



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

CHEMOUL Anouar & GHERABI Abdeldjalil

Thème

ETUDE ET CHOIX D'UNE TURBINE

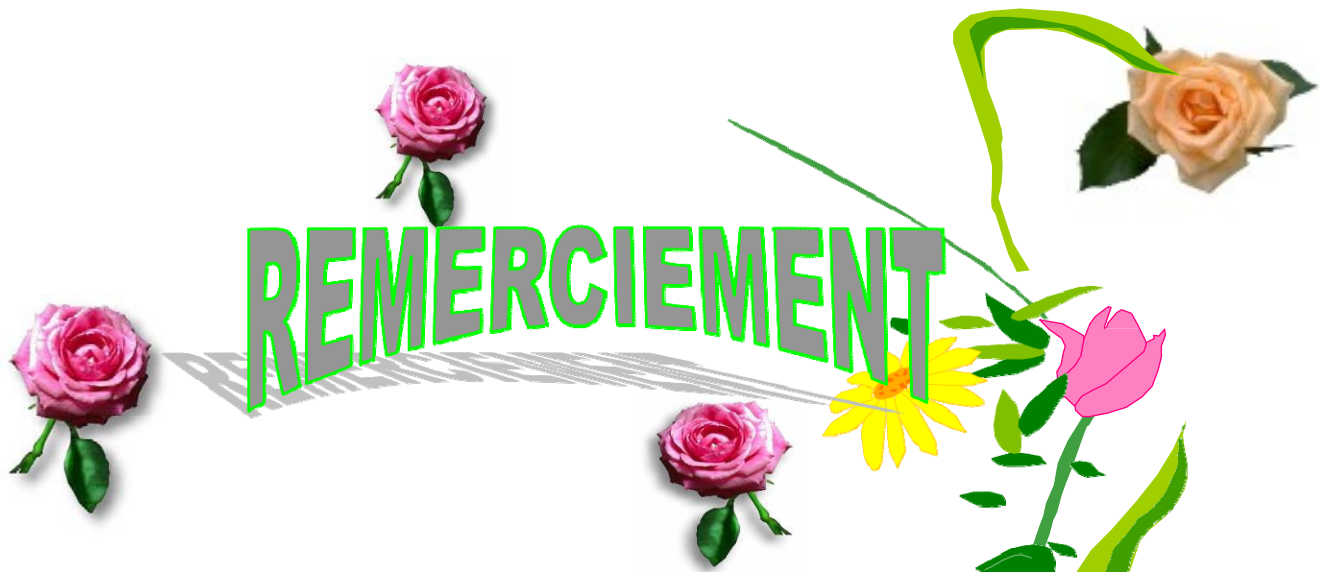
HYDROELECTRIQUE

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
BAKHTI Fatima Zohra	Professeur	Président
BOUAOUINA Lalouani	MCB	Encadreur
BECHANE Leila	MCB	Examineur

Année Universitaire : 2021 / 2022

N° d'ordre : GM/...../2022



*Tout d'abord on remercie dieu tout puissant de nous avoir
donné le courage de réalisé ce modeste travail.*

❖ *Ensuite, on tient à remercier notre encadreur Mr **BOUAOUINA**
Lalouani
pour nous avoir guidés tout le long de la réalisation de ce travail.*

*Nous remerciment s'adressent aussi à toutes les personnes qui ont
contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail.*

On remercie chaleureusement nos familles et nous amis



Je dédie ce travail à
A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de me
soutenir, à ceux qui leur amour m'a donné la volonté
d'aller toujours de l'avant,
A mes très chers parents, que Dieu les protège.
A mes chers Sœurs Faïza et Sabah
A tous mes neveux A
Tous mes Amis
et à tous mes voisins et en particulier Zouhir Noui De
ce mémoire de fin d'études.
Enfin à vous qui prenez la peine de lire ce mémoire.

Anouar

Je dédie ce travail à

A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de
mesoutenir, à ceux qui leur amour m'a donné la volonté
d'aller toujours de l'avant,

à mes chers parents, que Dieu les protège. A mes frères mes
soeurs et petit poussin Zizou

A mes cousins et tous mes amis à tous ceux qui m'ont aidé, de
près ou de loin, à me développer à partir de cette thèse de fin
d'études.

