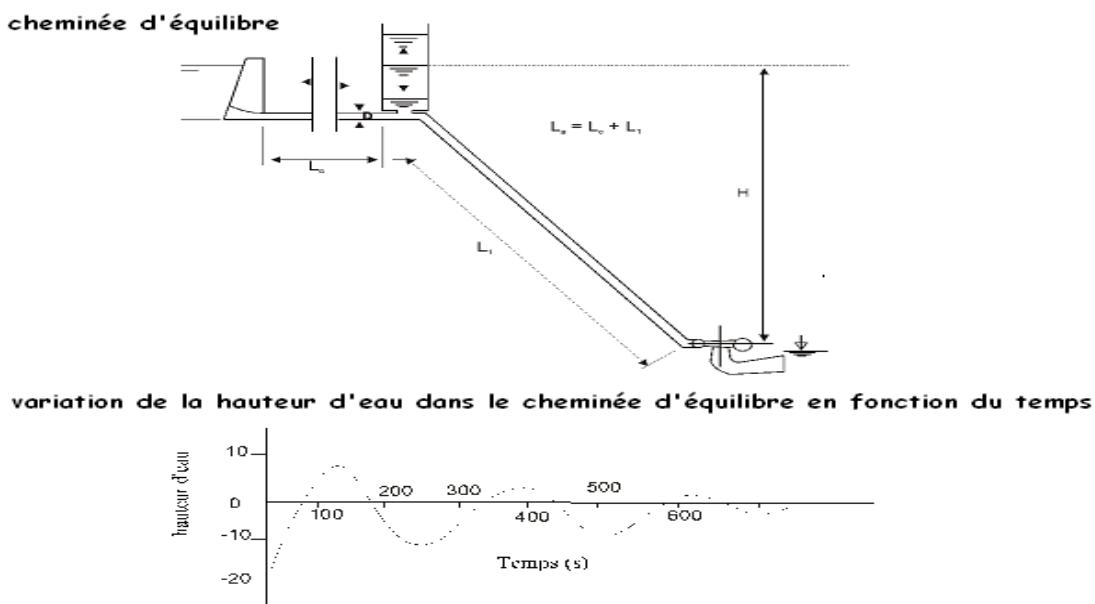


Figure 1.12 : Conduite équipée d'une cheminée d'équilibre.

Le niveau de l'eau dans la cheminée correspond à la pression locale au sein de la conduite. La hauteur maximum correspond à la surpression maximale due aux coups de bâlier.

Pour conclure, l'installation de la cheminée d'équilibre peut avoir un comportement déstabilisateur au niveau de la centrale. Au cours d'une fermeture de la vanne ou d'une régulation de la machine, la hauteur de l'eau dans la cheminée et la chute nette augmentent. En plus, la vitesse n'est plus constante. Cela continue jusqu'à ce que le niveau de l'eau dans la cheminée diminue. Par conséquent, le régulateur va ouvrir les vannes directrices.

Cette interaction réglage - cheminée provoque un phénomène d'oscillation de masse et déstabilise la turbine. Mais, son installation protège la galerie du coup de bâlier et diminue la vitesse d'emballement de la turbine, ainsi que la surpression dans la conduite. Elle réduit le temps de fermeture des vannes.

I.4- DIMENSIONNEMENT DE LA CONDUITE

La connaissance des phénomènes qui se passe dans la conduite forcée (pertes de charge, le coup de bâlier....) est importante pour le dimensionnement de la conduite forcée, afin de garantir la stabilité et la sécurité de la centrale à installer.

I.4.1- Caractéristique d'une conduite

Une conduite peut se caractériser par le type de matériaux, le diamètre, l'épaisseur de la paroi et le type de joints utilisés.

Le matériau est choisi selon la condition du sol, l'accessibilité, le poids et le système de jonction, le coût. Le tableau 1.4 expose quelques valeurs caractéristiques des matériaux pour conduite [3].

Tableau 1.4 : Valeurs caractéristiques des matériaux pour conduites

Matériau	Module d'élasticité de Young E (N/mm ²) E9	Coefficient de dilatation linéaire a (m/m°C) E6	Résistance à la rupture maximale (N/mm ²) E6	n
Acier soudé	206	12	400	0,012
Polyéthylène	0,55	140	5	0,009
Chloride polyvinyle (PVC)	2,75	54	13	0,009
Ciment amiante	n/a	8,1	n/a	0,011
Fonte	78,5	10	140	0,014
Fonte ductile	16,7	11	340	0,013

Le diamètre est calculé afin de minimiser les pertes de charges par frottement dans la conduite en optimisant le coût. Une perte d'énergie de 4% est admise.

L'épaisseur est choisie pour résister à la pression hydraulique effective maximale incluant une surpression transitoire.

I.4.2- Dimensionnement de la conduite

I.4.2.1- Diamètre

Le choix du diamètre d'une conduite est obtenu en procédant aux calculs suivants:

- Sélectionner différents diamètres possibles.
- La valeur de la perte d'énergie admise par rapport à la durée de vie de la centrale est calculée pour chaque diamètre.
- Parallèlement à ces calculs, le coût de la conduite est aussi déterminé pour chaque diamètre.

D'après **Manning**, on calcule le diamètre d'une conduite de la façon suivante:

$$D = \left(\frac{10,3 \cdot n^2 \cdot Q^2 \cdot L}{h_f} \right)^{0,1875} \quad (1.32)$$

Si on utilise directement la valeur autorisée 4% de H_g pour la perte de charge [1], on prend

$$h_f = \frac{4.H_g}{100} \implies D = 2,69 \left(\frac{n^2 \cdot Q^2 \cdot L}{H_g} \right)^{0,1875} \quad (1.33)$$

I.4.2.2 – Epaisseur

L'épaisseur exigée pour une conduite forcée dépend du matériau, de sa résistance maximale à la traction, et de sa limite élastique, de son diamètre et de sa pression d'exploitation.

Pour un écoulement permanent, le débit est supposé comme constant dans le temps.

Dans ce cas, l'épaisseur est calculée de la façon suivante : $e_C = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_f} \text{ [m]}$ (1.34)

Pour la conduite en acier, $\sigma_f = 140 \text{ N/mm}^2$ et $e_C = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_f \cdot k_f} + e_s$ (1.35)

e_s : épaisseur supplémentaire pour prendre en compte de la corrosion [1].

Tableau 1.5: Valeur de K_f pour chaque type de soudure

Valeur de k_f	Type de soudure utilisé
1	Pour des conduites sans soudure
0,9	Soudures inspectées aux rayons X
1,0	Soudures inspectées aux rayons X et stabilisées

Pour la pratique, d'autres organisations recommandent l'épaisseur minimum $e_{C\min}$

Tel que $e_{C\min} = 2,5.D + 1,2 \text{ [mm]}$ (1.36)

Ainsi, la conduite doit être rigide afin de la manipuler sans danger de déformation sur terrain. La surpression dans la conduite en acier est plus élevée par rapport à celles des autres conduites comme le PVC, PE à cause de la plus grande rigidité de l'acier. Par contre, en pratique, cette conduite est la plus sélectionnée grâce à son adaptation aux différents critères de choix tels que le terrain d'implantation, la dénivellation, le poids, le coût...

I.5– Conclusion

Ce chapitre permet d'avoir des notions sur la conduite forcée. En dernier paragraphe nous avons proposé une technique de dimensionnement, que nous allons exploiter dans le dernier chapitre.

Mais dans le chapitre suivant, nous allons étudier les turbines. Ces dernières sont le moyen de convertir l'énergie hydraulique en énergie mécanique puis électrique avec le générateur et le transformateur. Nous allons voir les caractéristiques de chaque turbine. Nous ferons une étude détaillée de la turbine Pelton : comment la choisir selon le site d'installation?

Chapitre II

ETUDE DES TURBINES

II.1- DESCRIPTION DES DIFFERENTS TYPES DE TURBINES

II.1.1- Introduction

Une turbine hydraulique est un moteur rotatif entraîné par une veine d'eau qui transforme en l'énergie mécanique la plus grande fraction possible de l'énergie de l'eau. Il existe deux types de turbines :

- les turbines à réactions ;
- les turbines à actions ;

II.1.2- Principe de captation d'énergie

II.1.2.1- Energie hydraulique massique à la disposition d'une machine

Par analogie avec l'équation de Bernoulli dans une section donnée $gH = g \cdot z + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}$, l'énergie hydraulique massique d'une section transversale S est donnée par :

$$gH = \frac{1}{Q} \int_s \rho (gz + \frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho}) (\vec{V} \cdot \vec{n}) ds \quad (2.1)$$

Où $Q = \int_Q dQ = \int_S (\vec{V} \cdot \vec{n}) dS$ représente le débit volumique de la section S normal à \vec{n} (2.2)

Pour deux sections 1 et 2 d'un tronçon de circuit, le bilan d'énergie s'écrit par :

$$gH_1 = gH_2 + gH_{R_{1/2}} \quad (2.3)$$

$gH_{R_{1/2}}$: La perte d'énergie hydraulique massique moyenne entre les 2 sections.

gH_1, gH_2 : énergie hydraulique massique moyenne dans la section d'entrée 1 et de sortie 2.

Pour deux sections S1 de haute pression, qui correspond à la section d'entrée de la turbine, et S2 de basse pression convenant à la section de sortie [4]. L'énergie hydraulique massique transférée à la machine est donnée par : $E = gH_1 - gH_2, E > 0$ (2.4)

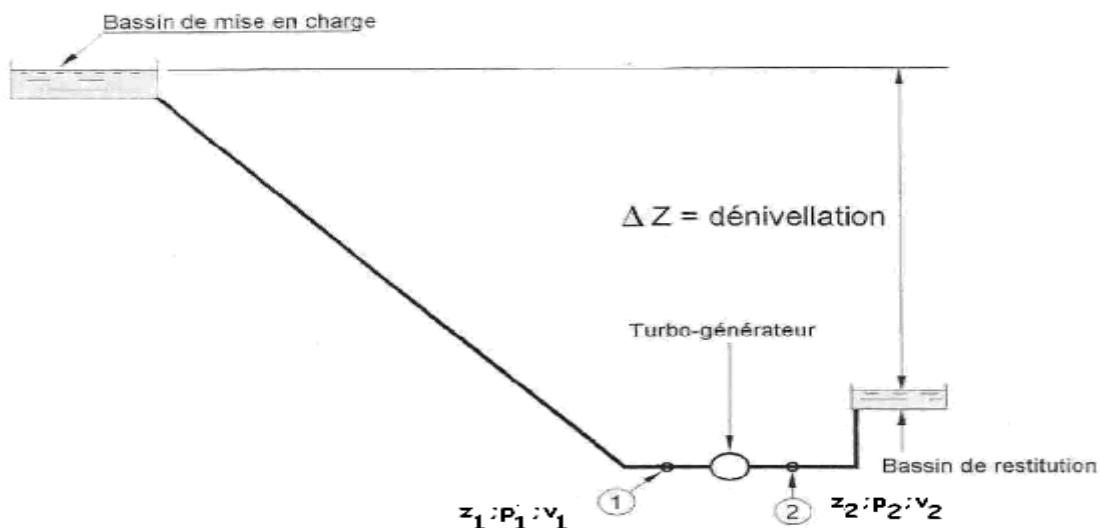


Figure 2.1: Vue schématique d'un aménagement hydroélectrique

Si on considère cette vue schématique d'aménagement hydroélectrique (Cf. figure 2.1), l'énergie hydraulique massique est définie par [1] :

$$\mathbf{g.H} = E = \frac{1}{\rho} (p_1 - p_2) + \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) + g(z_1 - z_2) \Rightarrow H = \frac{E}{g} \quad (2.5)$$

II.1.2.2- La puissance hydraulique de l'écoulement à disposition de la turbine

On peut définir la puissance hydraulique d'un écoulement P_H par $P_H = Q \cdot \rho \cdot g \left(\frac{p_t}{\rho \cdot g} \right)$.

En réalité, on peut remplacer la charge totale d'une section $\frac{p_t}{\rho \cdot g}$ par une autre charge pour calculer la puissance qui la corresponde [5].

Donc, pour une turbine hydraulique, on peut la remplacer par la charge dissipée. Alors on a : $P_H = Q \rho g \left(\frac{E}{g} \right)$

$$\text{La puissance } P = \frac{W}{t} = \frac{m \cdot g \cdot H}{t}$$

Puisqu'on ne connaît que le débit et la masse volumique de l'eau c'est-à-dire pas de masse d'eau nécessaire, on aura $P_H = \rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H$ [Watt (W)]

$g \cdot H$: Energie hydraulique massique (J/kg)

II.1.2.3- La puissance mécanique transformée par la turbine

La puissance hydraulique doit être transformée en puissance mécanique à la roue de la turbine. Si le rendement η_t de la turbine est connu, cette puissance est donnée par la relation suivante [3] : $P_{MEC} = P_H \cdot \eta_t$

II.1.2.4- La puissance électrique nette, énergie électrique

Le générateur sert à convertir la puissance mécanique en puissance électrique. Il est mis en rotation par la turbine dans un système de transmission ou par accouplement direct.

Au cours de la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique, il y a des pertes sous forme de bruit et de chaleur dans le générateur et le transformateur.

La puissance électrique nette est donnée par :

$$P_{eln} = P_{MEC} \cdot \eta_g \cdot \eta_{tr} = \eta_g \cdot \eta_t \cdot \eta_{tr} \rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H \text{ [kW]}$$
(2.8)

η_g, η_{tr} : le rendement du générateur (~95% à charge maximum) et le celui du transformateur (~97%). Ainsi, l'énergie électrique produit par année est :

$$E_{el} = \int P_{eln} \cdot dt = \rho \cdot g \sum \eta \cdot Q_t \cdot g \cdot H \cdot \Delta T \text{ [Joule (J) ou kWh]}$$
(2.9)

$\sum \eta \cdot \rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H \cdot \Delta T$: la somme de puissance électrique nette correspondant à chaque intervalle de temps ΔT qui est obtenu lorsqu'on découpe la courbe des débits classées [3].

$\eta = \eta_g \cdot \eta_t \cdot \eta_{tr}$: le rendement total.

II.1.3- Turbines à réaction

Principe: Transformation de la pression de l'eau à une énergie mécanique de rotation. Au fur et à mesure que l'eau traverse la turbine, la diminution de la pression se transforme en énergie mécanique .La roue est totalement immergée dans l'eau.

Exemples : La turbine Francis, la turbine Kaplan et Hélices.

II.1.3.1- TURBINE FRANCIS

C'est une turbine à réaction utilisée pour une dénivellation moyenne (moyenne chute). Elle est exploitable à une hauteur de 25 à 350 m. Son rendement est satisfaisant, dépassant largement 80%, pour les débits qui varient de à 60 à 100% du débit nominale. Ainsi, cette machine est sensible à la variation du débit.

On peut la relier par une conduite forcée ou une *chambre d'eau pour une basse chute*. Mais cette dernière a de faible rendement par rapport à la Turbine Kaplan [1].

La turbine Francis comporte une roue à aube fixe et un distributeur à aubes directrices mobiles.

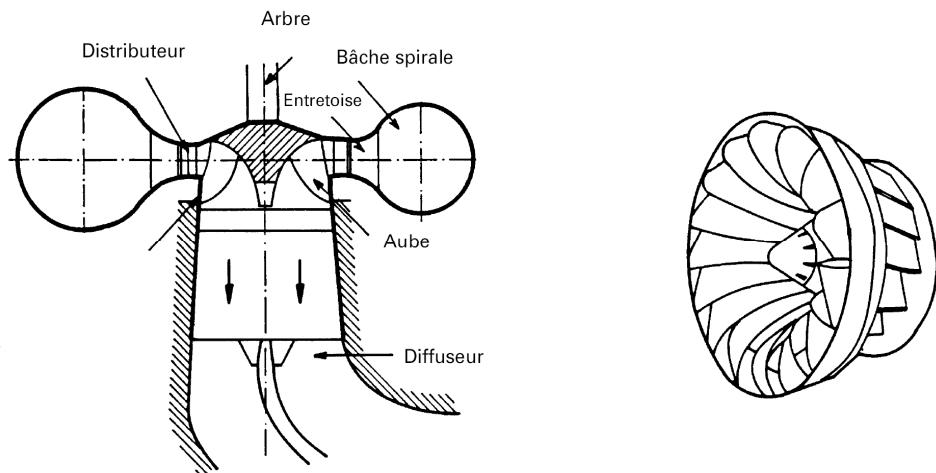


Figure 2.2: Schéma descriptif d'une turbine Francis.

Fonctionnement

- **Un distributeur** à aubes directrices mobiles permet de régler le débit et d'orienter l'écoulement de l'eau pour bien attaquer l'aubes de la roue en tournant autour de l'axes et synchroniser leur mouvement.

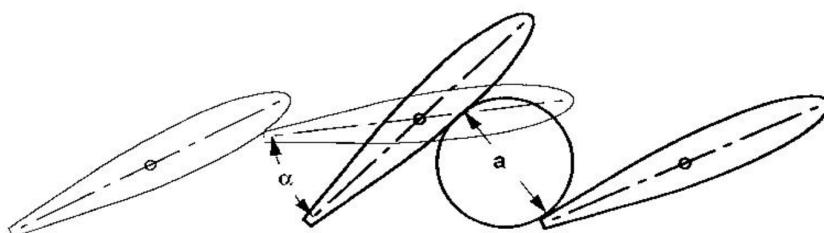


Figure 2.3: Principe de fonctionnement du distributeur.

- **La roue :** Elle transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique et renvoie l'eau vers l'aspirateur. Elle est construite en acier inoxydable ou en bronze d'aluminium
- **Aspirateur :** Il a pour fonction de récupérer le reste d'énergie cinétique de l'eau qui sort de la roue. Le but consiste à réduire la vitesse de l'eau à la sortie de la turbine. L'aspirateur est indispensable pour la basse chute. L'énergie cinétique restante, qui sort de la roue, est encore grande. Pourtant, il entraîne une perte de charge importante [1].

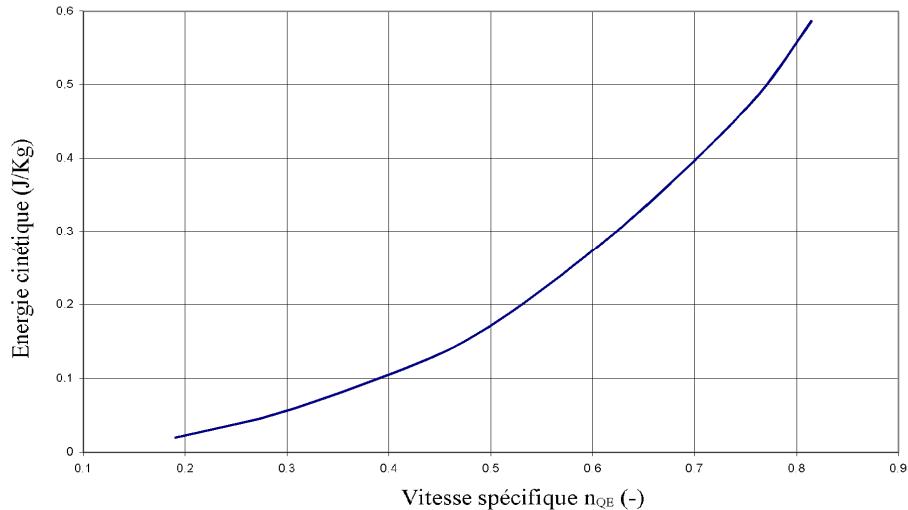


Figure 2.4: Energie cinétique restant à la sortie de la roue en fonction de la vitesse spécifique.

II.1.3.2- TURBINE KAPLAN ET HELICES

Ce sont des turbines à réaction axiale utilisées pour les basses chutes : 2 à 40 m.

II.1.3.2.1- Turbine Kaplan

La turbine Kaplan comporte une roue à pâles mobiles et ajustables et un distributeur à aubes directrices mobiles. Cette turbine s'appelle aussi turbine à double réglage. On peut la régler en fonction de la variation du débit. Son domaine de fonctionnement peut varier de 15% à 100% du débit nominale.

La turbine à simple réglage présente un faible rendement à cause de son inadaptation à la variation du débit. Elle peut fonctionner entre 30% à 100% du débit nominal. Pour la chute de 2 à 5 m et de débit de 10 à 100 m^3/s , une roue de 1,6 à 3,2 m de diamètre, il faut l'accoupler avec un multiplicateur de vitesse [1], [6].

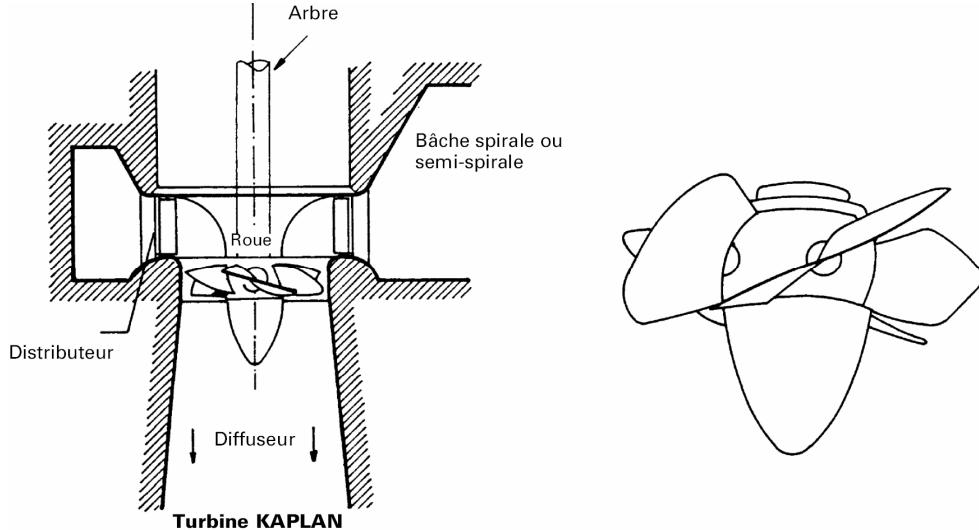


Figure 2.5: Schéma descriptif d'une turbine Kaplan

II.1.3.2.2- Les hélices

Les pales et le distributeur sont fixes et pratiquement utilisés à un débit invariant, c'est-à-dire que l'écoulement et la chute restent constants. Pour certains sites nécessitant plusieurs installations, la mise en place de ces deux types de turbines permet de s'adapter aux variations du débit.

II.1.4- Les turbines à action

Principe : Conversion totale de la pression de l'eau en énergie cinétique qui est véhiculée par un jet avant qu'elle frappe l'ailette de la roue. Cette roue n'est pas immergée dans l'eau.

Les turbines les plus répandues regroupent la turbine Turgo, la turbine Pelton et la turbine Béni-M.

II.1.4.1-TURBINE TURGO

Il s'agit d'une turbine à action qu'on peut installer pour une chute de 50 à 250 m.