Enfin, c'est vous qui avez eu la peine de lire ce mémoire.

Abd el djalil

Résumé

Dans cette étude du mémoire de fin d'études d'un master deuxième degré en spécialisation énergétique sous le thème de l'étude et le choix d'une turbine, où nous l'avons étudié et analysé en quatre chapitres : Dans le premier chapitre, nous avons abordé une généralité sur l'hydroélectricité et sa productivité locale en Algérie et dans le monde, ainsi que les caractéristiques de ce type d'énergie et comment la produire. Le deuxième chapitre, il présente une étude sur les caractéristiques d'écoulement et le processus du régime d'un écoulement et d'estimer de la perte de charge. Dans le troisième chapitre une étude sur les caractéristiques et les différents types des turbines (Principe fonctionnement, le choix, types, et sa structure et le rendement...). Dans le dernier chapitre, il se concentre sur une description et une étude de terrain sur plusieurs stations centrales hydroélectriques en Algérie lors qu'on a fait des formations pratiques sur le terrain dans plusieurs régions, notamment (Darguine, Ighil-EMDE, Mansouria et Erraguene). Où nous avons présenté les caractéristiques et avantages de chaque station en affichant la capacité, le rendement et la perte de charge. A la fin nous résumons dans ce sujet qu'après cette étude, nous avons constaté que l'on peut choisir le type de turbine à eau en fonction de l'emplacement, et c'est ça notre but dans cette étude.

ملخص

في هذه الدراسة لمذكرة التخرج لشهادة ماستر تخصص طاوقية تحت موضوع دراسة واختيار المحركة الكهرومائية حيث قمنا بدراسة وتحليل تتمثل في أربعة فصول: حيث تطرقنا في الفصل الأول على عموميات الطاقة المائية (الكهرومائية) والإنتاجية المحلية في الجزائر والعالمية و خصائص هذا النوع من الطاقة وكيفية إنتاجها, أما في الفصل الثاني تتمثل في عرض دراسة خصائص ومميزات الجريان و عملية نظام الجريان و دراسة فقدان الشحنة و كما تطرقنا في الفصل إلى كل من خصائص المحرك المائي مبدأ العمل. الإختيار.النوع.المقارنة. نوع التركيب.المردود. الاستطاعة) أما في الفصل الرابع والأخير كان عبارة عن وصف ودراسة ميدانية لعدة محطات توليد الطاقة الكهرومائية في الجزائر خلال زيارتها في التربص الميداني في عدة مناطق منها (درفينة، خراطة، المنصورية وإرقان) حيث قدمنا خصائص ومميزات كل محطة بعرض الاستطاعة والمردود وفقدان الشحنة. ونلخص في هذا الموضوع أن بعد هذه الدراسة وجدنا أنه باستطاعتنا إختيار نوع المحرك المائي حسب الموقع وهذا هو هدف هذه الدراسة.

Abstract

In this study of the dissertation of a second degree master in energy specialization under the theme of the study and choice of a turbine, where we studied and analyzed it in four chapters: In the first chapter, we addressed a generalization on hydroelectricity and its local

RESUME

productivity in Algeria and in the world, as well as the characteristics of this type of energy and how to produce it. The second chapter, it presents a study on the characteristics of flow and the process of regime of a flow and to estimate the loss of load. In the third chapter a study on the characteristics and the different types of turbines (Principle operation, choice, types, structure and performance...). In the last chapter, it focuses on a description and a field study on several hydroelectric power stations in Algeria when we made practical training in the field in several regions, including ((Darguina, Ighil-Emde, Mansoura and Erraguene). Where we presented the characteristics and advantages of each station by displaying the capacity, efficiency and head loss. At the end, we summarize in this topic that after this study, we found that we can choose the type of water turbine depending on the location, and this is the aim of this study.

Liste des abréviations

L : longueur caractéristique de l'obstacle (m)

M : masse molaire (Kg/mol)

m : masse du fluide (Kg)

\vec{n} : Vecteur unitaire normal à un élément de surface

P : pression local du fluide (Kg/mS^2)

P : force de portance (Kg/mS^2)

P_{dy} : Pression dynamique (Kg/mS^2)

P_∞ : pression initiale de l'écoulement (Kg/mS^2)

$\bar{\bar{P}}$: Tenseur des contraintes totales (Kg/mS^2)

\vec{q} : Vecteur de vitesse (m/s)

R : constante des gaz parfaits ($\text{J}/\text{mol.k}$)

S : surface élémentaire (m^2)

T : température du fluide (K)

T : force de trainée (Kg/mS^2)

U_∞ : vitesse parallèle à l'infini (m/s)

V : composante verticale de la vectrice vitesse (m/s)

x, y : les coordonnées cartésiennes

X, Y : les coordonnées adimensionnelles

Φ : la dissipation visqueuse ($\frac{\text{N}}{\text{s.m}^2}$)

ρ : Masse volumique ($\frac{\text{Kg}}{\text{s}^2}$)

μ : viscosité dynamique ($\frac{\text{N}}{\text{s.m}^2}$)

ϕ : Potentiel total vitesse (m^2/s)

Liste des abréviations

ν : Viscosité cinématique (m^2/s)

R_e : Nombre de Reynolds

C_m : Coefficient de couple

C_p : Coefficient de pression

C_x : Coefficient de trainé

C_{xp} : Coefficient de trainé et de pression

C_z : Coefficient de portance

M : Nombre de Mach

b_1 : largeur de passage du diffuseur

C : vitesse absolue

C_m : vitesse absolue débitante moyenne

C_u : vitesse absolue tangentielle moyenne

D : diamètre de rotor d'une turbine hydraulique

g: accélération due à la pesanteur

H : hauteur nette

H_0 : hauteur géométrique (brute)

H_{th} : hauteur théorique

N : vitesse de rotation

N_{sq} : vitesse spécifique

N_{sp} : nombre de tours spécifique d'une turbine hydraulique

p: pression statique

P : puissance mécanique en bout d'arbre

P_{hy} : puissance hydraulique disponible

q_v : débit-volume

r : rayon

R, R_e : rayon de la roue

R_s : rayon spécifique

Liste des abréviations

S : section dans l'équation de continuité

U : vitesse d'entraînement

W : vitesse relative

W_m : vitesse relative débitante moyenne

W_u : vitesse relative tangentielle moyenne

x: degré d'ouverture d'une turbine

z : altitude

Z : nombre d'aubages ou de canaux

Z_r : nombre de pales du rotor

Z_s : nombre de pales du stator

α: angle du flux sur un aubage fixe

β : angle du flux sur un aubage mobile

δ : coefficient de débit

Δh : perte de charge

μ: coefficient de pression

η_g: rendement global

η_h: rendement hydraulique

ω : vitesse angulaire de rotation

Ω : vitesse angulaire spécifique

Liste des figures

Figure 1.1 : Structure de la production d'électricité dans le monde.

Figure 1.2 : Structure de la production d'énergie renouvelable dans le monde

Figure 1.3 : Structure de la production d'énergie renouvelable dans le monde

Figure 1.4 : Exemple de barrage

Figure 1.5 : Potentiel hydroélectrique à travers le monde.

Figure 1.6 : Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique

Figure 1.7 : Les centrales haute chute (turbine Pelton)

Figure 1.8 : Les centrales moyenne chute (turbine francis)

Figure 1.9 : Les centrales de basse chute (turbine kaplan)

Figure 2. 1 : régimes d'écoulement.

Figure 2.2 : Écoulement de Poiseuille

Figure 2.3 : loi de Bernoulli

Figure 2.4 : L'énergie mécanique du fluide.

Figure 2.6 : la mesure de vitesse : tube de Pitot

Figure 2. 7: la mesure de débit : Venturi

Figure 2.8 : la vidange d'une cuve.

Figure 2.9 : Diagramme de Moody.

Figure 3.1.a : Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement

Figure 3.1.b : Cas de fonctionnement d'une turbine à action

Figure 3.2.a : Image schématique d'une turbine à réaction

Figure 3.2.b : Vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis

Figure 3.3 : types de turbines dans les centrales hydroélectriques.

Figure 3.4 : Augets de turbine Pelton (doc. Mecaflux.com)

Figure 3.5 : Turbine Pelton à jet unique

Figure 3.6 : Conditions cinématiques optimales.

Figure 3.7 : Turbine Pelton à deux jets et à axe horizontal : centrale de Montpezat (France)

Figure 3.8 : Turbine Pelton à cinq jets et à axe vertical : centrale de Grand' Maison avec quatre turbines Pelton (France).