Mais son rendement est faible par rapport à celui de la turbine Pelton. Pour une même chute, si on compare ces deux turbines, cette dernière possède une vitesse de rotation plus élevée [1].

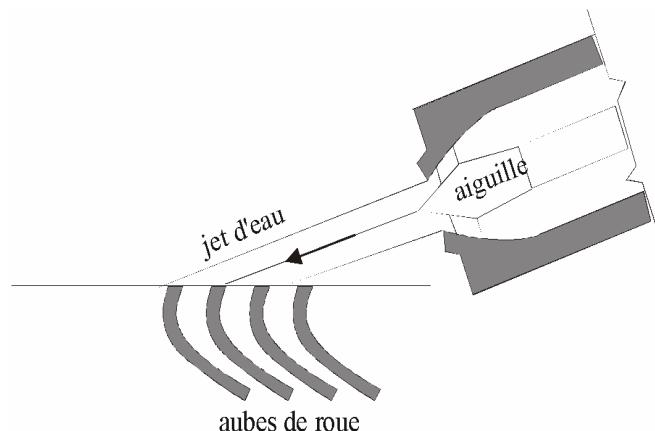


Figure 2.6: Vu schématique du principe d'une turbine Turgo

II.1.4.2- TURBINE A FLUX TRAVERSANT (CROSSFLOW ou BANKI-MICHELL)

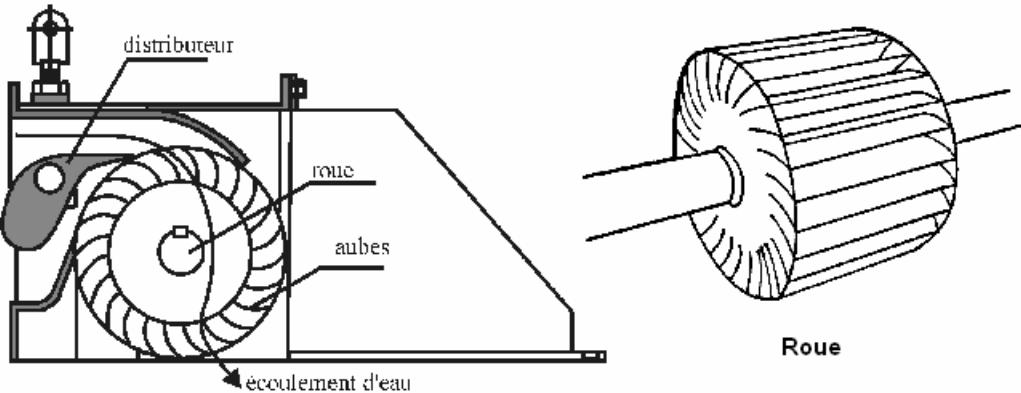


Figure 2.7 : Schéma du principe d'une turbine à flux traversant

Cette turbine est praticable pour une chute de 5 à 200 m. L'avantage qu'elle présente c'est que sa conception est simple et peu coûteuse. Mais elle ne donne que de faible rendement, maximum 78 à 84 %. La vitesse de rotation est généralement basse.

La pression disposée et la vitesse d'écoulement à l'amont sont faibles. En plus, la durée de vie de cette turbine est courte [6]. Elle est assez répandue dans les pays en voie de développement.

II.1.4.3- TURBINE PELTON

C'est une turbine à injection partielle et à veine libre dont sa roue tourne dans l'air. L'énergie disponible à l'entrée de la roue se présente, uniquement, sous forme d'énergie cinétique.

Actionnée par des injecteurs, la turbine Pelton est adéquate pour la haute chute de 60 à 1000 m. Un injecteur permet d'envoyer un jet d'eau à haute vitesse vers l'auget.

Il comporte un pointeau pour régler le débit d'eau et de fermer l'injecteur lui-même et un déflecteur qui sert de dévier le jet d'eau.

Le domaine de fonctionnement de la turbine en débit nominal est estimé par :

- 10 à 100% pour deux injecteurs et plus.
- 20 à 100% pour un injecteur.

Roue de turbine Pelton



Figure 2.8: Roue d'une turbine Pelton

- **La roue** est composée d'un disque qui porte des augets en forme de cuiller avec arête médiane. L'axe du jet qui sort de l'injecteur doit être tangent à la circonference primitive (cercle Pelton) de la roue dont le diamètre est le diamètre nominal de la machine.
- **L'auget** est construit afin de limiter la vitesse de sortie de l'eau. Il maximise la transformation d'énergie.

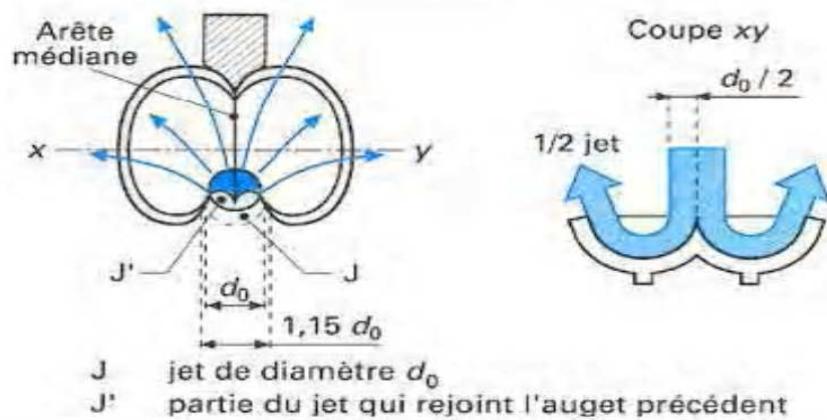


Figure 2.9: Schéma descriptif de l'auget

- **Régulation du débit**

Il y a deux organes de réglage du débit: l'aiguille de *l'injecteur* et le *déflecteur*. Ils ont des fonctions différentes mais couplées.

En régime d'équilibre, une position du pointeau correspond à une position précise du déflecteur. Se trouvant à faible distance du jet, ce dernier se place à l'arête d'attaque du pointeau. En cas de nécessité, le pointeau va pénétrer à l'axe du jet et en même temps le déflecteur se dévie.

Il est important de préciser que le déflecteur n'enfonce dans le jet qu'après avoir une réduction rapide de puissance de l'eau en fonction de la fermeture du pointeau. En effet, l'intervention trop fréquente du déflecteur provoque une perte d'énergie inutile.

La régulation du débit permet de résoudre le problème de survitesses et des surpressions.

Le déflecteur se dévie rapidement ce qui va limiter les survitesses. De même, l'aiguille (pointeau) ferme lentement pour limiter les surpressions [1].

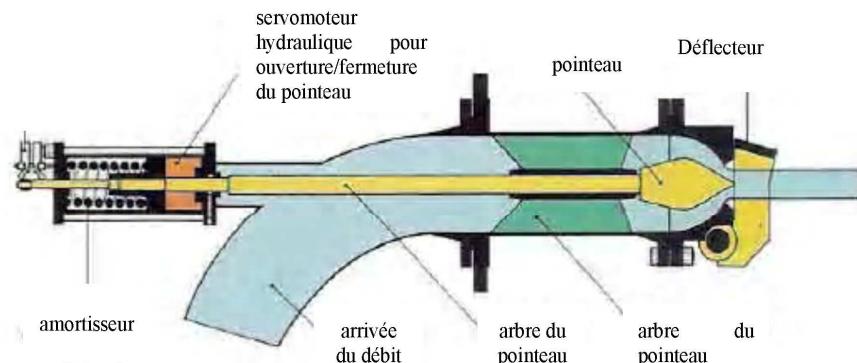


Figure 2.10: Coupe d'un injecteur avec déflecteur

- **Turbine Pelton à jet unique** [6]

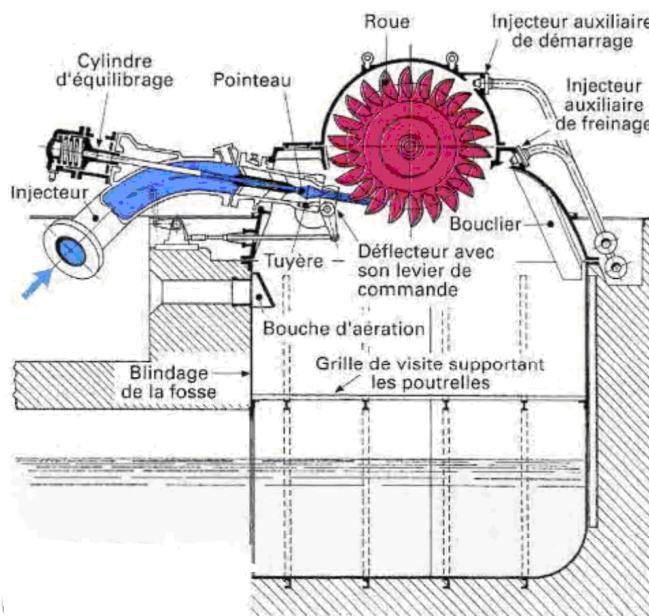


Figure 2.11: Schéma descriptif d'une turbine Pelton à jet unique.

- **Turbine Pelton à jets multiples** [6]

L'augmentation de nombre de jet est l'un de moyen pour augmenter la puissance de la turbine sans modification de dimension de la machine. Cela entraîne une vitesse de rotation plus élevée. Pour la turbine à axe horizontale, le nombre de jet doit être limitée à deux afin

d'éviter l'encombrement de l'amenée. L'angle se trouvant entre les deux jets varie de 75° à 90°. Pour la turbine à axe vertical, le nombre de jet peut être plus élevées qui aboutissent aux plus grosses machines. On construit des machines comportant jusqu'à six injecteurs [6].

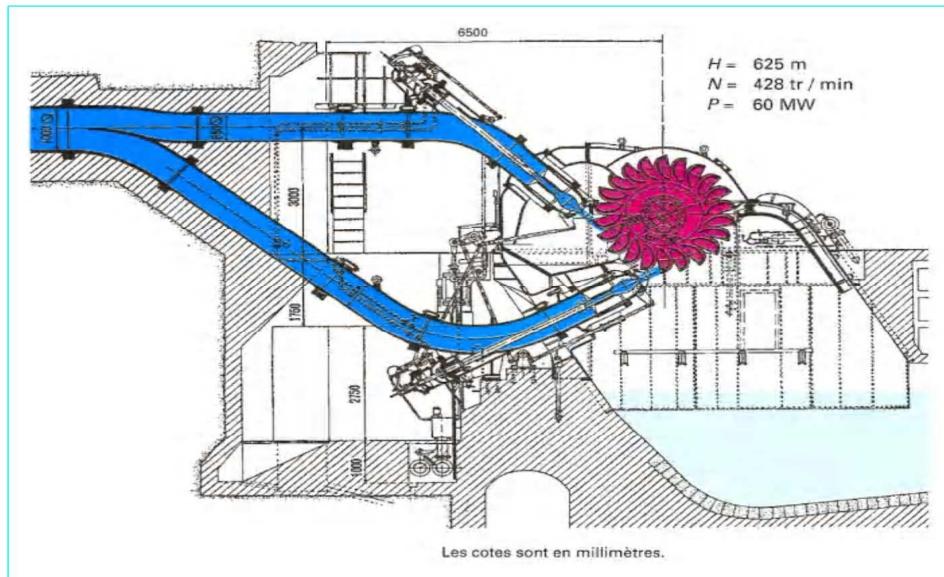


Figure 2.12: Turbine Pelton à deux jets

II.1.4.4 – RECAPITULATION

Le tableau 2.1 nous résume toutes les caractéristiques des turbines précitées.

Tableau 2.1: Caractéristique des turbines

Nom de turbine	Type de turbine	Domaine de fonctionnement en débit nominal	Rendement maximum	Débit min. turbinable	Dénivellation	Chute brute jusqu'à
Pelton	Action	20 à 100% (1 injecteur) 10 à 100% (2 injecteurs et +)	84 à 90%	10% de Q_{\max}	60 à 1000 m (haute)	l'axe du jet
Francis	réaction	60 à 100%	84 à 94%	30% de Q_{\max}	25 à 350 m (moyenne)	niveau aval
Kaplan à double réglage	réaction	15 à 100%	84 à 93%	30% de Q_{\max}	2 à 40 m (basse)	niveau aval
Kaplan à simple réglage	réaction	30 à 100%	84 à 91%	20% de Q_{\max}	2 à 5 m (très basse)	niveau aval
Crossflow	Action	30 à 90%	78 à 84%	20% de Q_{\max}	5 à 200 m (basse et moyenne)	Niveau aval ⁽¹⁾

(1) avec un aspirateur ou bien un axe de la roue.

II.2- ECOULEMENT DE L'EAU À TRAVERS LA TURBINE PELTON

II.2.1- Travail fourni par l'eau à la roue de la turbine

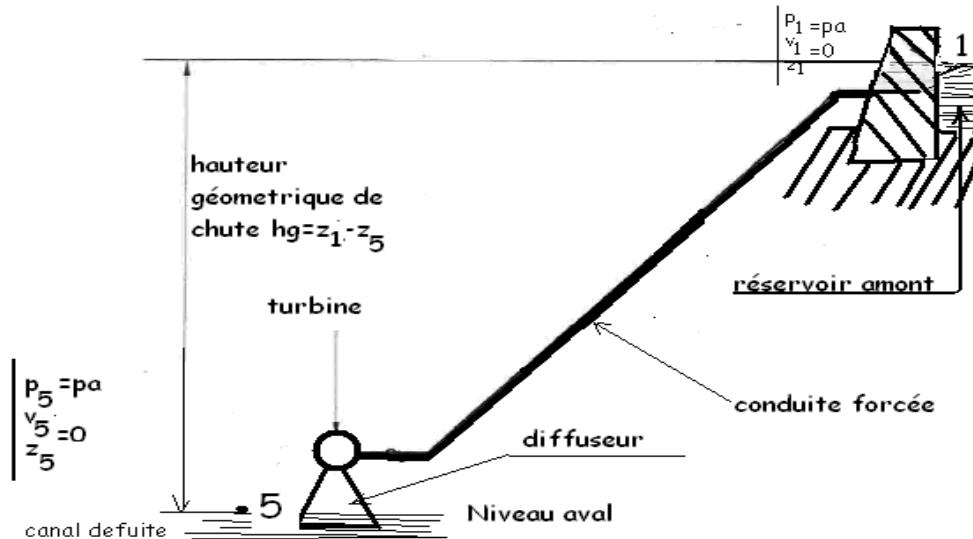


Figure 2.13 : Schéma d'un aménagement hydroélectrique

Le principe consiste à amener 1kg d'eau du point 1 à 5 en lui demandant une quantité de travail la plus grande possible. Nous allons écrire l'énergie hydraulique massique qui est définie comme le travail échangé avec le milieu extérieur :

$$W_{15} = \frac{p_5 - p_1}{\rho} + \frac{1}{2} (V_5^2 - V_1^2) + g(z_5 - z_1) + J_{15} \quad (2.10)$$

Ici $p_5 = p_1 = p_{atm}$: pression atmosphérique

$V_1 = V_5 = 0$. En réalité, V_5 est insensiblement différent de zéro mais il est négligeable.

$\frac{J_{15}}{g}$ [m] représente la perte de charge totale où J_{15} [J/kg] est la perte d'énergie totale entre les points 1 et 5. Alors $W_{15} = g(z_5 - z_1) + J_{15} = -gH_g + J_{15}$ [J/kg].

Donc, l'eau fournit ce travail au système c'est à dire à la roue de la turbine ainsi $W_{15} < 0$

II.2.2- Principe d'écoulement dans la turbine Pelton

Une turbine Pelton peut être représentée par la figure 2.14.

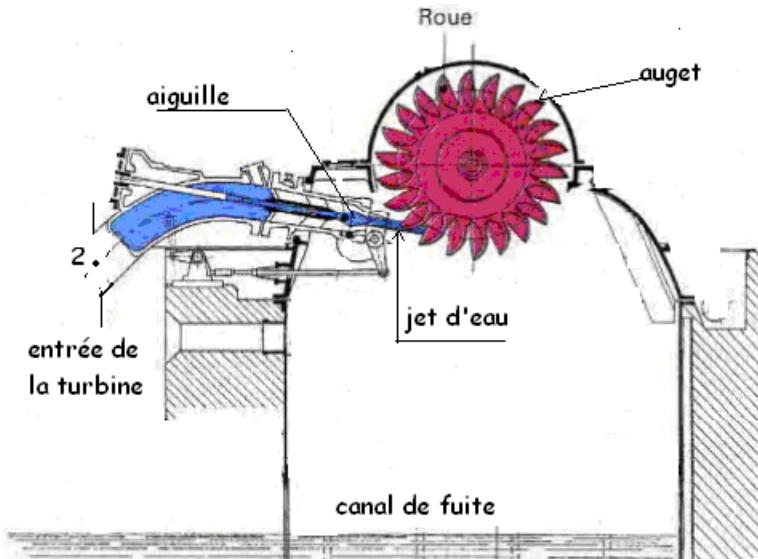


Figure 2.14: Turbine Pelton

II.2.2.1- Ecoulement de l'eau dans le distributeur

Le distributeur d'une turbine Pelton est constitué de l'injecteur. Il est formé d'une buse à laquelle se déplace une aiguille. Ce dernier peut varier la section du jet d'eau et du débit.

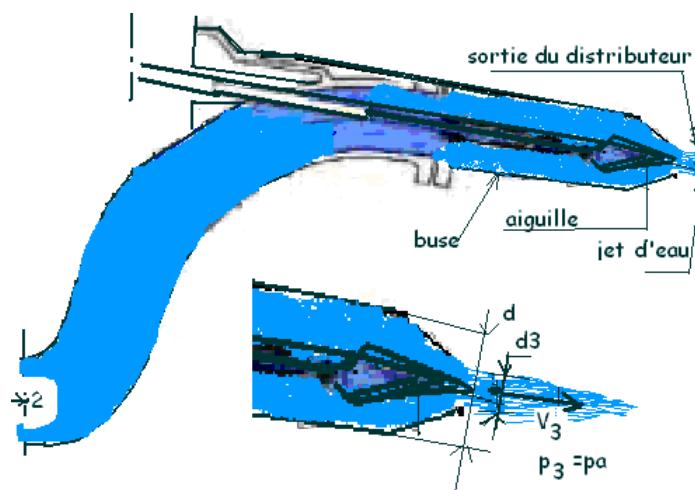


Figure 2.15 : Coupe d'un injecteur

Nous allons étudier l'écoulement entre les points 2 et 3, en utilisant l'équation de Bernoulli. Dans le cas où on néglige la perte de charge par frottement.

$$gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} = gz_3 + \frac{p_3}{\rho} + \frac{V_3^2}{2}$$

$$0 = \frac{p_3 - p_2}{\rho} + \frac{V_3^2 - V_2^2}{2} + g(z_3 - z_2)$$

Avec $p_3 = p_{atm}$ et $(z_3 - z_2)$ est négligeable.

On a déjà vu p_2 et V_2 , donc, nous allons déterminer la vitesse du jet d'eau à la sortie de l'injecteur V_3 .

$$0 = \frac{p_a - p_2}{\rho} + \frac{V_3^2 - V_2^2}{2}$$

En introduisant le résultat précédent, on a :

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{V_2^2}{2} - g(z_1 - z_2) + J_{12} + \frac{V_3^2 - V_2^2}{2} \\ 0 &= -g(z_1 - z_2) + J_{12} + \frac{V_3^2}{2} \\ V_3^2 &= 2[g(z_1 - z_2) - J_{12}] \Rightarrow V_3 = \sqrt{2[g(z_1 - z_2) - J_{12}]} \end{aligned} \quad (2.12)$$

En tenant compte de la perte de charge dans le distributeur, on considère qu'elle est faible car le trajet est court. En faisant une approximation, on a $V_3 = 0,97\sqrt{2[g(z_1 - z_2) - J_{12}]}$ (2.13)

D'après ce calcul, la perte d'énergie cinétique est environ 6% de gH .

Dans le cas de la turbine Pelton, la vitesse de l'eau à la sortie est négligeable. Donc, on peut prendre la chute nette $H = (z_1 - z_2) - \frac{J_{12}}{g} = H_g - \frac{J_{12}}{g}$ (2.14)

$\frac{J_{12}}{g} = H_R$ [m] représente la perte de charge totale de la conduite. La vitesse de l'écoulement à la sortie de l'injecteur est de $V_3 = 0,97\sqrt{2gH}$ [m/s]. (2.15)

Pour un débit en volume imposé on admet V_3 comme vitesse moyenne dans toute la section 3.

Le diamètre du jet est donné par l'équation : $Q = V_3 \cdot S_3 \Rightarrow S_3 = \frac{Q}{V_3}$ avec $S_3 = \pi \frac{d_3^2}{4}$

Alors, $d_3 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_3}}$ (2.16)

D'autre part, une approximation attribue une vitesse du jet d'environ 500 km/h (~ 139 m/s) pour une chute de 1000 m [7]. La vitesse de rotation de la roue est environ la moitié de la vitesse du jet. Alors, on peut dire que l'énergie cinétique de l'eau se transforme, globalement en énergie de rotation de la roue.

Débit de l'injecteur

Le débit de l'injecteur en fonction de la course du pointeau C_p est donné par la relation : $Q_{jet} = K_v \pi \cdot \frac{D_e^2}{4} \cdot \sqrt{2.g.H}$ pour un injecteur [1]. (2.17)

K_v : constante caractéristique en fonction de l'ouverture relative C_p/D_e .

Caractéristiques des injecteurs

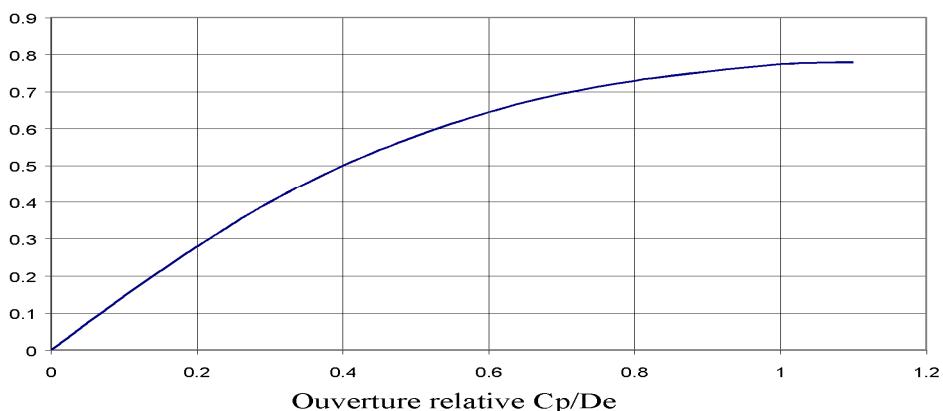


Figure 2.16: Diagramme de K_v en fonction de C_p/De

II.2.2.2- Ecoulement de l'eau à travers la roue de la turbine

Étudions l'écoulement du jet d'eau sur l'auget de la roue qui reçoit préalablement ce travail.

II.2.2.2.1- Cas de l'auget idéal

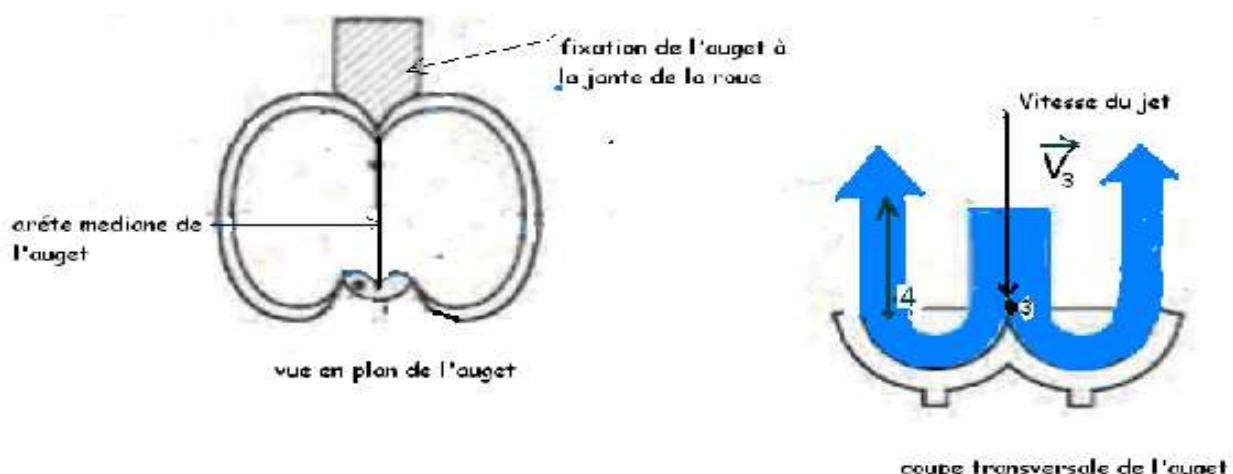


Figure 2.17: Vue de l'écoulement d'eau dans l'auget idéal

D'après la figure 2.17, l'eau aborde l'auget en 3 et le quitte en 4. Nous allons étudier cet écoulement en considérant que la perte de charge est négligeable. L'auget est bien poli et que le trajet de l'eau est courte.

Pour un référentiel lié à la roue et en écrivant l'équation de Bernoulli relative à l'écoulement de 1 kg d'eau en 3 et 4, on a :

$$gz_3 + \frac{p_3}{\rho} + \frac{V_{r3}^2}{2} = gz_4 + \frac{p_4}{\rho} + \frac{V_{r4}^2}{2}$$

$$0 = \frac{p_4 - p_3}{\rho} + \frac{V_{r4}^2 - V_{r3}^2}{2} + g(z_4 - z_3)$$

V_{r3} et V_{r4} : la vitesse correspondante.

L'écoulement se fait à l'air libre. Donc, $p_3 = p_4 = p_{atm}$ et $z_4 - z_3$ sont négligeables

Alors : $0 = \frac{V_{r4}^2 - V_{r3}^2}{2} \Rightarrow V_{r3} = V_{r4}$

Ici, la vitesse du jet V_3 est la vitesse absolue du référentiel terrestre (déjà connue). Ainsi, on peut écrire : $V_3 = V_e + V_{r3}$

V_e étant la vitesse d'entraînement tel que $V_3 = r \cdot w$ (2.18)

r : rayon de la circonférence tangente à l'axe du jet.

w : vitesse angulaire du référentiel lié à la roue. Elle est donnée par : $w = \frac{2\pi n}{60}$ (2.19)

V_{r3} : la vitesse relative au point 3.

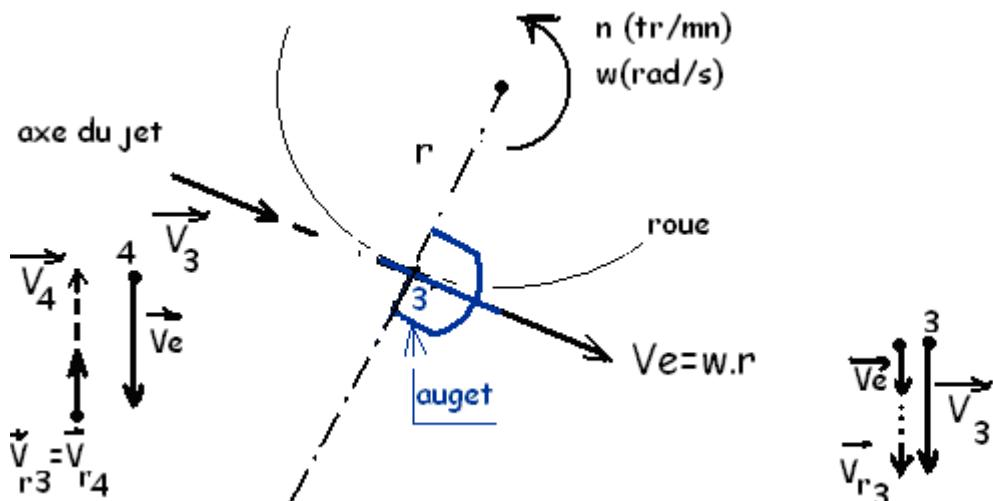


Figure 2.18: Représentation de direction et du sens des vecteurs vitesses agissant sur l'auget.

Au point 4: la vitesse d'entraînement ; V_e et V_{r4} ($= V_{r3}$) sont portés par la même droite.

Alors : $V_{4e} = V_e - V_{r4} = V_e - V_{r3}$. Ici $V_{4e} = V_4$. C'est la projection de V_4 sur V_e . Elle est négative car V_4 est du sens contraire à V_e .

La relation d'un écoulement permanent d'un fluide incompressible (l'énergie hydraulique

massique) entre les points 3 et 4 : $W_{34} = \frac{p_4 - p_3}{\rho} + \frac{1}{2} (V_4^2 - V_3^2) + g(z_4 - z_3)$ avec

$(z_4 - z_3)$ négligeable et $p_4 = p_3$.

$$\text{Alors } W_{34} = \frac{1}{2} \left(V_4^2 - V_3^2 \right) = \frac{1}{2} (V_4 - V_3)(V_4 + V_3)$$

On a vu que $V_4 = V_e - V_{r3}$ et $V_3 = V_e + V_{r3} \Rightarrow V_4 - V_3 = -2V_{r3}$ et $V_4 + V_3 = 2V_e$

Donc : $W_{34} = -2V_e \cdot V_{r3}$

Or, V_{r3} n'est pas connu, d'où : $V_{r3} = V_3 - V_e$. Alors $W_{34} = -2V_e(V_3 - V_e)$ [J/kg] (2.20)

W_{34} est maximale pour $\frac{dW_{34}}{dV_e} = 0$

Or V_3 est constante après dérivation, on a : $V_3 - V_e - V_e = 0 \Rightarrow V_e = \frac{V_3}{2}$. On aura $W_{34\max}$.

Pour $V_e = \frac{V_3}{2}$, la vitesse d'entraînement de la roue est égale à la moitié de celle du jet. Dans

$$\text{ce cas, } W_{34\max} = -2 \frac{V_3}{2} \left(V_3 - \frac{V_3}{2} \right) = -\frac{V_3^2}{2}$$

$$\text{Finalement, } W_{34\max} = -\frac{V_3^2}{2} \quad (2.21)$$

Interprétation

Toute l'énergie cinétique de 1kg d'eau est transformée en travail fourni à la roue.

Pour $V_e = 0 \Rightarrow W_{34} = 0$: la roue est immobile ; donc elle ne travaille pas.

Pour $V_e = V_3 \Rightarrow W_{34} = 0$: la roue ne reçoit pas de travail par le jet. On dit qu'elle se dérobe à l'action du jet [7].

- Dans la pratique, on prend $V_e = 0,42 \cdot V_3$ à $0,49 \cdot V_3$ (2.22)

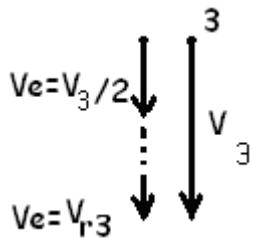


Figure 2.19 : Représentation des vitesses

- Dans le cas où $V_e = \frac{V_3}{2}$ (Cf. figure 2.19), on constate que $V_{r3} = V_{r4} = V_e = \frac{V_3}{2}$ et $V_4 = 0$

L'eau quitte l'auget avec une vitesse absolue nulle.

II.2.2.2.2- Cas d'autre forme d'auget

Prenons l'exemple de la forme présentée par la figure 2.20 [7].

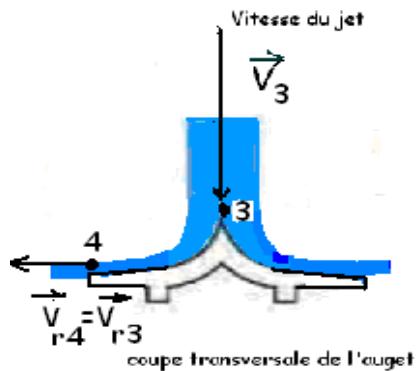


Figure 2.20: Coupe d'un auget aplati

En adoptant la démarche précédente, avec $V_3 = V_{3e}$ dont V_{3e} est la projection de V_3 sur V_e et $V_e = V_{4e}$, on a $W_{34} = -V_e(V_3 - V_e)$ (2.23)

Ce résultat montre qu'on a la moitié de la valeur de W_{34} précédente. Toute autre forme de l'auget non conforme à ce qu'on a déjà vu affaiblit le travail de l'eau fourni à la roue.

II.2.2.3 - Cas de l'auget réel

Pratiquement, la forme réelle de l'auget est donnée par la figure 2.21. Si la vitesse V_{r4} possède la direction et le sens indiqué dans le cas de l'auget idéal. L'eau heurte le dos de l'auget qui lui suive.

Par conséquent, une autre force va contrer le mouvement existant et entraîne une importante perte d'énergie. Pour cela, il faut dévier le sens de l'écoulement au point 4 avec un angle β .

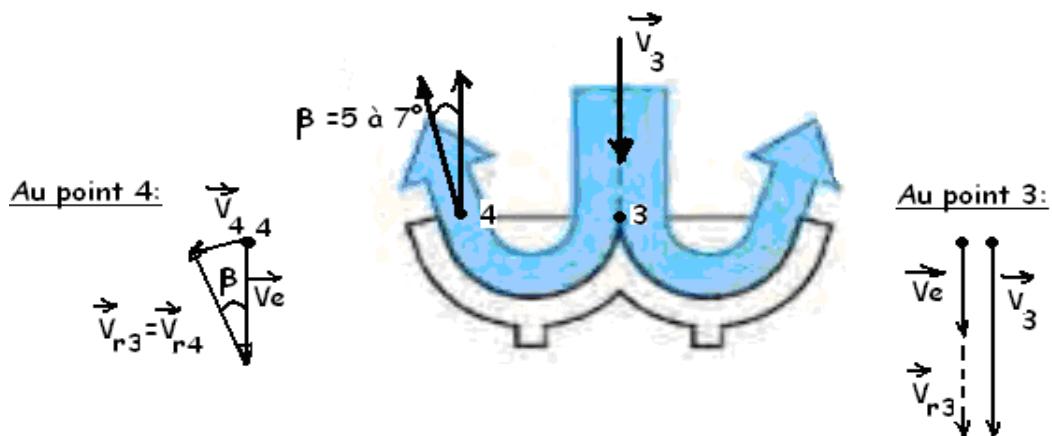


Figure 2.21: Mécanisme de l'écoulement d'eau dans l'auget réel

Si on prend l'équation de Bernoulli, on considère que l'énergie cinétique au point 4 est perdue. On déduit alors que par rapport à la valeur qu'on a trouvée, on a :

$$W_{34} = -2 \cdot V_e (V_3 - V_e) + \frac{V_4^2}{2} \quad (2.24)$$

Mais il est difficile d'estimer la valeur de V_4 . Donc, on va utiliser la relation d'Euler car il existe un triangle de vitesse.

On peut écrire : $W_{34} = (V_e \cdot V_{4e} - V_e V_{3e}) = V_e (V_{4e} - V_{3e})$

V_{4e} et V_{3e} représentent la projection de V_4 et V_3 sur V_e

On utilise le triangle de vitesse au point 4 : $V_{4e} = V_4 \sin \beta$, avec $\beta=5$ à 7° (petit)

Alors, $\sin \beta \sim 0$, $V_{4e} = 0$

Au point 3: $V_{3e} = V_3 = V_e + V_{r3}$

Finalement $W_{34} = -V_e \cdot V_3$ (2.25)

Le résultat diminue par rapport à celui de l'auget idéal du fait de l'existence d'une partie de l'énergie cinétique perdue, 2 à 3%. Ainsi, à l'absence de frottement dans l'auget, on constate qu'il y a une perte par frottement dans la roue elle-même. L'ensemble de ces pertes est approximativement à 5% de gH .

II.2.2.3 – Résumé des résultats

Tableau 2.2: Récapitulation

Dans le distributeur (Injecteur)		Dans la roue	Le travail de 1kg d'eau fourni à la roue
La vitesse théorique	$V_3 = \sqrt{2gH}$	l'auget idéal	$W_{34} = -2V_e(V_3 - V_e)$
La vitesse réelle	$V_3' = 0,97\sqrt{2gH}$	L'auget réel	$W_{34} = -V_e \cdot V_3$
La perte d'énergie cinétique	$\frac{V_3'^2}{2} - \frac{V_3^2}{2} = (1 - 0,97)gH$	La perte d'énergie cinétique + perte dans la roue	$\approx \frac{V_4^2}{2} + h_{f \text{ roue}}$
Valeur de la perte	$\approx 6\%$ de gH	Valeur de la perte d'énergie	$\approx 5\%$ de gH

II.3- PRE - DIMENSIONNEMENT DES TURBINES

II.3.1- Introduction

Pour un intérêt pratique, les équations de Navier – Stokes ainsi que de leurs conditions aux limites sont souvent compliqués. Parfois, il est impossible de les résoudre analytiquement. En effet, on doit réaliser des méthodes expérimentales, c'est-à-dire des essais sur prototypes ou modèles. Ces modèles sont moins coûteux et facilitent les études. Pour une construction hydraulique et navale, les essais sur modèles réduits sont importants.

II.3.2- Vitesse spécifique et similitude

Ce sont des paramètres qui caractérisent chaque turbine. Les ouvrages hydrauliques sont conçus à partir des résultats d'études préliminaires sur le modèle réduit basé sur les principes de la similitude hydraulique. Ces principes sont :

- L'analyse dimensionnelle ;
- L'analyse hydrodynamique de l'écoulement de l'eau.

II.3.2.1- Vitesse spécifique

La vitesse spécifique est la vitesse d'un élément tournant géométriquement semblable ayant un diamètre de 1cm pour une charge de 1 m tel qu'il produise 1 CV [8].

$$n_{QE} = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{E^{\frac{3}{4}}} \quad (2.26)$$

Avec : n : vitesse de rotation de la turbine [t/s]

Q : débit [m^3/s]

E = g.H : énergie hydraulique massique à disposition de la turbine [J/kg]

Par rapport aux ouvrages très anciens, l'évolution de la vitesse spécifique peut être convertie de la manière suivante : le facteur de conversion de n_{QE} est donné par les facteurs suivants [1] :

$$\nu = 2.11 \cdot n_{QE}$$

$$n_Q = 333 \cdot n_{QE}$$

$$n_S = 995 \cdot n_{QE}$$

Interprétation

Plus la vitesse spécifique est très basse, plus la chute est haute. La vitesse spécifique est fonction de la vitesse de rotation de la roue (ou la vitesse synchrone).

II.3.2.2- Relation entre la vitesse spécifique et la chute nette

En générale, les constructeurs indiquent la vitesse spécifique de leurs turbines. Pour chaque type de turbine, c'est à partir des études statistiques de plusieurs installations réalisées qu'on a établi les relations suivantes [1]:

Tableau 2.3 : Relation entre n_{QE} et H

Turbine	Turbine Pelton (un injecteur)	Francis	Kaplan	Hélice
Relation (Auteur)	$n_{QE} = \frac{0.0859}{H^{0.243}}$ (Siervo et Lugaresi)	$n_{QE} = \frac{1.924}{H^{0.512}}$ (Lugaresi et Massa)	$n_{QE} = \frac{2.294}{H^{0.486}}$ (Schweiger et Gregory)	$n_{QE} = \frac{2.716}{H^{0.5}}$ (USBR)

Si la vitesse spécifique de la turbine est connue, la dimension principale de la turbine peut être évaluée. Toutefois, ces formules se consacrent uniquement aux calculs préliminaires (Cf. tableau 2.3). Les constructeurs seuls peuvent donner les dimensions réelles des turbines. D'après les formules précédentes, on parvient aux domaines des valeurs de vitesse spécifique suivants [1] :

Tableau 2.4: Intervalle des valeurs de n_{QE} pour les turbines

Turbine	Domaine des valeurs de n_{QE}
Pelton à n injecteurs	$0.005 \cdot n^{1/2} \leq n_{QE} \leq 0.025 n^{1/2}$
Francis	$0.05 \leq n_{QE} \leq 0.33$
Kaplan, Hélice, Bulbe	$0.19 \leq n_{QE} \leq 1.55$

II.3.2.3- Règle de similitude

Les conditions des similitudes exigent que toutes les dimensions géométriques homologues sur le modèle et sur les prototypes soient proportionnelles :

Voici quelques règles de base de la similitude :

$$\frac{Q_t}{Q_m} = \frac{\sqrt{H_t}}{\sqrt{H_m}} \frac{D_t^2}{D_m^2} \quad (2.27)$$

L'indice t est utilisé pour le modèle industriel de la turbine et l'indice m pour le modèle de laboratoire.

$$\frac{n_t}{n_m} = \frac{\sqrt{H_t}}{\sqrt{H_m}} \frac{D_m}{D_t} \quad (2.28)$$

Exemple [1] : construire un modèle industrielle de la turbine réduit.

2- $H_t = 100 \text{ m}$, $Q_t = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ et $n_t = 750 \text{ tours/mn}$

Le modèle sera $H_m = 120 \text{ m}$

$$Q_m = 0.913 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n_m = 685 \text{ tours/mn}$$

II.3.3- Conception préliminaire

La conception de turbine dépend des critères variés suivants :

- La vitesse de rotation ;
- La vitesse spécifique ;
- Les limites de cavitation.

II.3.3.1- Turbine Pelton

Pour déterminer les diamètres de la turbine et si on connaît la vitesse de rotation de la roue, on peut utiliser la relation suivante [1]:

$$D_1 = \frac{0,6 \sqrt{H}}{n} \quad (2.29)$$

$$B_2 = 1,178 \sqrt{\frac{Q}{n_{jet} \sqrt{gH}}} \quad (2.30)$$

$$De = 1,68 \sqrt{\frac{Q}{n_{jet} \cdot \sqrt{H}}} \quad (2.31)$$

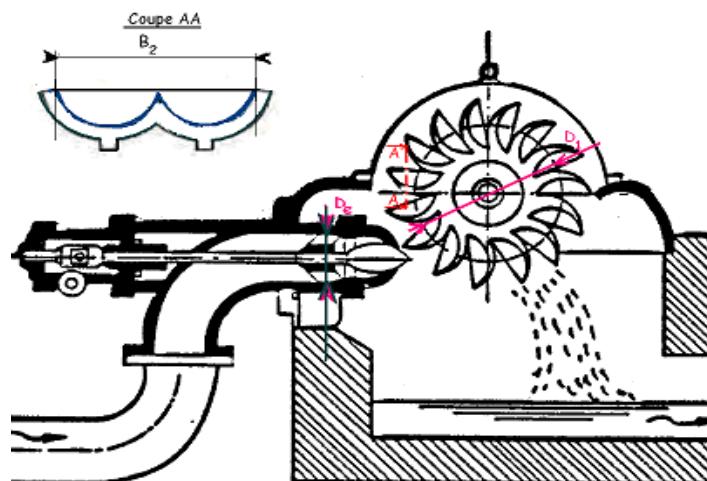


Figure 2.22 : Dimensions principales de la turbine Pelton

En général, $\frac{D_1}{B_2} > 2,7$, mais si ce n'est pas le cas, on reprend une autre vitesse de

rotation plus basse ou bien on augmente le nombre d'injecteur.

II.3.3.2- Turbine Francis

La turbine Francis couvre une grande quantité de vitesse spécifique. Elle correspond à la haute et basse chute. La figure 2.23 montre les trois diamètres caractéristiques de la turbine [1].

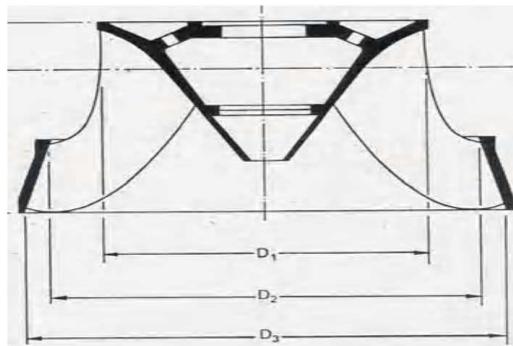


Figure 2.23 : Diamètres caractéristiques de la turbine Francis

L'analyse statistique de plus de centaine de turbines permet de déterminer les dimensions d'une turbine. Il est donné par la relation :

$$D_3 = 84,5(0,31 + 2,488 \cdot n_{QE}) \frac{\sqrt{H}}{60 \cdot n} \quad [\text{m}] \quad (2.32)$$

$$D_2 = \frac{D_3}{0,96 + 0,3781 \cdot n_{QE}} \quad [\text{m}] \quad (2.33)$$

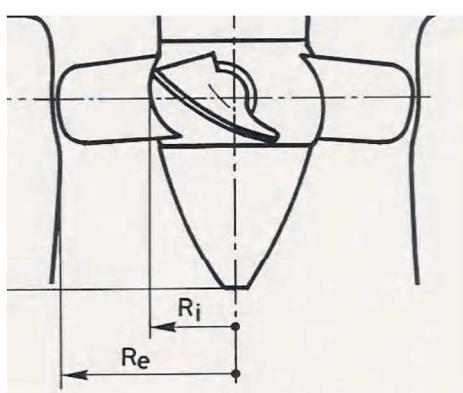
$$D_1 = \left(0,4 + \frac{0,095}{n_{QE}}\right) D_3 \quad [\text{m}] \quad (2.34)$$

D_2 est déterminé par cette formule si $n_{QE} > 0,164$

Pour $n_{QE} < 0,164$, on prend $D_1=D_2$

II.3.3.3- Turbine Kaplan

Les turbines Kaplan ont de plus grandes vitesses spécifiques par rapport à celle de Pelton et Francis. La figure 2.24 montre leurs diamètres de référence [1].