Figure 3.9 : Turbine Francis à axe horizontal : centrale de Vianden (Luxembourg).

Figure 3.10 : Angle d'aubage β à l'entrée de l'aubage de la roue

Figure 3.11 : Turbine Francis à axe vertical : centrale de Tucurui (Brésil).

Figure 3.12 : Turbine Kaplan : centrale de Porto Primavera (Brésil).

Figure 3.13 : Turbine Kaplan (doc. Voith-Siemens).

Figure 3.14 : Triangles de vitesses à la périphérie de la roue.

Figure 3.15 : Différentes parties touchées par le phénomène de cavitation dans une turbine.

Figure 3.16 : Diagramme pression-température de l'eau présentant la cavitation.

Figure 3.17 : Schéma d'installation d'une turbine hydraulique.

Figure 3.18 : Liaison entre vitesse angulaire spécifique et type de roue (doc. Voith-Siemens, gymnase-yverdon.vd, esbrno.com, pugetsoundtidalpower.com)

Figure 3.19 : Relation entre vitesse angulaire spécifique et rayon spécifique R_s

Figure 3.20 : Plages d'utilisation des différentes turbines hydrauliques.

Figure 3.21 : Volute, distributeur et roue d'une turbine Kaplan (doc. tfd.chalmers.se)

Figure 3.22 : Exemples de simulation numérique tridimensionnelle des écoulements internes

Figure 3.23 : Performances d'une turbine Francis pour diverses

Figure 3.24 : Allure du rendement d'une turbine Francis en fonction du débit-volume

Figure 3.25 : Performances d'une turbine Kaplan pour deux calages des aubes de la roue

Figure 3.26 : Turbine Pelton à jet unique : centrale de Los Molles (Chili).

Figure 3.27(a-b) : graphe d'étude comparative entre trois turbines.

Figure 4.1: site centrale DARGUNA

Figure 4.2 : Galerie et localisation de site

Figure 4.3 : Cheminée d'équilibre

Figure 4.4: Vanne de tête

Figure 4.5: Conduites forcées.

Figure 4.6: Vanne de garde

Figure 4.7: roue de turbine Pelton (c.darguina)

Figure 4.8: étage de turbine

Figure 4.9: étage de turbine

Figure 4.10: Alternateurs

Figure 4.11: Excitatrices

Figure 4.12:Définition de la hauteur ε pour mesurer la rugosité d'une paroi

Figure 4.13: Hauteur de sable équivalente ε pour quelques matériaux (d'après "Dubbel")

Figure 4.14: groupe de centrale

Figure 4.15: La vanne de tête

Figure 4.16 : La conduite forcée

Figure 4.17: le central

Figure 4.18: usine de L'iril -Emda

Figure 4.19 : Vannes de tête

Figure 4.20: Conduite forcée

Figure 4.21: vanne de garde

Figure 4.22: le turbine

Liste des tableaux

Tableau 1.1: Parc de production hydroélectrique en Algérie.

Tableau 1.2 : Etat des centrales recensées.

Tableau 3.1 : Les relations entre les différents paramètres

Tableau 3.2: Etude comparative.

Tableau 4.1 : Les caractéristiques principales de chaque vanne.

Tableau 4.2 : Les caractéristiques principales des conduites forcées.

Tableau 4.3 : Les caractéristiques principales de la vanne sphérique.

Tableau 4.5 : les caractéristiques de la roue Pelton

Tableau 4.6 : les caractéristiques de PALIER TURBINE.

Tableau 4.7 : les caractéristiques de stator.

Tableau 4.8 : les caractéristiques d'Excitatrice principale.

Tableau 4.9 : les caractéristiques d'Excitatrice polymorphique

Tableau 4.10 : calcul les pertes de charger.

Tableau 4.11 : calcul les pertes de charger.

Tableau 4.12 : calcul les pertes de charger.

Tableau 4.13 : calcul les pertes de charger.