Le diamètre externe de la roue est donné par :

$$D_e = 84,5(0,79 + 1,602 \cdot n_{QE}) \frac{\sqrt{H}}{60 \cdot n} \quad [\text{m}] \quad (2.35)$$

Le diamètre du moyeu de la roue D_i est:

$$D_i = \left(0,25 + \frac{0,095}{n_{QE}}\right) D_e \quad [\text{m}] \quad (2.36)$$

Figure 2.24: Dimensions du pâle

II.4- CRITERE DE CHOIX DES TURBINES [3]

- Le type et la géométrie ainsi que les dimensions des turbines dépendent fondamentalement des critères suivants :
- Chute nette ;
 - Débit maximum et variation des débits ;
 - Vitesse de rotation ;
 - Phénomène de cavitation ;
 - Coût.

II.4.1- Chute nette

II.4.1.1- Chute brute (dénivellation)

Elle représente la différence entre le niveau amont du cours d'eau et l'altitude du plan d'eau en aval pour la turbine à réaction. Mais pour la turbine à action, c'est la différence entre le niveau amont du cours d'eau et celui de l'axe de l'injecteur. On l'appelle aussi hauteur géométrique.

II.4.1.2- Chute nette

C'est le rapport de l'énergie hydraulique massique et de l'accélération de la pesanteur (ce n'est pas la dénivellation diminuée de la perte de charge) [3]. L'énergie cinétique restante peut être conséquente et relative à la dénivellation par rapport à la basse et moyenne chute.

$$H = \frac{E}{g} \text{ [m]}$$

Pratiquement, elle se calcule par : $H = H_g - \sum h_R - \frac{V^2}{2.g}$ (2.37)

$\sum h_R$: Somme des différentes pertes de charge existantes dans l'installation.

$\frac{V^2}{2g}$: Energie cinétique résiduelle qui est perdue à la sortie de la turbine.

Tableau 2.5: Domaines d'utilisation de la turbine en fonction de H

Turbines	Domaines de la chute nette
Kaplan et Hélices	2 < H < 40 m
Francis	25 < H < 350 m
Pelton	50 < H < 1300 m
Crossflow	5 < H < 200 m
Turgo	50 < H < 250 m

II.4.2- Débit

Pour le choix d'un type de turbine, une valeur unique du débit n'est pas suffisante. Il faut connaître le débit annuel ou la variabilité du débit pendant l'année. Il faut le représenter par *la courbe du débit classé*.

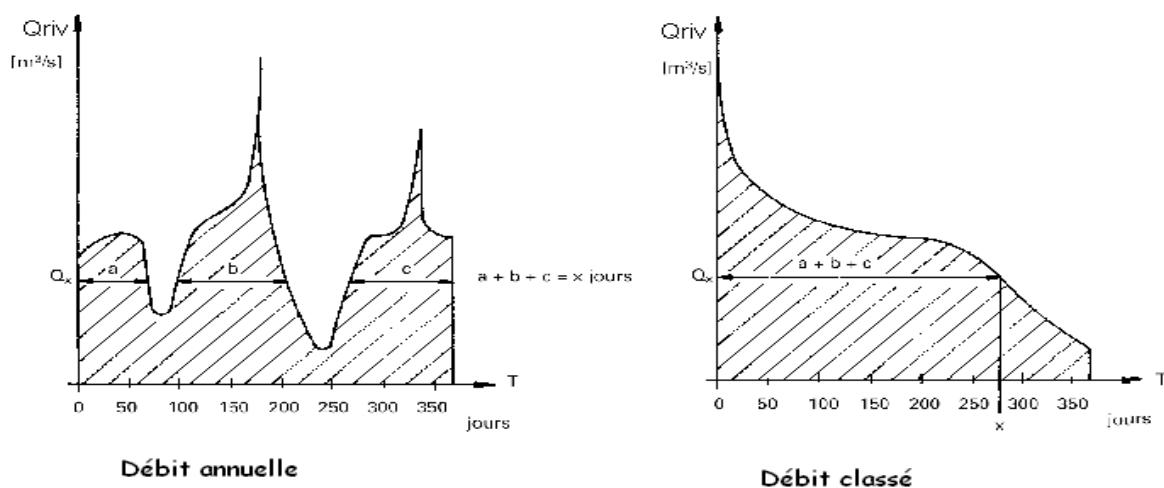


Figure 2.25 : Exemple des courbes de débits

. Le débit nominal est le débit maximum sous lequel peut fonctionner une turbine. On le choisira par le débit qui dépasse, au moins 250 jours pour le fonctionnement en îlot, $Q_n \geq Q_{250}$. On peut l'expliquer par la figure 2.26.

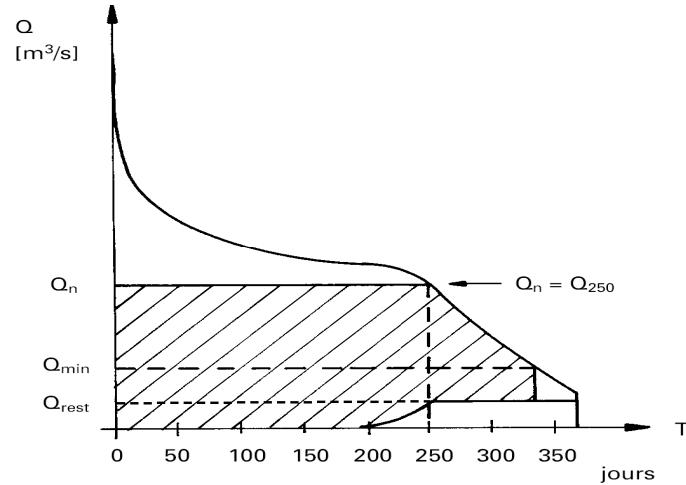


Figure 2.26 : Exemple de courbe de débit caractéristique

Il est possible de déterminer le type de la turbine à partir de H et Q . Si plusieurs types de turbines sont à priori appropriés, on passe au calcul technico-économique. Ce calcul permet de connaître la turbine optimale *en fonction de sa puissance* [3].

La figure 2.27 montre le domaine d'utilisation de la turbine en fonction de Q .

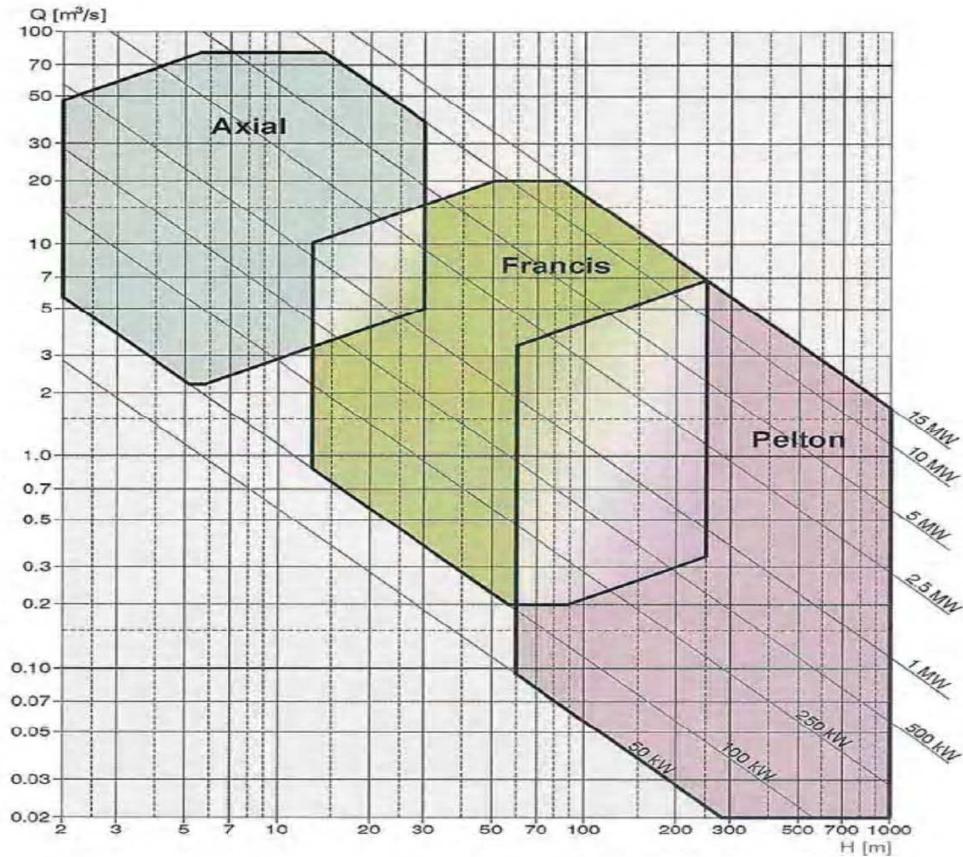


Figure 2.27 : Domaine d'utilisation de chaque turbine en fonction de Q

Le débit turbinable est le débit écoulé pour la mise en marche de la turbine et qui est donné par : $Q_t = Q_{\text{riv}} - Q_{\text{rest}}$

Tableau 2.6: Capacité de réponse aux variations H et Q des différents types turbines

Type de turbine	Capacité de réponse aux variations de Q	Capacité de réponse aux variations de H
Pelton	Elevée	Basse
Francis	Moyenne	Basse
Kaplan à double réglage	Elevée	Elevée
Kaplan à simple réglage	Elevée	Moyenne
Hélice	Basse	Basse

II.4.3- Vitesse spécifique

La vitesse spécifique constitue un critère de sélection fiable et précis pour les différents types de Turbines que H et Q.

Remarque

- En cas de variation importante du débit, une turbine Pelton à deux injecteurs et plus est favorable pour conserver un rendement à charge partielle [3] ;

- La turbine Pelton est définie par le rapport $\frac{D_1}{B_2}$ plutôt que de n_{QE}

En général, $\frac{D_1}{B_2}$ doit être supérieur à 2,7. Cette valeur est difficile à avoir et mérite beaucoup de développement en laboratoire pour une petite turbine. Donc, il est préférable de prendre $\frac{D_1}{B_2} > 3$.

II.4.3.1- Vitesse de rotation

La vitesse de rotation d'une turbine est associée à sa vitesse spécifique et à son débit ainsi que de sa chute nette. Dans la petite centrale hydraulique, on utilise directement de générateur standard couplé à la turbine. Ces derniers tournent à une vitesse synchrone [1].

Tableau 2.7 : Vitesses de rotation synchrone

Nombre de pôles	Fréquence		Nombre de pôles	Fréquence	
	50 Hz	60Hz		50 Hz	60 Hz
2	3000	3600	16	375	450
4	1500	1800	18	333	400
6	1000	1200	20	300	360
8	750	900	22	272	327
10	600	720	24	250	300
12	500	600	26	231	277
14	428	540	28	214	257

II.4.3.2- Vitesse d'emballement

Chaque type de turbine est caractérisé par une vitesse d'emballement maximale [1]. C'est une vitesse pour laquelle l'énergie hydraulique massique est au maximum. Cette vitesse peut atteindre deux ou trois fois à la vitesse nominale selon le type de la turbine. En fait, le rendement est nul à ce stade. L'énergie à la disposition étant absorbée par frottement. Le générateur et le multiplicateur sont déjà conçus pour subir les contraintes mécaniques correspondantes au frottement.

Tableau 2.8: Domaine de vitesse d'emballement des turbines

Type de turbine	Vitesse d'emballement n_{max}/n
Kaplan simple réglage	2.0 - 2.6
Kaplan double réglage	2.8 - 3.2
Francis	1.6 - 2.2
Pelton	1.8 - 1.9
Turgo	1.8 - 1.9

II.4.4- Phénomène de cavitation

Contrairement à l'évaporation qui provient de l'augmentation de température à une pression constante, la cavitation est un phénomène de vaporisation à pression variable et à température constante. Lorsque l'écoulement hydrodynamique de l'eau rencontre l'aubage de la turbine, la pression de l'eau descend en dessous de la pression de vapeur correspondant à la température de l'eau. Sur la surface de l'aubage de poche de la vapeur ou visiblement, des petites bulles se forment. Ces bulles se progressent à la face de l'aubage et s'étendent à mesure que la pression diminue. La poche parvient à des zones où la pression remonte au-delà de la pression de vapeur. Les bulles s'écrasent en dégageant d'énormes quantités d'énergies cinétiques [9]. Cette situation peut conduire à une érosion sur la surface de l'aubage. Ce phénomène est très bruyant et fluctuant (comme des graviers qui passent par la turbine). Ainsi, pour éviter ce problème de cavitation, un dimensionnement et une conception optimale en laboratoire sont nécessaires afin de fixer son domaine de fonctionnement.

La cavitation est définie par le coefficient de cavitation σ appelé **coefficient de Thomas**:

$$\sigma = \frac{NPSE}{gH}, \text{ NPSE : Energie massique nette à l'aspiration} \quad (2.38)$$

$$NPSE = \frac{P_{atm} - P_V}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} - gH_s \quad (2.39)$$

Pour échapper la cavitation, la turbine doit être installée au plus la hauteur d'aspiration H_s [9]

$$H_s \text{ est donné par la formule : } H_s = \frac{P_{atm} - P_V}{\rho \cdot g} + \frac{V_s^2}{2 \cdot g} - \sigma \cdot g \cdot H \quad (2.40)$$

$H_s > 0$: la turbine peut être installée en dessus du niveau aval

$H_s < 0$: la turbine doit être implantée en dessous du niveau aval

Remarque

a- Le coefficient de Thomas σ est déterminé par des essais du modèle réduit en laboratoire. Sa valeur est fournie par le constructeur lui-même [1].

Des études statistiques ont, également, été faites en fonction de nQE pour les turbines Francis et Kaplan. Elles permettent d'estimer la valeur de H_s :

$$\text{FRANCIS : } NPSE = \frac{P_{atm} - P_V}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} - gH_s \quad (2.41)$$

$$\text{KAPLAN : } NPSE = \frac{P_{atm} - P_V}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} - gH_s \quad (2.42)$$

b- P_{atm} décroît en fonction de l'altitude. $P_{atm}=1,01 \text{ bar}$ au niveau de la mer.

A 3000m d'altitude au dessus de la mer $P_{atm}=0,65 \text{ bar}$.

La figure 2.28 donne des limites de cavitation en fonction de la vitesse spécifique [1]

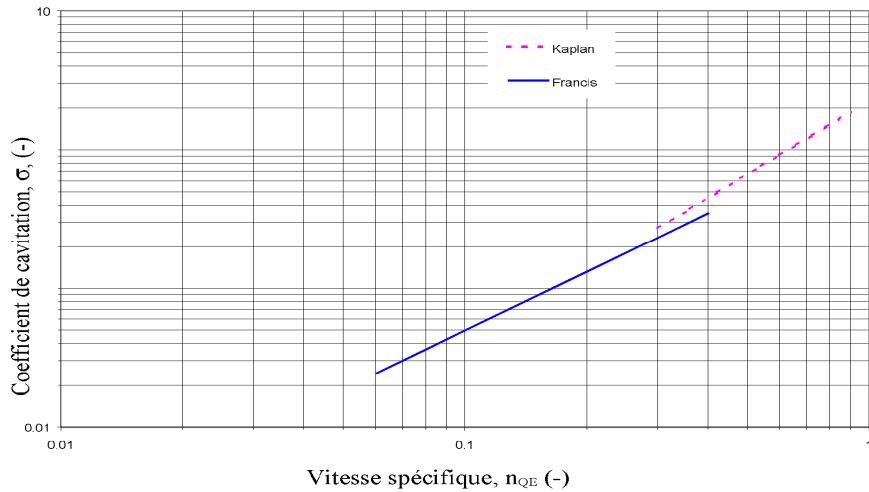


Figure 2.28: Valeur du coefficient de Thomas en fonction de la vitesse spécifique

D'après cette figure, on peut utiliser la relation de cohérence: $n_{QE} \leq 0,686 \cdot \sigma^{0,5882}$ (2.43)

c- Pour la **turbine Pelton**, par rapport à la forme testée en laboratoire, la cavitation peut apparaître sur des augets Pelton s'il y a un défaut de fabrication.

II.5- Conclusion

La connaissance des caractéristiques de chaque turbine permet de déterminer le choix de la turbine à utiliser quelque soit le site d'emplacement. Le choix de la turbine tient un rôle important sur la stabilité et la rentabilité de la centrale qu'on veut installer. De plus, nous avons fait des études détaillées sur la turbine Pelton, à cause du choix du site d'application qu'on abordera dans la suite.

La connaissance de ces différentes valeurs nous évoque une perte d'énergie de 11 % à travers la turbine Pelton. Son rendement est, alors, de l'ordre de 89%. La compréhension de son mode de fonctionnement est indispensable pour le choix de cette turbine afin de la maîtriser.

Le chapitre suivant permet de faire de simulation et des applications pratiques pour les deux chapitres que nous avons vus, comme la réalisation d'un logiciel (programme et interface) pour le dimensionnement de la conduite forcée ainsi que deux applications : le choix de la turbine Pelton et la dimensionnement de la conduite d'amenée de Saharivotry.

Chapitre III

SIMULATION ET APPLICATIONS

Dans ce dernier chapitre, nous présentons les simulations sous forme d'un logiciel composé d'un programme en C++ et d'interface, sous forme de programme orienté objet. Les logiciels que nous utilisons sont le Borland C++ et C++ Builder. Notre conception permet de dimensionner une conduite forcée. De plus, nous faisons des applications sur le choix des turbines et le dimensionnement de la conduite forcée en prenant le site de Sahalivotry exploré par HYDELEC Madagascar S.A. Là où nous avons fait un stage de courte durée pendant la préparation de cette recherche. Mais avant tout, nous allons présenter une notion sur le type d'installation au fil de l'eau.

III.1- LES PRINCIPALES INSTALLATIONS AU FIL DE L'EAU

III.1.1- Introduction

En générale, l'installation d'une centrale hydraulique comprend des étapes qui varient en fonction du type de lieu, des conditions locales et du type d'installation. Il s'agit de :

- *L'ouvrage de diversion* composé de : barrage, du déversoir, des organes de dissipation d'énergie, de passe à poisson, de l'organe de dotation pour le débit résiduel.
- *Le système d'acheminement d'eau* : la prise d'eau, les canaux, les tunnels, les conduites forcées, l'usine.

III.1.2- L'ouvrage de diversion

III.1.2.1- Le barrage

Le barrage et le déversoir vont détourner le mouvement de l'eau d'une rivière vers un système d'acheminement d'eau en direction de la centrale. Le choix du type de barrage dépend de topographie du terrain et la condition géotechnique qui caractérise la structure de sol.

Il existe plusieurs types de constructions de barrage comme le barrage en béton, le barrage en maçonnerie, le barrage en remblai, le barrage en bois.

Le barrage le plus utilisé pour l'installation de centrale hydroélectrique est celui qui est construit en béton. En réalité, ces barrages sont conçus pour :

- garantir une stabilité contre la rotation et le renversement.
- présenter une stabilité contre la translation et le glissement.
- tenir une surcharge en cas de faiblesse des matériaux [9].

Il y a trois formes de barrages en béton :

i)- Le barrage en poids :

Il est caractérisé par sa section trapézoïdale. Son avantage par sa forme le rend peu de sollicitation. Dans notre cas, installation au fil de l'eau, construction simple .On utilise cet barrage.

ii)- Le barrage en voûte :

Il est constitué d'une coque en béton à simple ou double courbure. Le côté convexe est dirigé vers l'amont. Si la vallée est très étroite et lorsque les rives sont très fortes, on peut entretenir l'implantation de ce barrage. Pour les installations avec réservoir en amont, avec des forts débits.

3i)- Le barrage en contreforts :

Il est constitué d'une face en amont continue qui est divisée en section verticale, séparé par des joints de dilatation. Chaque section est supportée par un contrefort. La section transversale du barrage ressemble à celle du barrage en poids.

III.1.2.2- Le déversoir et l'évacuateur des crues

Une rupture de barrage peut entraîner des graves conséquences à l'aval. Il doit adapter à l'élévation des crues dépassant la normale. Pour cette raison, on intègre dans le barrage ou la digue les passages de crue. Ces passages sont connus sous le nom de *déversoir ou évacuateurs des crues*. Le déversoir est caractérisé par son évacuateur d'eau fixe et petite sans vanne. Tandis que, l'évacuateur des crues a une plus grande structure et mobile c'est-à-dire avec vannes.

Dans notre cas, l'installation au fil de l'eau, un seuil déversant est construit dans le lit du cours d'eau. L'eau non utilisée (débit de restitution) s'écoule par dessus du seuil. Cette technique consiste à maintenir le niveau constant de l'eau afin d'assurer l'alimentation de la prise d'eau. La figure 3.1 montre les deux structures d'évacuation d'eau [3].

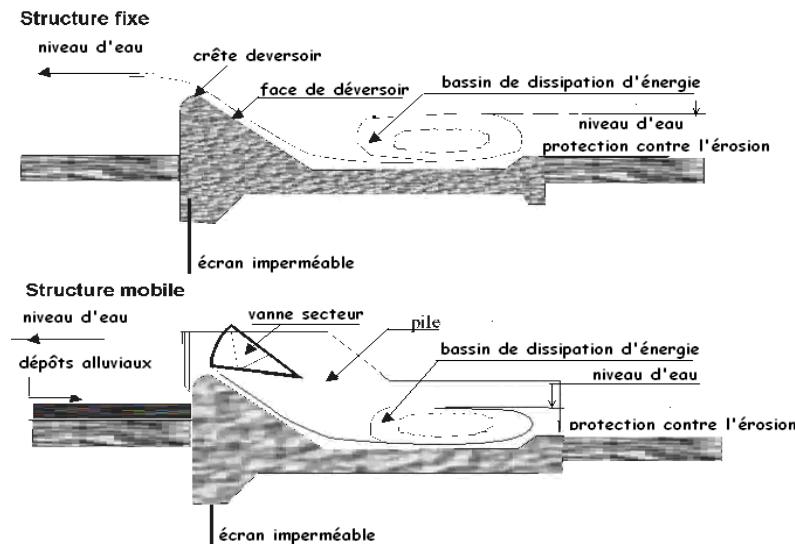


Figure 3.1: Vue descriptif des deux structures de déversoir.

Le déversoir a pour rôle de contrôler l'écoulement et de définir la relation entre le niveau amont et le débit en aval relativement en bas.

III.1.3- Le système d'acheminement d'eau

III.1.3.1- Bassin de décantation

La prise d'eau en rivière est conçue pour éliminer toutes sortes de matériaux apportés par le cours d'eau. Par contre, elle ne peut pas éviter l'entrée d'un sédiment en suspension. Pour cela, un bassin de décantation doit être installé en aval de la prise d'eau. L'objectif est de limiter les dommages possibles sur les équipements hydrauliques et mécaniques et le comblement des canaux et conduites.

Le bassin de décantation est basé sur le principe de diminution de vitesse et des turbulences d'écoulement acquises par élargissement du canal. Il est contrôlé par le déversoir en aval.

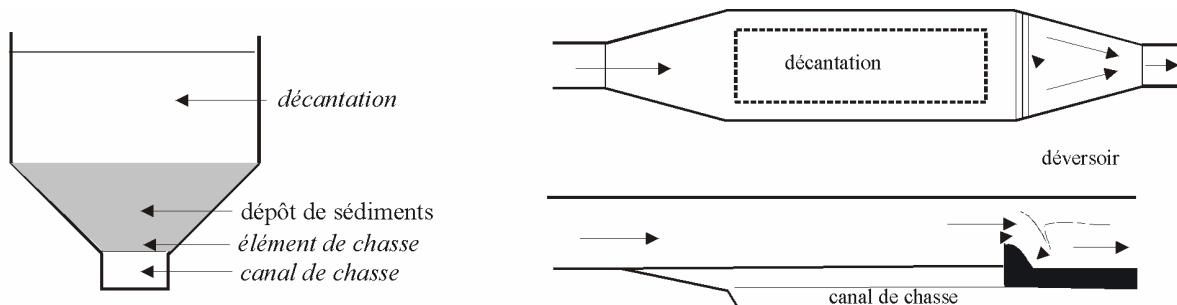


Figure 3.2: Schéma descriptif d'un bassin de décantation.

III.1.3.2- Conduites forcées

La conduite forcée est le moyen d'acheminement d'eau en direction vers la centrale. L'eau est entrée brutalement dans la conduite avec une forte pression après son écoulement habituel. Il existe deux types d'installation de conduite : la conduite apparue, la conduite enterrée.

Les conduites apparues doivent équiper d'un joint de dilatation pour éviter la dilatation cubique qui caractérise chaque matériau. Ainsi, le revêtement extérieur est important pour éviter la corrosion de la conduite.

Tableau 3.1: Type d'assemblage des conduites.

Conduite.	Type de soudure utilisée pour l'assemblage.
Conduite en acier	Mécano soudée ou munie d'un assemblage en tulipes et joints toriques ou brides soudées boulonnées sur terrain
Conduite en béton précontraint	Equipée d'un acier à la partie inférieur pour éviter les fuites. Assembler en tulipe et des joints de caoutchouc.
Tuyaux en fonte	Emboîtés en tulipes avec joints toriques.
Conduite en amiante ciment	Emboîtés en tulipes avec joints toriques.
Conduite en bois renforcée par des cercles de tôles d'acier	Assembler par des douves individuelles et des cercles d'acier (utilisé dans le pays en développement).
Tuyaux en plastique (PVC) (Enterrée à une profondeur $\geq 1m$)	Emboîtés en tulipes avec joints.
Tuyaux en Polyéthylène (PE). Pour la moyenne chute ($\leq 200m$)	Assembler sur place en soudure par fusion (ne nécessite pas de protection contre la corrosion)

III.2- PROGRAMMATION : DIMENSIONNEMENT DE LA CONDUITE FORCEE EN ACIER.

III.2.1- Introduction

Le choix et la dimension de la conduite à utiliser représentent l'un des principaux calculs qu'on doit faire lorsqu'on a un projet d'installation d'une centrale hydroélectrique. En général, la conduite en acier est la plus utilisée du côté matériaux, à cause de son adaptation au site ou au caractéristique du terrain. Le coût de ce matériau est plus compétitif par rapport à celui des autres (PVC, PE, fonte, béton...).

Ainsi, la perte d'énergie est facile à maîtriser. En plus, la durée de vie de ce matériau avoisine de celle de l'équipement en parallèle (environ 50 à 60 ans). La meilleure dimension est le seul garanti pour l'installation de la conduite afin d'éviter toutes sortes de problèmes soit dans l'écoulement, car il s'agit d'une ligne d'évacuation d'énergie, soit la pérennité de l'installation face à la variabilité temporelle, à la situation géologique de l'emplacement ainsi que de la condition chimique du sol. Ces raisons nous amènent à dimensionner spécialement la conduite en acier.

III.2.2- Les dimensions principales à déterminer

Une conduite forcée est définie par son diamètre intérieur D et son épaisseur e (Cf. Figure 3.3). La connaissance de ces deux valeurs est indispensable avant de passer aux calculs technico-économiques ainsi que d'autres étapes.

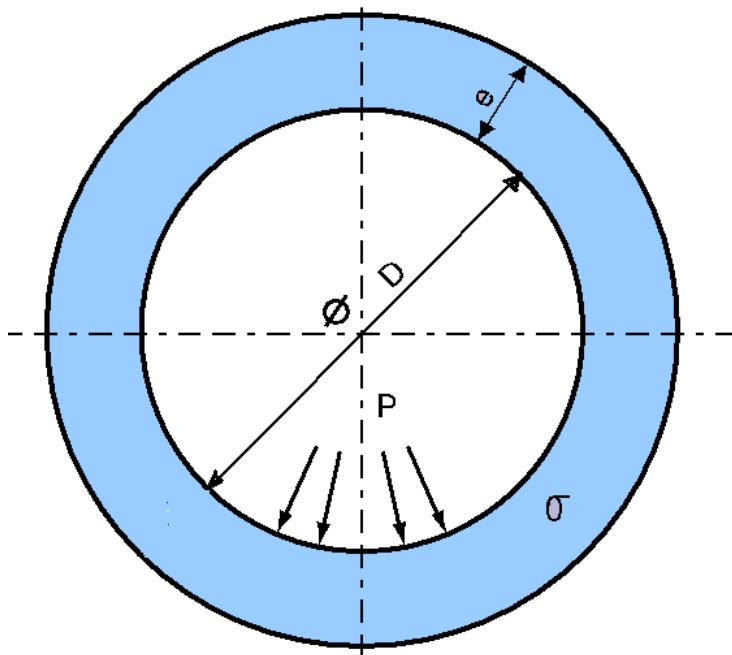


Figure 3.3: Vue de face d'une conduite.

III.2.3- Les données nécessaires à utiliser

1°- Les données caractéristiques du site

Elles regroupent :

- Le débit nominal Q de l'eau de rivière [m^3/s] ;
- La dénivellation ou la chute brute Hg [m] ;
- La longueur de la conduite L [m] .

2°- Les données complémentaires imposées ou choisies

Ces dernières rassemblent :

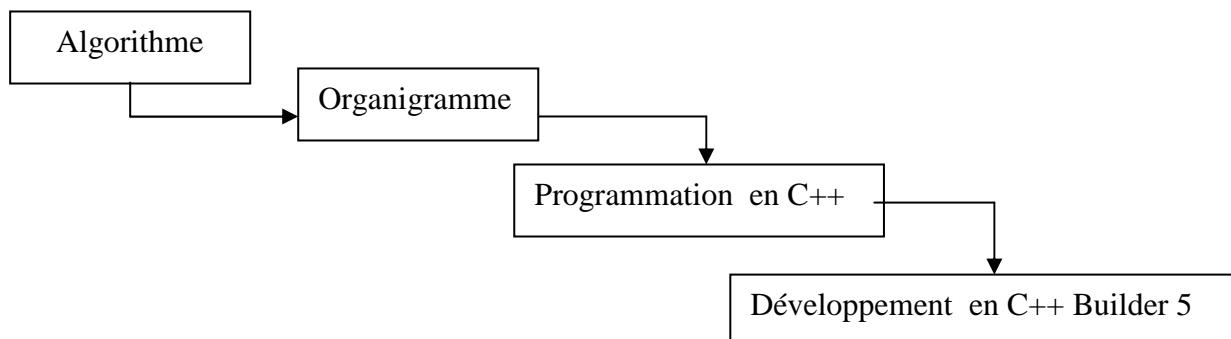
- Le temps de fermeture brusque t qui s'exprime en s;
- La perte de charge par frottement admise exprimée en m.

III.2.4- Mise au point

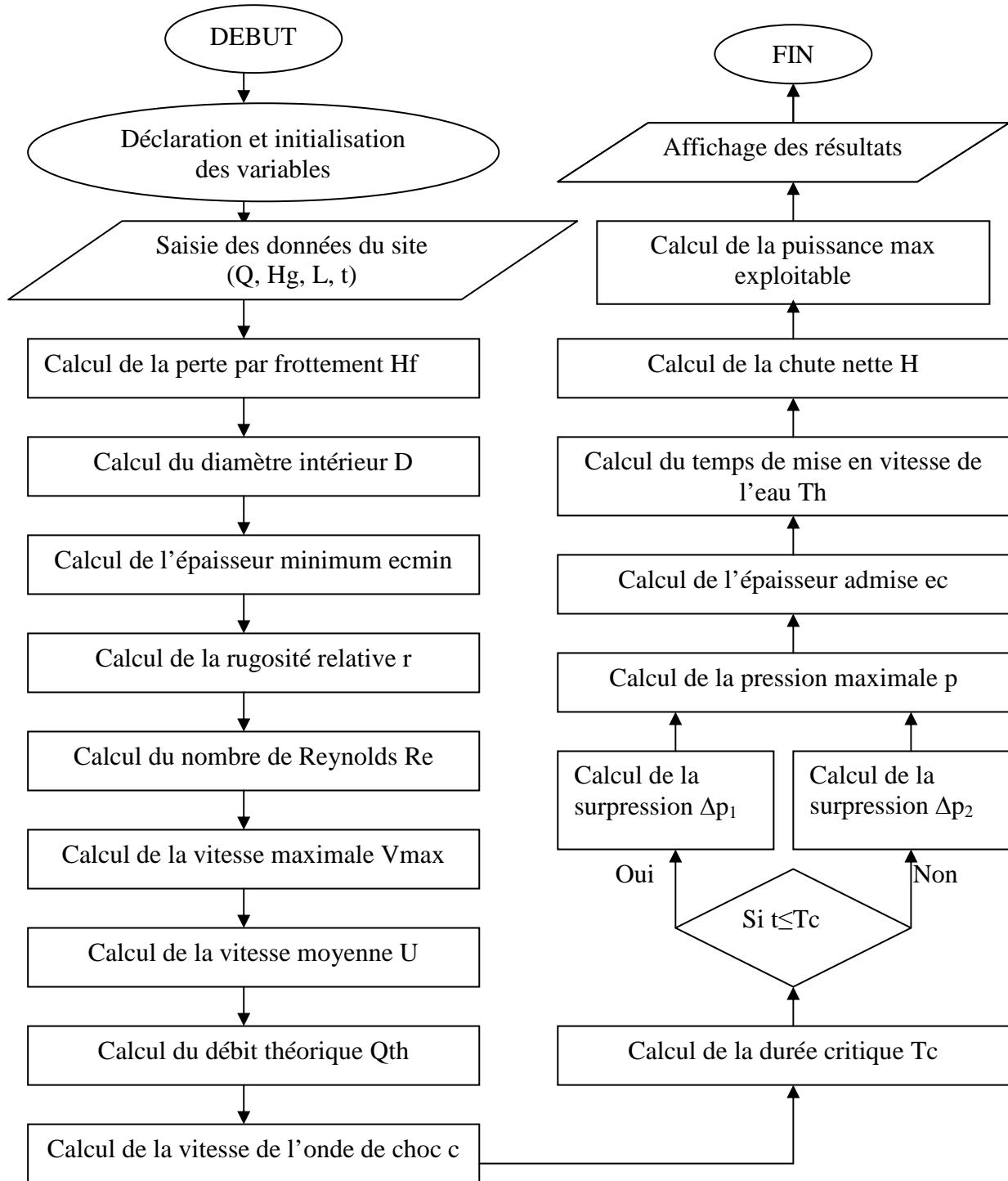
1. Le débit nominal Q est tiré de la courbe des débits classés telles que :
 - * $Q \geq Q_{250}$ pour une centrale fonctionnant en îlot.
 - * $Q = Q_{90} \text{ à } Q_{50}$ pour une centrale qui marche en parallèle.
2. La dénivellation est la différence entre le niveau amont et niveau aval du site d'installation.
3. La longueur de la conduite L dépend généralement de la forme du terrain d'implantation (géomorphologie du terrain). Les conduites sont installées sous le terrain. Donc, on peut le trouver à partir du profil en long du terrain.
4. Le temps de fermeture brusque
Il est brusque si $t \leq \frac{2L}{C}$ [10], [1]. En générale cette durée est inférieure à 10 s. Cet instant de fermeture n'est pas toujours celle de la vanne, mais en tous cas d'un arrêt immédiat ou imprévu, par exemple, si la tête d'injecteur est bouchée ou si le régulateur est en panne...
5. La perte de charge par frottement peut être imposée pour minimiser la valeur autant que possible dont la valeur maximale admise est de 4% de Hg.

III.2.5- Mise en oeuvre du Logiciel (Programme et Interface)

Le principe de création du programme et l'interface pour le calcul des dimensions de la conduite forcée sont décrits par l'organigramme suivant :



III.2.6- Organigramme général des calculs



III.2.7- Présentation du petit logiciel

Le but de sa création est de manipuler facilement le calcul.

III.2.7.1- Manipulation

Double clique sur l'icône **HydroLC**.

Cliquer sur : Fichier → Saisie → Entrée → Fichier → Affichage... → Quitter.

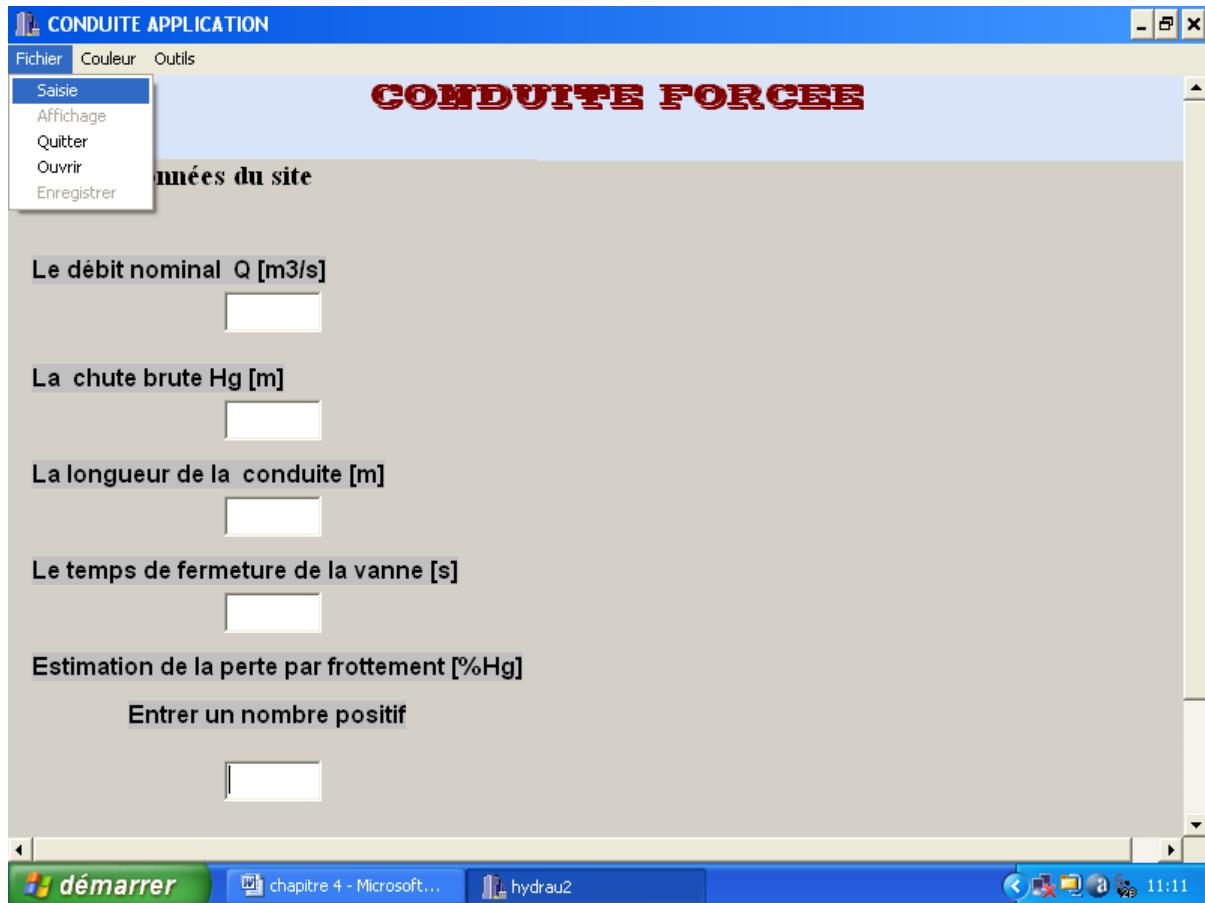


Figure 3.4: Interface de calcul

III.2.7.2- Affichage

A part, le dimensionnement de la conduite forcée en acier, le logiciel fournit différentes valeurs caractéristiques d’écoulements dans la conduite forcée. Comme le nombre de Reynolds Re , la surpression Δp au cours d’une fermeture de la vanne, la pression maximale p , la vitesse de l’onde élastique c , la puissance maximale exploitable sur le site et d’autres valeurs comparatives. La puissance maximale exploitable contribue au coût d’installation de la centrale. Pour un investissement inférieur, il est conseillé, à l’exploitant, de choisir une puissance à produire inférieure à la valeur obtenue.

III.2.8- Exemple

A titre d’exemple d’application, nous avons pris les données caractéristiques du site suivant : - La dénivellation $Hg = 85 \text{ m}$;

- Le débit nominal $Q = 3 \text{ m}^3/\text{s}$;
- La longueur de la conduite $L = 173 \text{ m}$;
- La durée de fermeture de la vanne $t = 3 \text{ s}$ et en prenant la perte de charge par frottement maximum admise $h_f = 4\% \text{ de } Hg$.

On saisit ces données de base dans la fenêtre réservée. On a comme résultat :

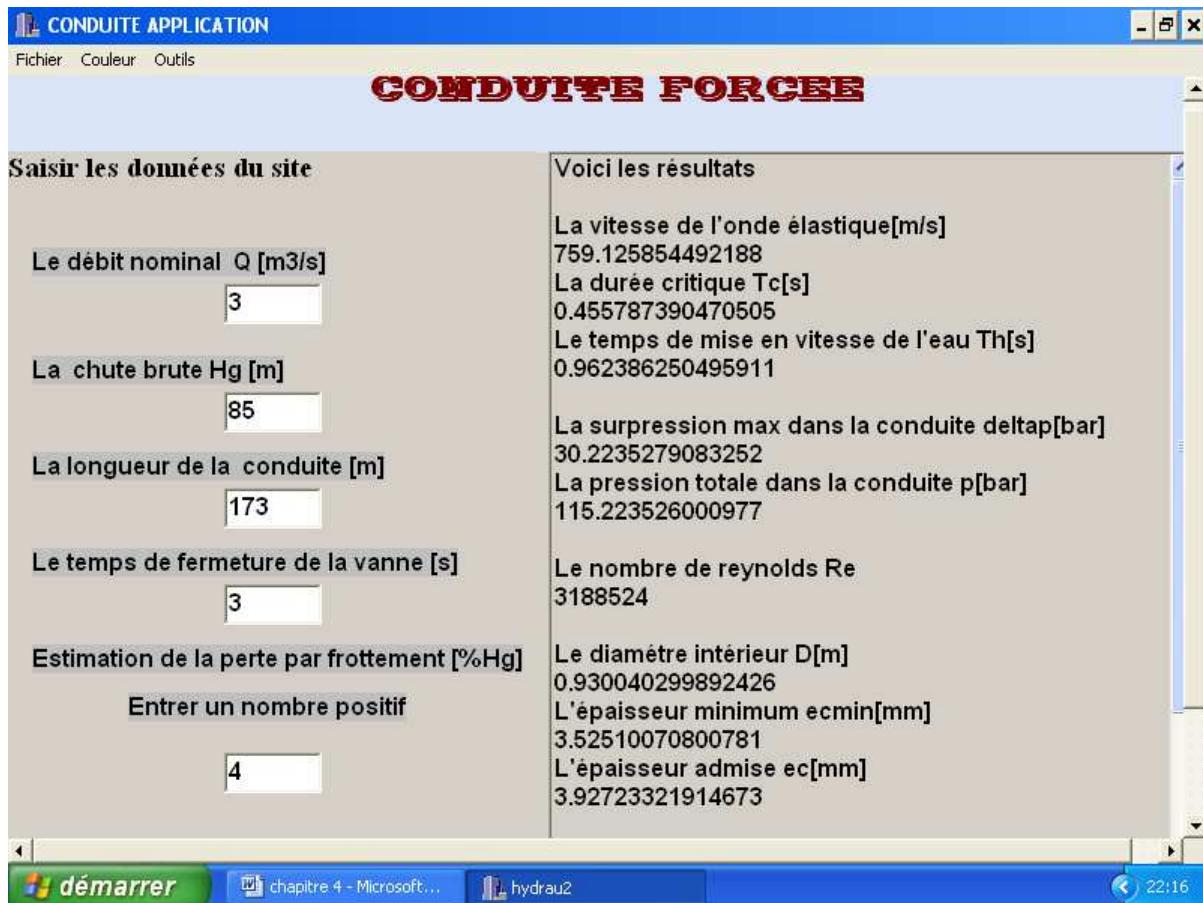


Figure 3.5: Interface (affichage des résultats)

Si on fait varier les valeurs de la perte de charge par frottement (en série de valeurs arrangées dans le tableau 3.2), on constate qu'au fur et à mesure qu'on augmente la valeur, le diamètre de la conduite diminue. Par contre, le nombre de Reynolds Re croît progressivement.

Tableau 3.2 : Variation de D, Re et e_c en fonction de H_f

H _f (%Hg)	1	2	3	4	5	6	7
Re	2 418 763	2 777 872	3 011 380	3 188 824	3 332 879	3 455 539	3 562 674
D (m)	1,2061	1,0591	0,9815	0,9300	0,8919	0,8619	0,8373
e _c (mm)	4,4893	4,1667	4,0164	3,9273	3,8683	3,8269	3,7969

H _f (%Hg)	8	9	10	11	12	13	14
Re	3 658 095	3 744 331	3 823 153	3 895 852	3 963 400	4 026 548	4 085 892
D (m)	0,8167	0,7988	0,7832	0,7693	0,7500	0,7456	0,7353
e _c (mm)	3,7746	3,7579	3,7454	3,7360	3,7292	3,7244	3,7212

Ces valeurs sont représentées par les courbes montrées dans la figure 3.6.