Sommaire

Introduction générale	1
CHAPITRE I : GENERALITES SUR L'ENERGIE HYDRAULIQUE	
1.1.Introduction	2
1.2.L'énergie renouvelable.....	2
1.3.Historique de l'hydroélectricité.....	4
1.4.L'énergie hydraulique	5
1.5.Potentiel hydroélectrique.....	6
1.6.Les impératifs de préservation de l'environnement	7
1.7.Principe de fonctionnement de central	7
1.8.La ressource hydraulique.....	8
1.9.L'HYDROELECTRIQUE	9
1.9.1.Intérêt de l'hydroélectricité : la seule énergie modulable	9
1.9.2.Caractéristiques techniques d'un aménagement hydroélectrique.....	9
1.9.3.Avantages et inconvénients de l'hydroélectricité	10
1.10.Les types des centrales hydrauliques.....	11
1.10.1.Les centrales de haute chute ($h > 300\text{m}$)	12
1.10.2.Les centrales de moyenne chute ($30 < h < 300\text{m}$).....	12
1.10.3.Les centrales de basse chute ($h < 30\text{m}$)	13
1.11.LES CENTRALES HYDROELECTRIQUES EN ALGERIE	14
1.12. Conclusion.....	15
CHAPITRE II : PRINCIPES DE BASE DES ECOULEMENTS DES FLUIDES	
2.1.Introduction	16
2.2.Régimes d'écoulement.....	16
2.3.Écoulement laminaire en conduite cylindrique : loi de Poiseuille	17
2.4.Conservation de la matière : conservation du débit.....	18
2.5.Conservation de l'énergie mécanique : loi de Bernoulli.....	19
2.5.1.Application à la mesure de vitesse : tube de Pitot	21
2.5.2.Application à la mesure de débit : Venturi.....	22
2.5.3.Application à la vidange d'une cuve.....	23
2.5.4.Pertes de charge.....	24
2.5.4.1.Pertes de charge linéaires	25
2.5.4.2.Pertes de charge ponctuelles.....	26
2.6.Conclusion.....	27

CHAPITRE III : ETUDE ENERGETIQUE D'UNE TURBINE HYDRAULIQUE

3.1.Introduction	28
3.2.Principe de fonctionnement de turbine	28
3.2.1.Turbines à action	28
3.2.2.Turbines à réaction	29
3.3.Historique de la turbine hydraulique	31
3.4.Loix de similitude	32
3.4.1.Changement des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine donnée	32
3.4.2.Changement des caractéristiques et de la taille d'une turbine	32
3.5.Typologie des turbines hydraulique	33
3.5.1.Turbines à réaction	33
3.5.2.Turbines à action	34
3.6.Turbines Pelton.....	34
3.7.Turbines Francis	41
3.7.1.Éléments dimensionnants	42
3.7.2.Conception mécanique	45
3.8.Turbines Kaplan et hélice	48
3.7.3.Conception mécanique	49
3.7.4.Éléments dimensionnants	51
3.9.Problèmes que rencontrent les turbines hydrauliques	55
3.10.Choix du type de la turbine	58
3.11.Classification des turbines	59
3.11.1.Dimensionnement d'une machine	59
3.11.2.Performances	62
3.12.Etude comparative entre les turbines (Pelton, Francis, Kaplan).....	66
3.12.1.Comparaison Pelton – Francis.....	66
3.12.2.Comparaison Francis – Kaplan	66
3.13.Conclusion.....	69

**CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT ENERGETIQUE D'UNE CENTRALE
HYDRAULIQUE**

4.1.La centrale de DARGUINA	70
4.1.1.Le site	70
4.1.2.La centrale	70
4.1.3.Les équipements	71
4.1.4.Cheminée d'équilibre	73