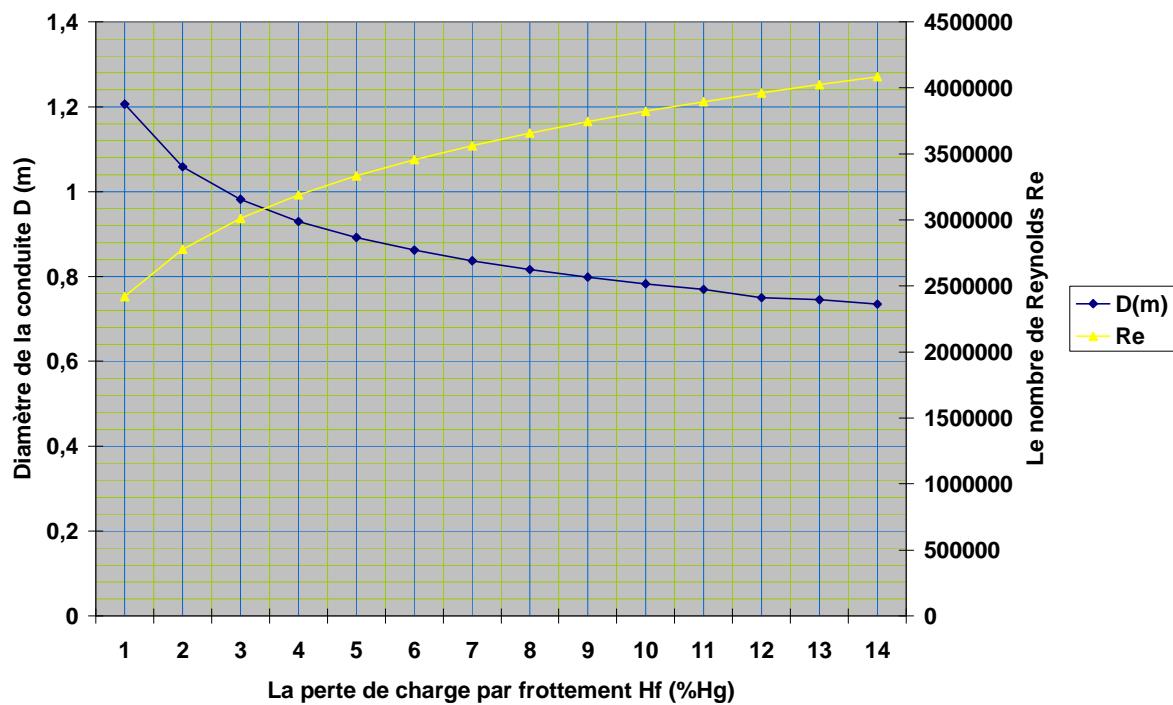


Figure 3.6 : Courbe d'évolution de D et Re en fonction de H_f

D'après cette figure, les courbes (diamètre D et le nombre de Reynolds Re) sont inversement proportionnelles et n'ayant qu'un seul point d'intersection. A partir du résultat obtenu, on prend la valeur de l'épaisseur correspondante. Alors, la valeur de $D = 0,95$ m soit 95 cm est choisie et l'épaisseur admise est de $e_c = 4$ mm.

III.3- APPLICATIONS : CAS DE SAHANIVOTRY

III.3.1- Localisation du site

Sahanivotry, Commune Rurale située à 30 km au Sud *d'Antsirabe* sur le point kilométrique ou PK 197 de la Route Nationale 7, fait partie de la Région *Amoron'i Mania*.

La chute de *Miadana* dans la rivière *d'Ampamehana* sera exploitée pour l'installation de la centrale hydroélectrique.



Figure 3.7 : Vue de la chute de Miadana

III.3.2- Les ouvrages existants

III.3.2.1- Le barrage de dérivation

Le système de déviation d'eau est constitué d'un barrage en béton sous forme de barrage en poids avec vanne évacuateur de crue de 3 m d'ouverture. On peut l'appeler également *barrage - déversoir*.



Figure 3.8: Barrage de déviation

III.3.2.2- La prise d'eau

La prise d'eau a une ouverture de 3,60 m et composée de bassin de décantation, de grille avec Dégrilleur automatique suivi de la chambre de mise en charge et d'une vanne wagon rectangulaire avec joint caoutchouc, type note de musique qui se trouve en amont de la conduite

Un bassin de décantation permet d'empêcher l'entrer des matières en suspension comme les sables et les cailloux dans la conduite. Il permet aussi d'éviter les dégâts qui peuvent se produire.

Suite à une diminution de la vitesse de l'écoulement, les sables vont être accumulés au fond du bassin. Puis, deux vannes dessableuses au coté gauche les évacuent

Une grille avec Dégrilleur automatique se présentant comme une sorte de filet métallique, sert à bloquer les débris plus volumineux (exemple, les débris organiques)

L'espacement du barreau est de l'ordre 25mm, cette sélection est prévue pour la turbine Pelton.



Figure 3.9: Prise d'eau – Bassin de décantation



Figure 3.10: Grille

Le Dégrilleur fonctionne automatiquement grâce à l'existence de deux sondes qui mesurent la différence de niveau entre l'amont et l'aval de la grille. Si la grille est bouchée, sa section libre diminue et il y a une augmentation des pertes de charge et de la différence du niveau. Lorsque cette différence atteint une certaine valeur, les sondes donnent un signal et commandent la mise en marche du Dégrilleur. Ce dernier est arrêté, soit par une minuterie soit par le fait que la différence de niveau est redevenue normale.



Figure 3.11 : Dégrilleur et vanne (bleu)

3.2.3-La conduite (pipes) :

C'est l'ensemble des tubes en acier fabriqué en Europe dont la longueur de chaque tube est de 4 m. Mécano – soudés. La forme de joint ressemble à une olive qui s'appelle *souage*. L'assemblage se fait sur place et suit le sens d'écoulement de l'eau à travers la conduite.

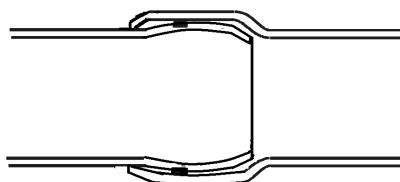


Figure 3.12 : Souage (suage)

Les pipes sont revêtues d'une peinture anticorrosive à base de brè - époxy et d'une plaque anti-corrosive ce qu'on appelle anode anticorrosive sur la partie qui n'est pas souterraine. Ce processus conserve la conduite d'avoir une durée de vie assez longue, plus de 50 ans.



Figure 3.13: Conduite forcée et cheminée d'équilibre - préparation de la pipe

III.3.2.4- La vanne de pied

La vanne à l'entrée de la turbine est une vanne de garde commandée électriquement. Sa vitesse de rotation est de l'ordre de 18 tours/ min et ayant une pression de fermeture de 200Nm et de fréquence 60Hz. L'amont de sa tête possède un diamètre d'environ 900mm.

Cette vanne est choisie à l'entrée en raison de son caractère facile à manipuler.

Elle peut fermer rapidement en cas de dommage qui peut se produire au niveau de la centrale. En cas de variation de débit, elle fonctionne avec le régulateur de la turbine. Elle est aussi facile à régler. Pourtant, elle provoque une perte de charge considérable par rapport à la vanne sphérique.



Figure 3.14 : Vanne de garde

III.3.2.5- La turbine utilisée

C'est la turbine Pelton, fabriquée en Chine. Il s'agit d'un fonctionnement en parallèle car il existe trois turbines ayant une puissance maximale $P = 5676 \text{ kW}$, un rendement $\eta = 89\%$. Elle a une vitesse de rotation 428,6 tour/min et une vitesse d'emballage de 771,5 tour /min. Cette turbine d'axe horizontal possède aussi deux injecteurs d'un diamètre intérieur de 600 mm et d'épaisseur 25mm pour le faire tourner à cette vitesse de rotation. Elle est accompagnée d'un générateur synchrone (même vitesse de rotation) et de puissance d'utilisation 6875 kV ainsi que de fréquence 50 Hz.



Figure 3.15: Turbine Pelton et générateur

III.3.3- APPLICATION N°1: Choix de la turbine à installer

Sahanivotry a des données caractéristiques :

- Le débit nominal de la rivière $Q = 9,36 \text{ m}^3/\text{s}$;
- La chute brute $H_g = 243 \text{ m}$;
- La chute nette $H = 210 \text{ m}$.

1^{ère} étape : Choix à partir de la chute nette et du débit

La chute nette correspond aux domaines d'utilisation d'une turbine Francis, Pelton et Turgo (Cf. tableau 2.5). D'après la figure 2.27 (Domaine d'utilisation des turbines en fonction de Q), le débit correspond aux enveloppes des turbines Francis et Pelton.

2^{ème} étape : Variation du débit turbinable

D'après le tableau 2.1:

- Le débit minimum turbinable de la turbine Pelton est de 10% de débit maximum. C'est-à-dire que la turbine Pelton peut fonctionner à partir de 10% de débit maximum.
- Pour la turbine Francis le débit minimum turbinable est de 30 % de débit maximum.

Ainsi, au cas où il y a une diminution extrême du débit, seul la turbine Pelton peut être utile. Notre installation est au fil de l'eau ; il n'y a pas de réservoir de stockage. Le débit de la rivière varie considérablement surtout pendant la saison sèche (mois d'août jusqu'au mois d'octobre). Par conséquent, le débit turbinable risque d'être moindre. Une réponse à cette variation de débit sera le choix d'une turbine Pelton (Cf. Tableau 2.6).

3^{ème} étape : Choix de la vitesse de rotation n

On a vu qu'auparavant, la vitesse de rotation peut être déduite par la vitesse spécifique n_{QE} tel que :

$$n_{QE} = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{E^{\frac{3}{4}}} \rightarrow n = \frac{n_{QE} \cdot E^{3/4}}{\sqrt{Q}} = \frac{n_{QE} \cdot (9,81 \cdot 210)^{3/4}}{\sqrt{9,36}} = 99,9489 \cdot n_{QE}$$

Si on sélectionne une Pelton à un injecteur, on a vu dans le tableau 2.3

$$\text{que : } n_{QE} = \frac{0,0859}{H^{0,243}} = \frac{0,0859}{210^{0,243}} = 0,0234$$

Alors, $n = 99,9489 \times 0,0234 = 2,3414 \text{ tours/s} = 140,4828 \text{ tours/mn}$

$$\text{Le diamètre principal du cercle d'injecteur sera } D_1 = \frac{0,6 \cdot \sqrt{210}}{2,3414} = 3,7135 \text{ m}$$

Cette dimension énorme n'est pas réaliste du point de vue coût et de transport et installation. En plus, si on regarde le tableau 2.7, il n'y a pas de générateur correspondant à cette vitesse de rotation. La vitesse de rotation doit être synchrone, à une fréquence d'exploitation 50 Hz. Donc, il n'est pas possible d'avoir un fonctionnement en îlot. Pour cela, on procède à une installation en parallèle. On va diviser par trois le débit nominal pour avoir un débit nominal assez petit $Q/3 = 3,12 \text{ m}^3/\text{s}$

Si on part de ce raisonnement, on refait le calcul. Alors la vitesse de rotation: $n=173,1167 \cdot 0,0234 = 4,051 \text{ tours/s} = 243 \text{ tours/mn}$

Le diamètre du cercle d'injection sera $D_1=2,4325 \text{ m}$

Cette dimension est réduite par rapport à celle du choix mais elle n'est pas encore convenable.

Si on multiplie le nombre d'injecteur, $n_{QE} = 0,0234 \cdot n_{inj}^{0,5} = 0,0234 \cdot 2^{0,5} = 0,0331$

Pour 2 injecteurs $n=0,0331 \cdot 173,1167 = 5,7288$ tours/s = 343,7328 tours/mn.

$$D_1 = \frac{0,6\sqrt{210}}{5,7288} = 1,5177 \text{ m}$$

On voit que la vitesse de rotation est loin d'être synchrone. Ainsi, la dimension du cercle d'injection est encore grande. Pour cela, on va choisir une vitesse de rotation supérieure à la dernière valeur existante dans le tableau 2.8.

On va prendre $n=428$ tours/mn = 7,1333 tours/s

$$D_1 = \frac{0,6\sqrt{210}}{7,1333} = 1,2189 \text{ m} : \text{Diamètre du cercle d'injecteur.}$$

$$B_2 = 1,178 \sqrt{\frac{3,12}{2\sqrt{9,81210}}} = 0,2183 \text{ m} : \text{Largeur intérieure de l'auget.}$$

$$D_e = 1,68 \sqrt{\frac{3,12}{2\sqrt{210}}} = 0,5728 \text{ m} : \text{Diamètre de la tuyère de l'injecteur.}$$

Vérifions le rapport $\frac{D_1}{B_2} = \frac{1,2189}{0,2183} = 5,58 > 2,7$. On voit que cette vitesse de rotation

correspond aux dimensions de la turbine. Par conséquent, on a besoin de trois turbines Pelton fonctionnant chacun avec :

- un débit nominal $Q = 3,12 \text{ m}^3/\text{s}$;
- une chute nette $H = 210 \text{ m}$;
- une vitesse de rotation $n = 428$ tours/mn.

Le tableau 3.3 récapitule les résultats des dimensions principales de chaque turbine.

Tableau 3.3 : Comparaison des résultats

Dimensions calculée	D1=1,21 m	De=0,572 m	B2 = 0,218m
Dimensions installée	D1=1,20 m	De = 0,60 m	B2=0,21 m
Vitesse de rotation	Installée	n = 428,6 tours/mn	
	Choisie	n = 428 tours/mn	

En fait, le choix de la vitesse de rotation n est indispensable pour le choix, le dimensionnement et la synchronisation de la vitesse de la turbine avec le générateur. Ces dimensions correspondent bien à la réalité c'est-à-dire qu'on les a recueillie sur le site d'implantation.

4^{ème} étape : La cavitation

La turbine Pelton est une turbine à action, elle n'est pas victime de la cavitation en majeure partie. Ce phénomène apparaît uniquement sur l'auget lorsque la turbine n'a pas eu une similitude en laboratoire, c'est-à-dire il n'y a pas de test en laboratoire avant l'échelle industrielle. D'autre part, la cavitation attaque l'auget lorsque la turbine fonctionne encore après sa durée de vie donnée par le constructeur.

III.3.4- Forme du terrain

La côte du terrain est formée d'un ensemble de relief montagnard à forte pente avec des vallées étroites où le cours d'eau s'est encaissé. La conduite longe le bord de la topographie de ce relief. Elle part de la pente moyenne et connaît une descente brusque sur la forte inclinaison et des rampes afin qu'elle puisse traverser la rivière. Par conséquent, la conduite parcourt un chemin suffisamment long (environ 3000 m) avec des ondulations à partir de la prise d'eau jusqu'à la centrale.

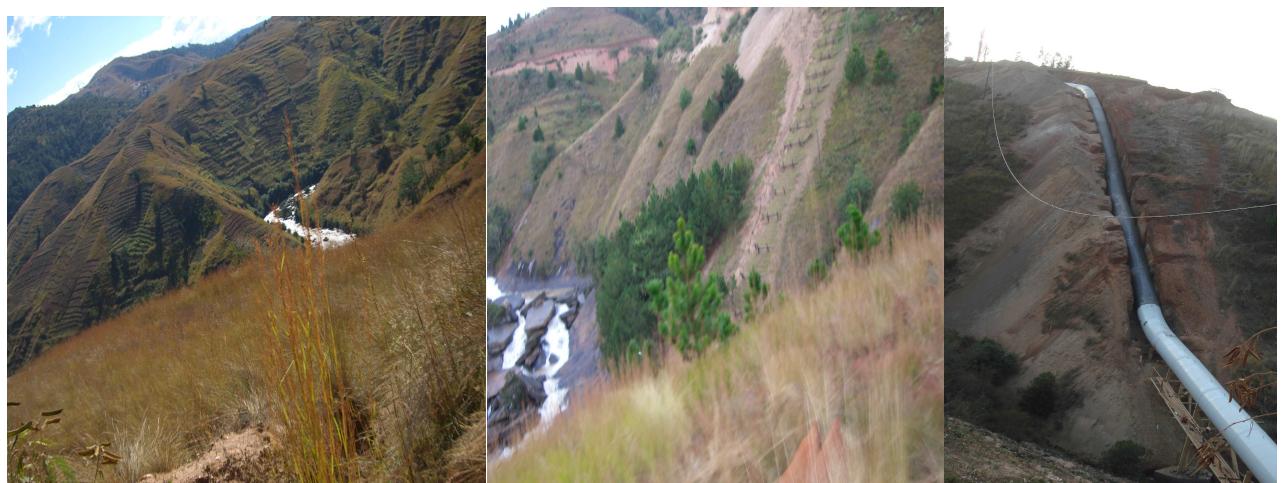


Figure 3.16: Terrain d'implantation de Sahanivotry

III.3.5- APPLICATION N°2 : Dimensionnement de la conduite forcée

Les données nécessaires du site de Sahanivotry pour dimensionner la conduite forcée sont :

- Le débit nominal de la rivière $Q = 9,36 \text{ m}^3/\text{s}$;
- La chute brute $H_g = 243 \text{ m}$;
- La chute nette $H = 210 \text{ m}$;
- La longueur d'implantation de la conduite $L= 2750 \text{ m}$;
- Pour la marge de sécurité, on prend le temps de fermeture brusque $t \leq 2L/c$. Cette valeur est donnée par le Logiciel « HydroL ». Alors, $t = 7,6 \text{ s}$;
- La perte de charge est choisie selon la dimension estimée. Donc, pour déterminer la dimension nominale, on fait varier la perte de charge H_f .

La longueur L se décompose en trois parties : $L = L_1 + L_2 + L_3$. La chute brute n'est pas uniforme mais correspond à la forme du relief. De ce fait, elle est composée de trois chutes considérables : H_1 , H_2 , H_3 . Le détail de son tracé est donné par le profil suivant :

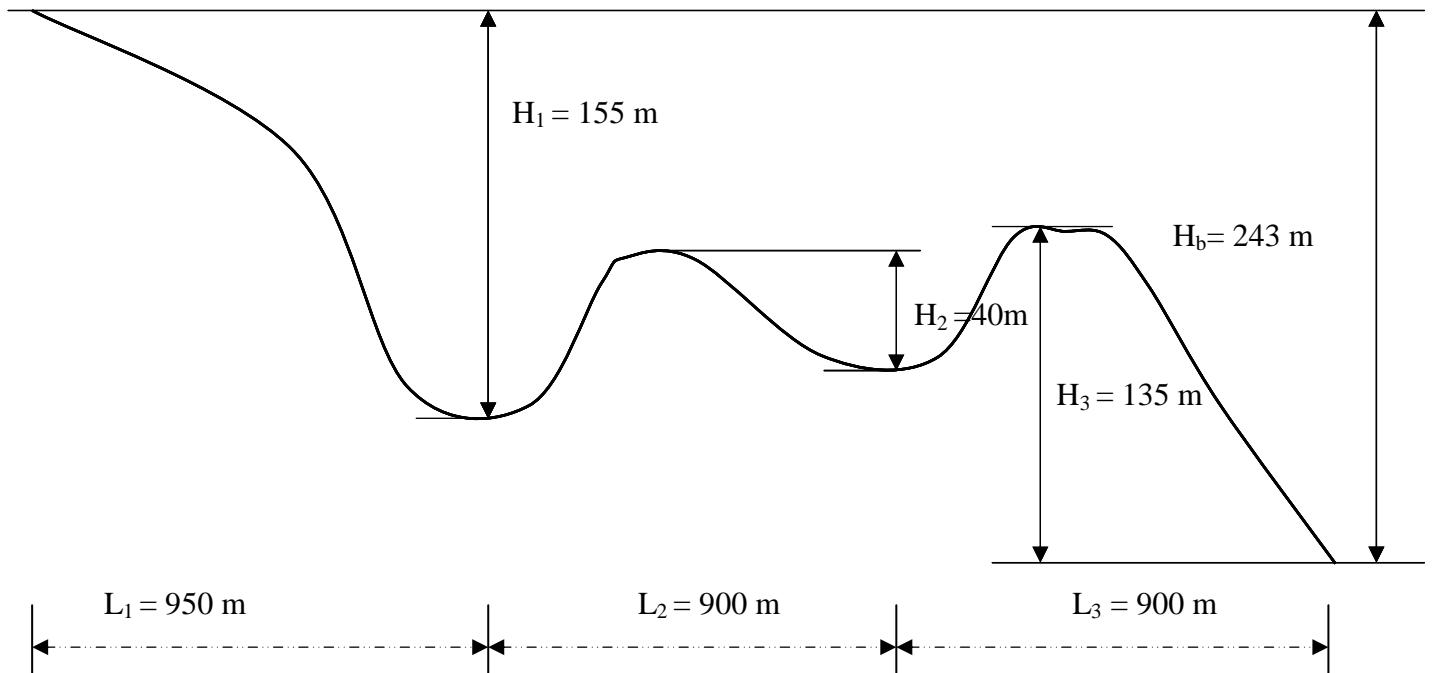


Figure 3.17 : Chemin d'installation de la conduite de Sahanivotry

III.3.5.1- Méthode de calcul

D'après la figure 3.17, l'installation comporte trois pics à savoir H_1 , H_2 et H_3 . Pour dimensionner la conduite, il faut calculer, tranche par tranche, la longueur de 2750 m et la chute brute de 243 m.

III.3.5.1.1- Tranche N°1

Les données du site exploitées sont :

- Le débit nominal de la rivière $Q = 9,36 \text{ m}^3/\text{s}$;
- La chute $H_1 = 155 \text{ m}$;
- La longueur d'implantation $L_1 = 950 \text{ m}$;
- Le temps de fermeture brusque $t = 7,6 \text{ s}$;
- La perte de charge par frottement H_f qui sera variée de 1 à 10 % H_g afin de choisir la dimension optimale qui s'arrange avec le site et d'autres facteurs à considérer.

On a le résultat affiché par la fenêtre de HydroL montrer par la figure 3.18.

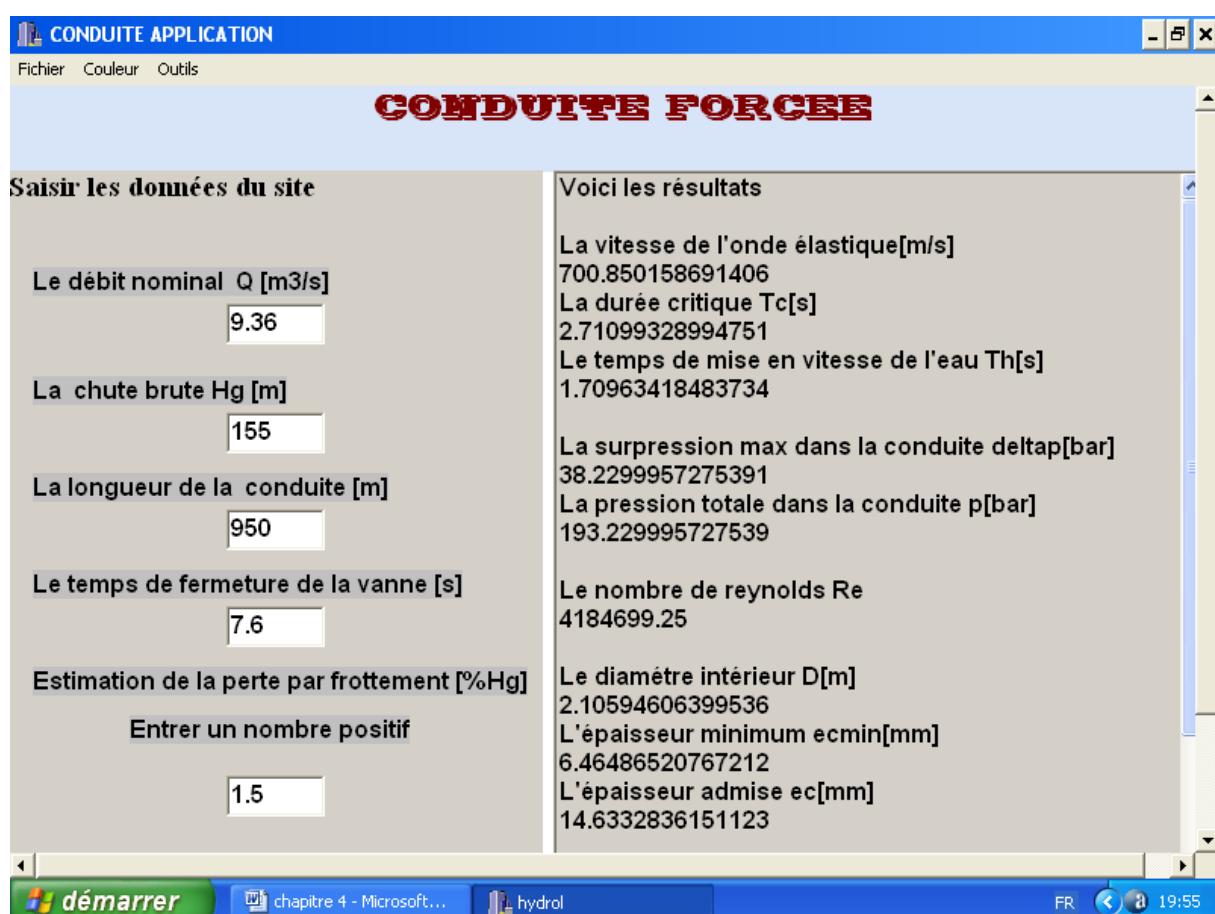


Figure 3.18 : Fenêtre tranche N°1

On prend différentes valeurs de la perte de charge par frottement H_f pour avoir des choix de la dimension dans cette première tranche. On a le tableau suivant :

Tableau 3.4: Valeurs de D_1 et ec_1 en fonction de H_{f1}

$H_{f1} (\% H_1)$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$D_1 (\text{m})$	2,2722	2,1059	1,9953	1,9135	1,8492	1,7966	1,7521
$ec_1 (\text{mm})$	15,2727	14,63	14,18	13,8934	13,6796	13,5148	13,384

4,5	5	6	7	8	9	10
1,7139	1,6803	1,6239	1,5776	1,5386	1,505	1,4755
13,2781	13,1909	13,0572	12,9616	12,8921	12,8412	12,8043

D'après le tableau 3.4, la deuxième colonne correspond approximativement aux données qu'on a mesurées sur le terrain :

- Le diamètre réelle de la conduite $D_{1r} = 2100 \text{ mm} = 2,10 \text{ m}$;
- L'épaisseur réelle $e_{c1r} = 14 \text{ mm}$.

Le choix de cette perte de charge de 1,5 % H_1 est donc optimal. Cette valeur est très inférieure à 4 %, valeur maximale admise pour une conduite de moyenne longueur.

Pour l'épaisseur, la valeur qu'on a trouvée excède de 0,63 mm. Ceci est dû principalement au choix du temps de fermeture brusque $t = 7,6 \text{ s}$. Cette donnée a une influence majeure sur l'épaisseur. Elle est la seule responsable de la sécurité de la conduite au cas où il y aura de dépression énorme. Donc, pour avoir l'épaisseur réelle, il faudra qu'on augmente la durée de fermeture de 9 à 10 s. D'autre part, cette dimension n'existe pas dans la pratique du point de vue commerciale. On prend la valeur sans décimale. En plus, l'installation comporte une cheminée d'équilibre ; elle va compenser la valeur de l'épaisseur trouvée.

a- Tranche N°2

Les données du site exploité sont :

- Le débit nominal $Q = 9,36 \text{ m}^3/\text{s}$;
- La chute $H_2 = 40 \text{ m}$;
- La longueur d'implantation $L_2 = 900 \text{ m}$;
- Le temps de fermeture $t = 7,6 / 2 \text{ s} = 3,8 \text{ s}$.

Cette durée correspond au temps caractéristique d'un tronçon $t_{ca} = \frac{L}{c'}$

La pression hydrodynamique dans les deux tranches doit être voisine pour que la turbulence ne soit pas énorme. Pour qu'il n'y ait pas de perte de charge importante dans cette partie, on diminue à moitié la valeur de t . Le régime permanent peut être atteint rapidement et que l'écoulement est stable. La meilleure valeur est affichée ci-après :

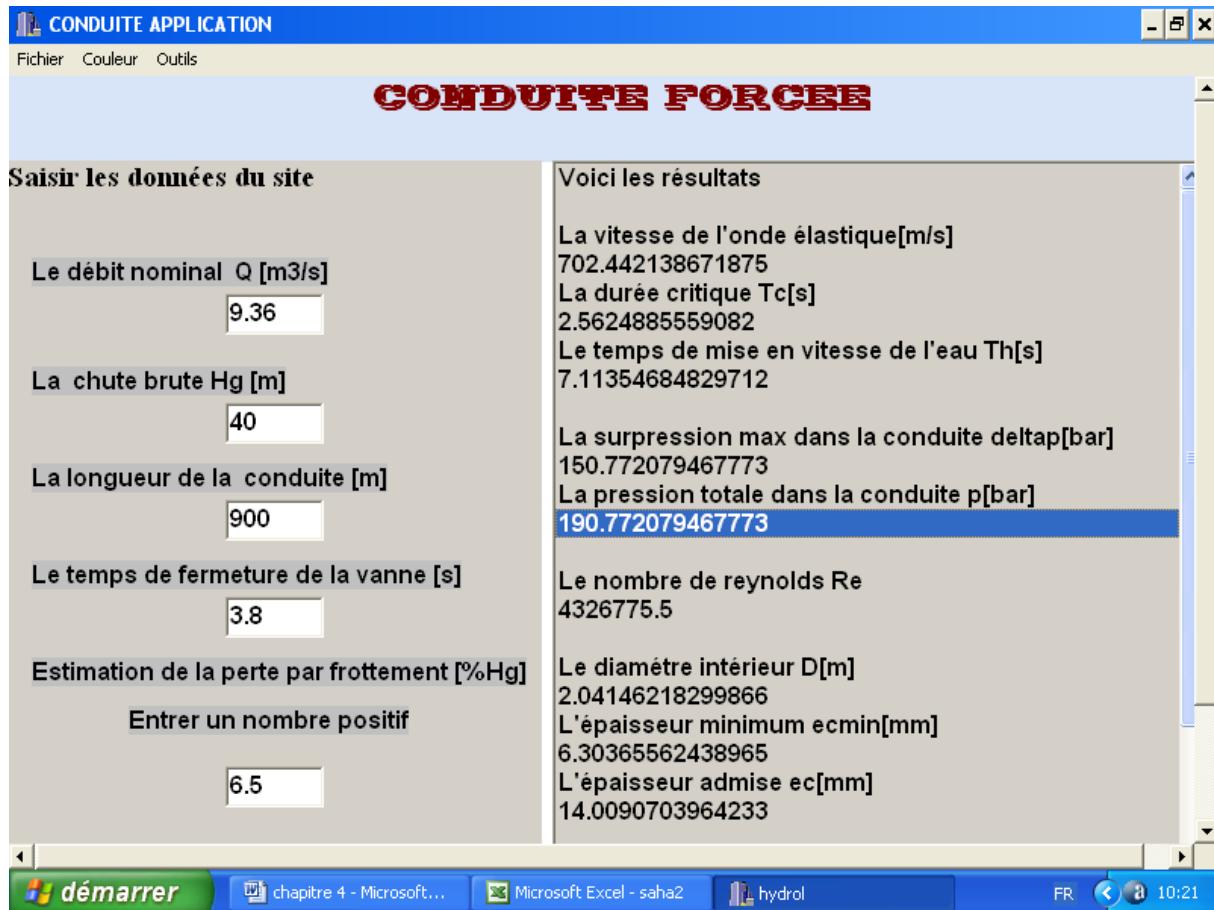


Figure 3.19 : Fenêtre tranche N°2

En faisant le même principe pour la perte de charge par frottement, on a le résultat du tableau 3.5.

Tableau 3.5 : Valeurs de D_2 et e_{c2} en fonction de H_{f2}

H_{f2} (% H_2)	1	2	3	4	5
D_2 (m)	2,8997	2,5463	2,3599	2,236	2,1443
e_{c2} (mm)	8,4494	10,5908	11,4665	12,2611	12,9948

6	6,5	7	7,5	8	9	10
2,0723	2,0414	2,0132	1,9874	1,9635	1,9206	1,883
13,6809	14,009	14,3285	14,6399	14,9441	15,5326	16,0977

D'après ces valeurs, on remarque qu'on n'a pas la valeur choisie tant que la perte de charge est de 6,5 % H_2 . Celle ci correspond à la donnée recueillie sur le site. L'augmentation est due à la réduction du diamètre de 10 cm pour avoir une pression voisine de celle de la première tranche. On aperçoit aussi que l'épaisseur accroît progressivement en fonction de la perte de charge par frottement, sous l'effet de cette mise en évidence de la pression.

b- Tranche N°3

Les données du site utilisées sont :

- Le débit nominal $Q = 9,36 \text{ m}^3/\text{s}$;
- La chute $H_3 = 135 \text{ m}$;
- La longueur d'implantation $L_3 = 900 \text{ m}$;
- Le temps de fermeture brusque $t = 7,6 \text{ s}$.

Le résultat pour $H_f = 2,5 \%$ Hg est donné par la fenêtre de calcul suivant :

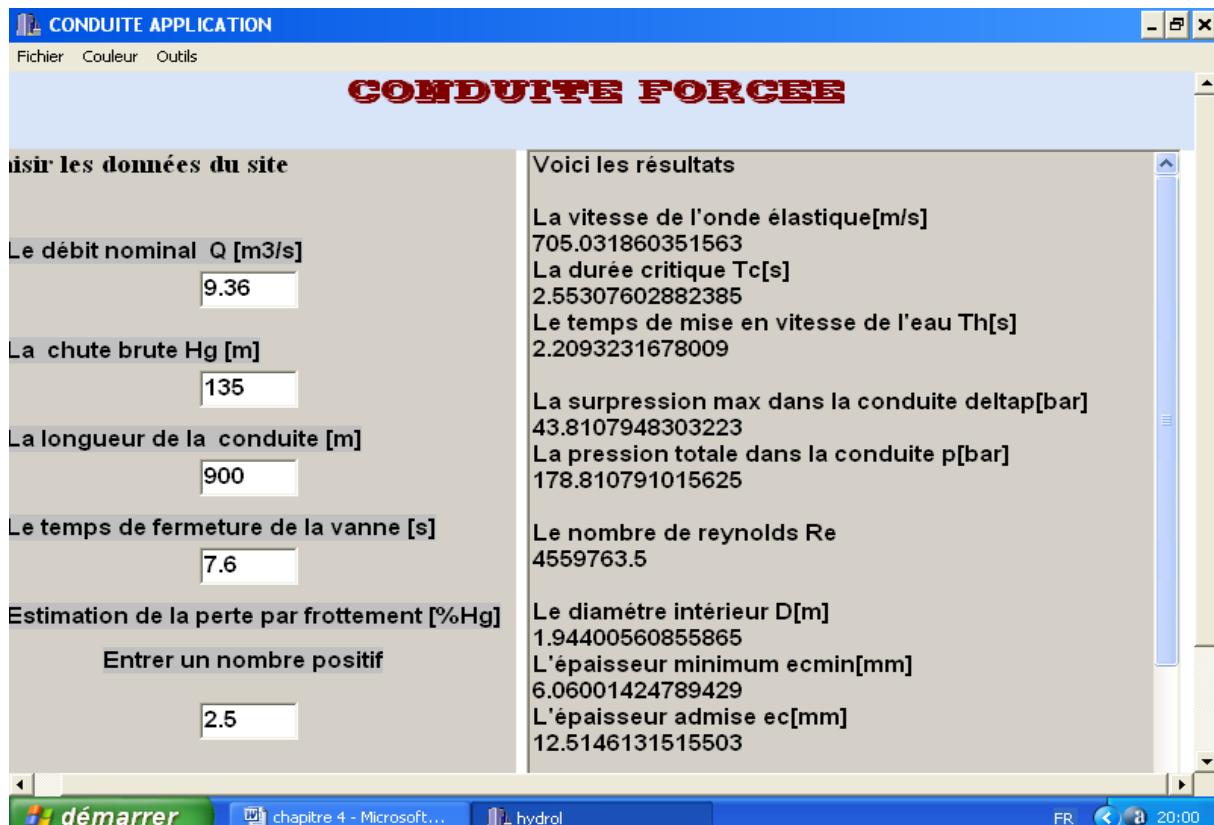


Figure 3.20 : Fenêtre tranche N°3

En utilisant le même procédé, on augmente la valeur de H_f et on aura le tableau 3.6.

Tableau 3.6: Valeurs de D_3 et ec_3 en fonction de H_{f3}

$H_{f3} (\% H_3)$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$D_3 (\text{m})$	2,3084	2,1394	2,027	1,944	1,8786	1,8251	1,78
$ec_3 (\text{mm})$	13,6891	13,1123	12,7579	12,5146	12,3366	12,2	12,0946

4,5	5	6	7	8	9	10
1,7411	1,707	1,6497	1,602	1,563	1,5289	1,499
12	11,94	11,8372	11,7663	11,7174	11,6842	11,6627

Pour cette troisième tranche, les dimensions réelles sur terrain sont :

- Le diamètre $D_{3r} = 1950 \text{ mm} = 1,95 \text{ m}$;
- L'épaisseur $e_{c3r} = 12 \text{ mm}$.

Elles sont voisines de celles de la cinquième colonne du tableau 3.6 qui correspondent à $H_f = 2,5 \% H_3$. Cette valeur est admissible si on fait la comparaison avec les valeurs réelles. La diminution du diamètre de 5 cm contre 10 cm a permis de réduire H_f (par rapport à ce qu'on a trouvé dans la tranche N°2).

D'ailleurs, la montée n'est pas raide pour la tranche N°3. La pente est suffisamment longue pour compenser cette perte due à la rampe.

III.3.5.2- Résumé

Le tableau 3.7 récapitule les résultats obtenus et les dimensions réelles de la conduite.

Tableau 3.7: Comparaison des résultats

Observations	Dimensions	Tranche N°1	Tranche N°2	Tranche N°3
		$L_1 = 950 \text{ m}$	$L_2 = 900 \text{ m}$	$L_3 = 900 \text{ m}$
Mesure sur terrain	Diamètre	2100 mm	2000 mm	1950 mm
	Epaisseur	14 mm	14 mm	12 mm
Dimensions obtenu par HydroLC	Diamètre	2105 mm	2041 mm	1944mm
	Epaisseur	14,63 mm	14,00 mm	12,51 mm
La perte de charge par frottement		1,5 % H_1	6,5 % H_2	2,5 % H_3

III.3.5.3- Remarque

Les niveaux les plus bas de la conduite comportent des siphons de 60 cm de diamètre. Ces siphons permettent de purger la conduite au cours du remplissage. Cette précaution existe sur la conduite de plus grande longueur, pour éviter l'entrée d'air dans la conduite.

III.3.6- Conclusion

La différence entre ces résultats n'est pas considérable. Pour la théorie, la méthode proposée garde une large gamme de sécurité pour la conduite. On prend en compte la fermeture brusque. L'épaisseur a connu une hausse. D'autre part, on peut améliorer la perte de charge pour que l'écart des diamètres soit nul. On constate aussi que la perte de charge par frottement totale atteint 11 % Hg. En effet, plus la conduite est longue plus la perte de charge par frottement est grande. Cette dernière peut dépasser 4%. En pratique, le choix de la dimension dépend du coût, au dernier instant. Les dimensions calculées pour chaque tranche doivent être réelles et existantes sur le marché. Des chiffres bien appropriés sont ainsi nécessaires.

CONCLUSION GENERALE

Notre contribution concerne l'étude d'un projet d'installation d'une centrale hydroélectrique au fil de l'eau, en prenant le site de Sahanivotry, Antsirabe pour applications. Une descente sur le terrain a été nécessaire pour connaître l'état des lieux et le fonctionnement de la centrale. Elle se focalise dans le domaine de haute chute en servant de la turbine Pelton.

Nous avons élaboré une méthode numérique pour dimensionner la conduite forcée en acier. Nous avons aussi apporté une méthode pratique pour le choix de la turbine à installer que nous avons appliqué directement au cas de Sahanivotry.

Les résultats de ce travail montrent que le choix d'une turbine dépend de son pré - dimensionnement. La mesure sur terrain et le calcul ont connu un écart de 0,139 % pour la vitesse de rotation. Cette différence apparaît lors de la conception de la turbine. Le constructeur a sa propre méthode pour la réalisation, le dimensionnement et la détermination de la vitesse de rotation définitive.

D'autre part, la méthode proposée par le dimensionnement donne des résultats sensiblement égaux par rapport à ceux de la réalité. Ce dimensionnement de la conduite ne peut pas être accepté tant que tous les autres paramètres influant sont pris en compte, tel que l'onde de chocs et les pertes de charge... Pour cela, il faut analyser les données à entrer pour que les résultats ne soient pas erronés.

Mais, comment se manifeste la stabilité de la centrale, face à ces installations et aussi à la cheminée d'équilibre et régulateur ? Ces dernières occupent un rôle important sur la stabilité ou bien le cas inverse. L'étude de cette stabilité mérite d'avoir une autre étude plus approfondie comme l'analyse de la sensibilité des tous les paramètres mis en jeu. Ainsi, la demande du réseau électrique est sans cesse variée. Les turbomachines au sein de la centrale doivent s'adapter à cette situation. Alors, ce travail mérite d'être continu approfondi dans la suite en abordant ce domaine de stabilité.

En outre, la variation du débit est aussi un autre problème. Elle est sensible au problème environnemental. Ainsi, la forêt tient un rôle indispensable. L'installation d'une centrale ne sera disponible s'il n'y a pas de réserve durable d'eau. Il est, donc, intéressant de penser l'avenir de l'hydroélectricité face à la destruction de l'écosystème actuelle. Nous pouvons répondre aussi que la synergie de l'environnement et l'énergie peut donner des solutions durables sur ce sujet.

ANNEXE I

LIGNES DE PROGRAMMATION

```
#include <vcl.h>
#pragma hdrstop
#include "Unit1.h"
#pragma package(smart_init)
#pragma resource "* .dfm"
#include<stdio.h>

#include<math.h>
void main()
{
float Hg,Q,pertfrot,d,D,er,g,ec,pi,ecmin,r,Re,U,mu,Qmax,viscocin,massevol,S;
float vmaxcond,p, p0,deltap,L,n,E,t,es,contadm,kf,k,Tc,Th,c,i,N,N1;
float pertsing,rendturb,rendtransfo,rendgenerat,Peln,Phyd,Pmec,sommperte,H,V0;
massevol=1000; /*masse volumique de l'eau en kg/m3*/
viscocin=1.308e-6; /*[m2/s] viscosité cinématique de l'eau à 10°C*/
k=2.2e9; /*module de compressibilité de l'eau [N/m2]*/
kf=1; /*caractéristique de soudure*/
contadm=140; /*contrainte admissible en [N/mm2]*/
E=206e6; /*module d'YOUNG de l'acier en[N/m2]*/
n=0.012; /*coefficient de Manning pour l'acier soudé*/
er= 0.6; /*rugosité pour l'acier soudé en[mm]*/
g=9.81; /* accélération de la pesanteur en [m/s2]*/
pi=3.14159;
es=1e-3; /*épaisseur supplémentaire pour tenir compte la corrosion*/
/*entrée de donnée principale*/
printf("entrer la valeur de la débit nominale Q et la dénivellation Hg\n");
scanf("%f %f",&Q,&Hg);
printf("entrer la longueur de la conduite L\n");
scanf("%f",&L);
/*entrée de la durée de fermeture de la vanne*/
printf("entrer t,durée de fermeture de la vanne en seconde\n");
scanf("%f",&t);
/*choix de la perte de charge par frottement*/
printf("saisir la valeur de perte par frottement en fonction de Hg<=4pourcentde Hg\n");
printf(" entrer une valeur inférieur ou égale à 4\n");
```

```

scanf("%f",&i);

if(i<=14 && i>0.)
{
    pertfrot=(i*Hg)/100;
    /*valeur de la diamètre de la conduite*/
    d=(10.3*pow(n,2)*pow(Q,2)*L)/pertfrot;
    D= pow(d,0.1875);
    /*estimation de l'épaisseur minimum de la conduite*/
    ecmmin=2.5*D+1.2;
    /*calcul de la vitesse maximal existant dans la conduite*/
    mu=(g*pow(D,3)*pertfrot)/(L*pow(viscocin,2));
    /*calcul de le valeur de Re correspondant*/
    r=er/(D*1000); /*rugosité relative de la paroi*/
    Re=-2*sqrt(2*mu)*log10((r/3.7)+(2.51/sqrt(2*mu)));
    /*valeur théorique de la vitesse max*/
    vmaxcond=(Re*viscocin )/D;
    /*Le débit maximal*/
    S=(pi*pow(D,2))/4;
    Qmax=vmaxcond*S;
    /*La vitesse moyenne dans la conduite*/
    U=Q/S;
    /*calcul de la vitesse de l'onde de pression*/
    c= sqrt((k/massevol)/(1+(k*D/(E*ecmin))));

    /*calcul de la surpression dans conduite sous l'effet
    de fermeture vanne*/
    Tc=2*L/c;
    p0=Hg;
    {
        if (t<=Tc)
        {
            deltap=c*U/g;
        }
        else
        {

```

```

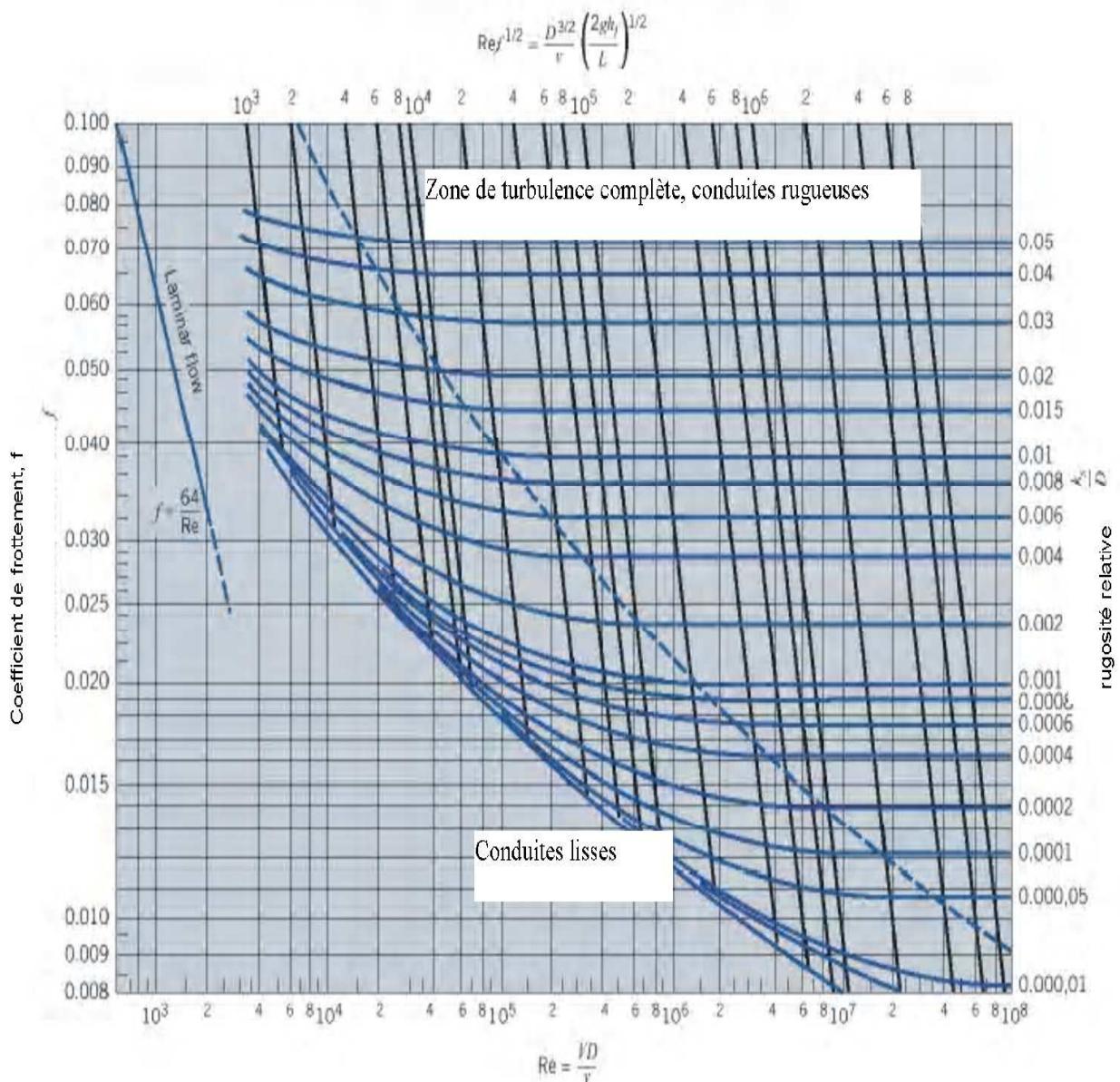
N1=(L*U)/(g*p0*t);
N=pow(N1,2);
deltap=p0*((N/2)+sqrt((pow(N,2)/4)+N));/*deltap en [bars]*/
}
p=deltap+p0; /*p en [bars] ou [m de colonne d'eau]*/
}
/*calcul de l'épaisseur de la conduite*/
ec=(((p*1e-1*D)/(2*contadm*kf))+es)*1e-1;
/*Estimation de la puissance électrique qu'on peut produire*/
/*Calcule de la chute nette */
V0=0; /* vitesse de l'eau restituer, négligeable pour le turbine à action*/
pertsing= 20*pertfrot/100; /*perte de charge singulière*/
rendturb=0.85;
rendtransfo=0.97;
rendgenerat=0.90;
sommeperte=pertfrot+pertsing;
H=Hg-sommeperte- pow(V0,2)/2*g;
Phyd= massevol*Q*g*H;
Pmec=rendturb*Phyd;
Peln= rendtransfo*rendgenerat*Pmec;
/*Le temp de mise en vitesse de l'eau dans la conduite*/
Th=(U*L)/(g*H);
/*Affichage*/
printf("La vitesse de l'onde dans la conduite c=% .4f (m/s)\n",c);
printf("La durée critique Tc=% .4f (s)\n",Tc);
printf("Le temps de mise en vitesse de l'eau Th=% .4f (s)\n",Th);
printf("La surpression deltap=% .4f (bar)\n",deltap);
printf("La pression maximal dans la conduite p=% .4f (bar)\n",p);
printf("L'épaisseur minimum ecmin=% .4f (mm)\n",ecmin);
printf("La vitesse maximal dans la conduite vmaxcond=% .4f (m/s)\n",vmaxcond);
printf("Le débit maximal dans la conduite Qmax=% .4f (m3/s)\n",Qmax);
printf("La vitesse moyenne dans la conduite U=% .4f (m/s)\n",U);
printf("Le nombre de Reynolds Re=% .4f\n",Re);
printf("Le diamètre intérieur minimum de la conduite D=% .4f (m)\n",D);
printf("L'épaisseur admissible de la conduite ec=% .4f (mm)\n",ec*1e3);

```

```
printf("La chute nette H=%f (m)\n",H);
printf("La puissance hydraulique disponible Phyd=%f (MW)\n",Phyd*1e-6);
printf("La puissance mécanique disponible Pmec=%f (MW)\n",Pmec*1e-6);
printf("La puissance électrique nette Peln=%f (MW)\n",Peln*1e-6);
if(L<5*Hg)
printf("La cheminée d'équilibre n'est pas nécessaire\n");
else
printf("La cheminée d'équilibre est indispensable\n");
}
else
printf("cette valeur n'est pas admise entrer une autre 0<i<= 15\n");
}
```

ANNEXE II

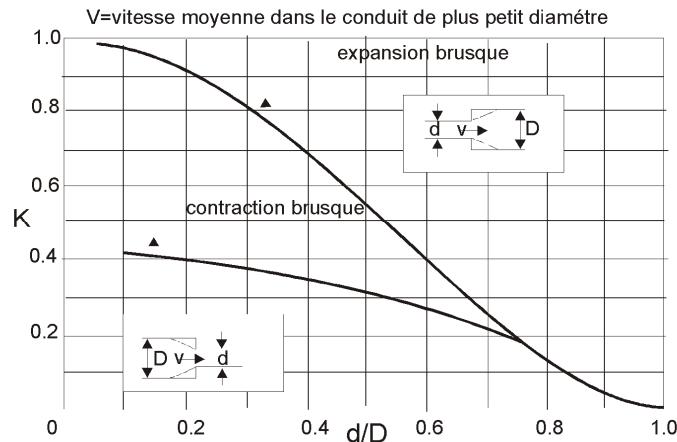
Diagramme de Moody



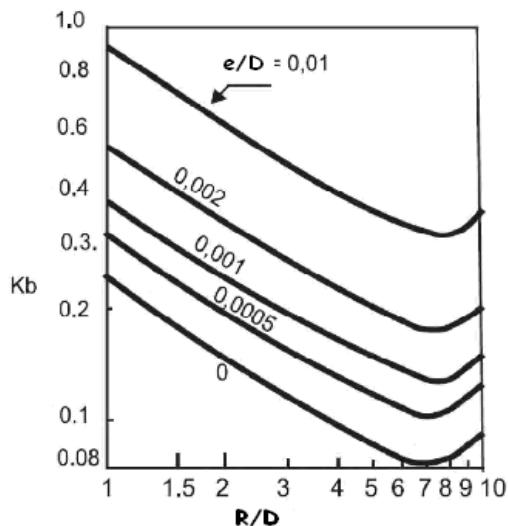
ANNEXE III

DIAGRAMMES POUR DIFFERENTS COEFFICIENTS DES PERTES DE CHARGE

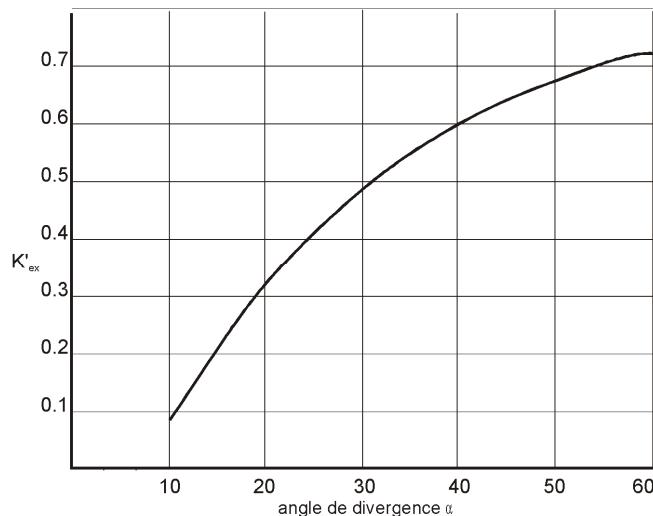
1- Valeurs de K_c et K_{ex} en fonction de d/D



2- Valeurs de K_b en fonction de R/D



3- Valeurs de K'_{ex} en fonction de α



ANNEXE IV

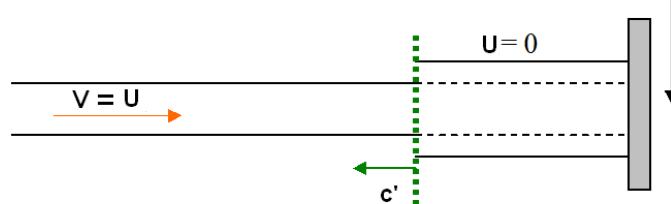
LES QUATRE PHASES DU COUP DE BELIER DANS UNE CONDUITE HYDRAULIQUE

VISUALISATION PHYSIQUE DU COUP DE BELIER

Analysons le cas d'une fermeture instantanée d'une vanne aval à l'instant $t_0 = 0$. La propagation du coup de bâlier ainsi généré se subdivise en quatre phases

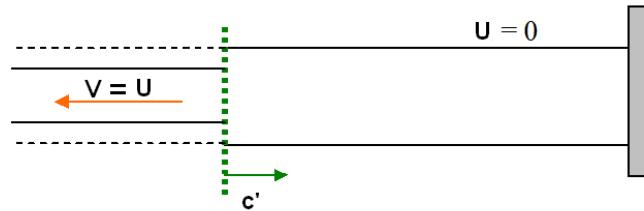
Phase 1 : $0 < t < t_{ca}$

Remontée d'une onde de surpression à partir de la vanne.



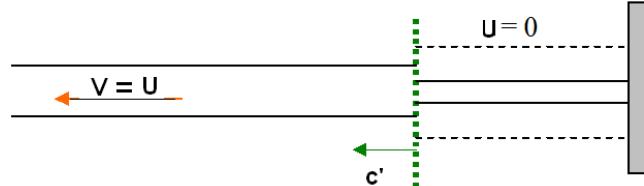
Phase 2 : $t_{ca} < t < 2t_{ca}$

Descente de l'onde après réflexion totale au bassin, qui joue le rôle d'un noeud de pression ; le diamètre de la conduite reprend sa valeur initiale.



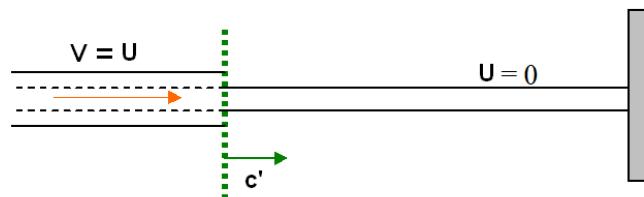
Phase 3 : $2t_{ca} < t < 3t_{ca}$

Remontée de l'onde sous forme d'une onde de dépression, produite par la réflexion totale à la vanne aval, qui représente un noeud de débit. La conduite se contracte.



Phase 4 : $3t_{ca} < t < 4t_{ca}$

Redescente de l'onde de dépression. La conduite reprend sa forme initiale.



N.B $t_{ca} = \frac{L}{c'}$

ANNEXE V

DIMENSIONNEMENT DU BASSIN DE DECANTATION

La longueur du bassin dépend du débit qui est équipé par la prise et par son rendement. Elle est connue par le diamètre de grain qui se dépose à l'intérieur.

Avant de quitter le bassin, les grains doivent tous se déposer au fond.

$$\text{La longueur minimum, pour déposer un grain de diamètre } d_D \text{ est : } L \geq \frac{Q}{v_D \cdot B}$$

$$V_D \text{ est défini par le temps de dépôt du grain } t_D = \frac{h}{v_D}$$

h : profondeur de l'écoulement

$$B : \text{largeur du bassin avec } B < \frac{1}{8} L$$

En pratique, la formule de **Zanke** est utilisée à une valeur approchée de v_D pour des conditions d'eau stagnante. $v_D = \frac{100}{0,9} (\sqrt{1 + 1,57 \cdot 10^2 \cdot d^3} - 1) [\text{mm/s}]$

Cette formule est correcte pour $T=20^\circ\text{C}$ à une densité du grain - eau égale à 2,65.

Pour l'écoulement turbulent, la vitesse de dépôt diminue. On peut l'exprimer par :

$$v_D = v_{D0} - \alpha \cdot T \geq 0$$

v_{D0} : la vitesse de dépôt dans l'eau stagnante ; α : un facteur de réduction

$$\text{Soit } \alpha = \frac{0,132}{\sqrt{h}} [1/\text{m}^{1/2}]$$

D'après Manning – Strickler, la vitesse critique du transfert dans le bassin doit être définie. Cette vitesse détermine la limite entre le régime de suspension et le régime du dépôt. Si elle est trop élevée, les sédiments déposés risquent d'être charriés à nouveau par l'écoulement. Elle est donnée par la formule suivante :

$$v_{CR} = 13 \cdot R_h^{\frac{1}{6}} \cdot \sqrt{d}$$

R_h : le rayon hydraulique [m].

d : diamètre de la graine [mm].

Cette formule est applicable pour le béton ayant une valeur de rugosité $K=60 \text{ m}^{1/3}/\text{s}$ à une densité du grain - eau égale à 2,65.

La valeur type, en générale, est : $0,2 \text{ m/s} \leq v_{CR} \leq 0,3 \text{ m/s}$.

ANNEXE VI

1- Valeur de t/b lorsque la grille est non perpendiculaire à l'écoulement :

t/b β	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
0°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10°	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,14	1,50
20°	1,14	1,16	1,18	1,21	1,24	1,26	1,31	1,43	2,25
30°	1,25	1,28	1,31	1,35	1,44	1,50	1,64	1,90	3,60
40°	1,43	1,48	1,55	1,64	1,75	1,88	2,10	2,56	5,70
50°	1,75	1,85	1,96	2,10	2,30	2,60	3,00	3,80	...
60°	2,25	2,41	2,62	2,90	3,26	3,74	4,40	6,05	...

2- Propriétés mécaniques de l'eau à la pression atmosphérique :

Température °C	Densité UTM/m ³	Poids spécifique kg/m ³	Viscosité dynamique kg s/m ²	Viscosité cinématique m ² /s	Tension superficielle kg/m	Pression de vapeur kg/cm ² (ab)	Module d'élasticité cubique kg/cm ²
0	101,96	999,87	18,27	1,520	0,00771	0,0056	20200
5	101,97	999,99	15,50	1,308	0,00764	0,0088	20900
10	101,95	999,73	13,34	1,142	0,00756	0,0120	21500
15	101,88	999,12	11,63	1,007	0,00751	0,0176	22000
20	101,79	998,13	10,25	0,897	0,00738	0,0239	22400
25	101,67	997,07	9,12	0,804	0,00735	0,0327	22800
30	101,53	995,68	8,17	0,727	0,00728	0,0439	23100
35	101,37	994,11	7,37	0,661	0,00718	0,0401	23200
40	101,18	992,25	6,69	0,556	0,00711	0,0780	23300
50	100,76	988,07	5,60	0,442	0,00069	0,1249	23400

Viscosité dynamique = valeur de la table * 10⁻⁵

Viscosité cinétique = valeur de la table * 10⁻⁶

ANNEXE VII

1- Groupes de recherche

MHYlab : Fondation du laboratoire de mini hydraulique de Montcherand, Suisse.

ESHA: European Small Hydropower Association

ÖVFK: Östereicher Verein zur Förderung von Kleinkraftwerken, Autriche.

SERO : Sverige Energiföreningars RiksOrganisation, Suède.

EPFL-LCH : Laboratoire de constructions hydrauliques de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse.

H PS: Hydro Power Service.

RETSCREEN Internationale, Canada.

2- Fabricants de turbines hydrauliques

Fabricants Français :

- NEYPRIC/ Rue de général Mangin-38100 Grenoble.
- BOUSSANT & Cie : Impasse du Vercors, 38000 Grenoble.
- SOFRELEC : 83 Rue du Fanbourg St honoré, 75008 Paris.
- MECAMIDI : 41, rue de corneille, 31 Toulouse.
- MAGNAT – SIMON : 38- Le pont de claix.

Fabricants Européens :

- OSSBERGER, P.O. Fabricant de la turbine Michel -OSSBERGER (type Banki)
. Box 425,8832 Wissembourg RFA
- BUHLER, taverne, canton de Ticino, Suisse.
- Vincent Allen Associates, 291 High Street, Epping, Essex ANGLETERRE DREES & Cie,
476 WERL, RFA.
- Gilbert Gilkes & Gardon L.td, Kendal, Westmorland, Angleterre.

Fabricants Américains:

- Barber Hydraulic Turin L.td. Barber Point, P.O BOX 340, Port Colborne, Ontario, Canada.
- CAMPBELL WALTER WHELL COMPANY, 420 South 42th St, Philadelphia, USA.
- James LEFFEL & Cie, Springfield, Ohio 45501, USA.

Autres fabricants :

- Balaju Yantra Shala L.td, Balaju, Katmandu, Nepal.
- Barata Metal works and Engineering P.T, J.L Ngagel 109, Surabaya, Indonesie.
- Tientsin Research Institute, Chine.

A- REFERENCE ET BIBLIOGRAPHIE

- [1]- KOEHLER .J (2005): Petite hydroélectricité, guide pratique pour la réalisation de projets, produit par ESHA (Document pdf : www.esha.be).
- [2]- RAZAFIMAHEFA. A, cours de Mécanique des fluides en 3^{ème} et 4^{ème} Année, Physique.
- [3]- HEER.F et CHAPALLAZ.J-M, (1995): Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une mini turbine. Lausanne, ISBN 3-905232-57-X
- [4]- FRANC J.P et ALI.I (1995) : La cavitation : Mécanismes physiques et aspects industriels, Presses universitaires de Grenoble.
- [5]- GRAF et WALTER. H (1991): Hydrodynamique, Eyrolles, Paris.
- [6]- ANDRE.L, JAUMOTTE, DECOCK.P, MEGNINT.L, VERDURAND.G (2000) : Turbines hydrauliques, Bruxelles (Document pdf : www.codeart.org).
- [7]- LEMASSON. G (1978) : Les machines transformatrices d'énergie, Tome II : Turbo - machines – Machines alternatives, Librairie Delagrave, Paris.
- [8]- GIL. M (1989): Mécanique des fluides et hydraulique, Paris.
- [9]- ALINE.C, VINCENT.D, ANDREA .S, (2005) : Questions souvent posées sur la petite hydroélectricité (PH) produit par MHYLAB, ESHA, ÖVFK, SERO, EPFL-LCH (Document pdf : www.esha.be).
- [10] - JEAN- LOUP .R : hydraulique urbaine, GCI 20552
- [11] - GREIVELDINGER. B, AVELLAN. F, NICOLE. C (2004): Etudes de la stabilité de réglage d'une centrale hydroélectrique en réseau séparé, Produit par LMH, EPFL, SGM, ISE.
- [12]- BERGUA. V (1994) : Mécanique des fluides, Bréal
- [13]- LEROY. M (1949): Alternateurs, France.
- [14]- SERGE .D, Ingénieur de l'E.D.F (1980): Les microcentrales hydroélectriques. Principe et pratique, Paris.

B- WEBOGRAPHIE

- [1']- www.neveu.pierre.free.fr
- [2']- www.retscreen.net
- [3']- www.mecaflux.com
- [4']- www.thermexcel.com
- [5']-.www.musee-hydrelec.fr.
- [6']- www.plastag.ch.
- [7']- www.laa.fr
- [8']- www.wikipédia.org
- [9']- www.developpez.com

**Titre: ETUDE D'UN PROJET D'INSTALLATION D'UNE CENTRALE
HYDROELECTRIQUE EQUIPEE D'UNE TURBINE PELTON
CHOIX ET DIMENSIONNEMENT : TURBINES ET CONDUITES FORCEES
APPLIQUEES AU CAS DE SAHANIVOTRY**

RESUME

Ce travail consiste à effectuer l'étude d'avant-projet d'une nouvelle centrale de production d'énergie hydroélectrique. Il est précédé de notions sur l'écoulement dans la conduite forcée. D'autre partie comprend non seulement les différents types de turbines, le choix et le pré - dimensionnement des turbines et générateurs mais aussi de mise au point sur l'écoulement dans la turbine Pelton. La majeure partie de cette activité consiste à concevoir une méthode numérique pour dimensionner la conduite forcée en acier. L'étude se termine par des applications au site de Sahanivotry sur le choix de la turbine à installer et le dimensionnement de la conduite forcée.

Mots Clés : hydraulique, hydroélectrique, turbine, conduites forcées, dimensionnement

ABSTRACT

This paper summarizes the design on part project of a new hydroelectric power plant. The preliminary is the definition and the concept of hydrodynamics applied about the pipeline. Another part takes care of the turbines, choice and the principal measurement of turbine and generators, and also, the mechanism of water in the different part of Pelton Turbine. Most of these work talk about the program with interface for searching the dimension of the pipeline. The study ends with the applications on the site of Sahanivotry about choice of turbine used and measurement of the cylinder with the numeric method conceived.

Keywords: hydraulic, hydroelectric, turbine, pipeline, measurement.

ENCADREUR PEDAGOGIQUE :

Mr RAZAFINJATO Victor Albert
Professeur Titulaire

ENCADREUR TECHNIQUE:

Mr RAKOTOMANGA Georges
Directeur Technique
HYDELEC MADAGASCAR S.A

IMPETRANT:

RAKOTOMALALA Noelimihaja
Solofoniaina Lovasoa
Feno Fanantenana
C.U Ambokandrina bloc RVTT p07A
Tananarive 101- Madagascar
Mail: ralovas@gmail.com
Téléphone: 0340423907 / 0330923963