Sommaire

4.1.5.Equipements des groupes 1 et groupe 2	73
4.1.6.Equipements électriques.....	77
4.1.7.Calcul paramètre de centrale DARGUINA	79
4.1.7.1.Les pertes de charge	79
4.1.7.2.Hauteur de charge nette.....	81
4.1.7.3.Puissance Hydraulique	81
4.1.7.4.Rendement global	81
4.1.7.5.Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur	81
4.1.7.6.Discussions sur les résultats de calcul.....	81
4.2.La centrale de MANSOURIA	81
4.2.1.Le site	81
4.2.2.La centrale	82
4.2.3.Equipements de la centrale.....	83
4.2.3.1Le barrage de compensation d'ERRAGUENE	83
4.2.3.2.La prise d'eau	83
4.2.3.3.La galerie d'amenée souterraine.....	83
4.2.3.4.La vanne de tête.....	83
4.2.3.5.La conduite forcée	84
4.2.3.6.La centrale proprement dite.....	84
4.2.4.Calcul paramètre de centrale MANSOURIA	85
4.2.4.1.Les pertes de charge	86
4.2.4.2.Hauteur de charge nette.....	86
4.2.4.3.Puissance Hydraulique	86
4.2.4.4.Rendement global	86
4.2.4.5.Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur	86
4.2.4.6.Discussions sur les résultats de calcul.....	86
4.3.La centrale d'IGHIL-EMDA.....	86
4.3.1.BARRAGE IGHIL-EMDA	88
4.3.2.Vannes de tête	88
4.3.3.Conduite forcée	89
4.3.4.Turbines.....	91
4.3.4.1.Roue turbine	91
4.3.5.Excitatrice.....	92
4.3.6.Calcul paramètre de centrale d'IGHIL-EMDE.....	92
4.3.6.1.Les pertes de charge	92
4.3.6.2.Hauteur de charge nette.....	93

Sommaire

4.3.6.3.Puissance Hydraulique	93
4.3.6.4.Rendement global	93
4.3.6.5.Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur	93
4.3.6.6.Discutions sur les résultats de calcul	93
4.4.Centrale D'ERRAGUENE	93
4.4.1.Le site	93
4.4.2.Calcul paramètre de centrale D'ERRAGUENE	93
4.4.2.1.Les pertes de charge	94
4.4.2.3.Puissance Hydraulique	94
4.4.2.4.Rendement global	94
4.5. Conclusion.....	95
Conclusion générale	96
Références et bibliographie	97

Introduction générale

Introduction générale

L'hydroélectricité est une forme d'énergie renouvelable qui couvre 19% de la consommation électrique mondiale, que ce soit à travers les grandes centrales hydroélectriques ou les petites. On notera que le Brésil, les Etats Unis, le Canada et la Norvège produisent de grandes quantités d'électricité avec de très grandes installations hydroélectriques. Néanmoins, il faut savoir que de nombreuses régions du monde utilisent la petite hydroélectricité pour répondre à leur besoin en électricité.

Parmi les énergies hydrauliques, la filière de la petite hydroélectricité est considérée comme l'une des plus intéressantes en raison de sa nature respectueuse de l'environnement et de son potentiel important disponible à travers le monde entier. Le stockage éventuel de cette forme d'énergie ne produit pas de gaz à effet de serre, contrairement aux énergies fossiles ou à la biomasse par exemple. De plus, étant donné qu'elle n'a recours à aucune combustion, son exploitation n'émet pas de polluants dans l'atmosphère. D'autre part, les petites centrales hydroélectriques permettent la production autonome de quantités d'énergie électrique capables de répondre aux besoins des utilisateurs individuels à partir des cours des rivières.

On notera aussi, qu'avec l'évolution des techniques d'exploitation de l'énergie hydraulique (divers types de turbines et d'installations), nous sommes aujourd'hui en mesure d'exploiter les cours d'eau les plus minimes et de récupérer de l'énergie électrique jusque sur les réseaux d'eau potable et les eaux industrielles.

Le présent travail s'inscrit dans le cadre de la promotion de développement des énergies renouvelables dans notre pays l'Algérie, et qui a pour but l'étude et choix d'une turbine hydraulique, élément principale pour la production d'électricité dans une centrale hydroélectrique aussi les principes et les lois nécessaires pour leurs dimensionnements énergétiques.

Pour cela on a structuré notre travail en quatre parties :

Dans la première, nous abordons les généralités sur l'énergie hydraulique, et les centrales hydroélectriques.

La deuxième est consacrée aux principes de base des écoulements des fluides, nous détaillons également les pertes de charge.

Dans la troisième, est consacrée à l'étude énergétique d'une turbine hydraulique et l'étude comparative entre les différents types des turbines dans les centrales hydroélectriques.

La quatrième est réservée au dimensionnement énergétique d'une centrale hydraulique et des exemples de circuits de turbinage.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale et des propositions éventuelles pour la continuité de ce travail.

Chapitre I: Généralités sur l'énergie hydraulique

1.1. Introduction

L'énergie hydraulique permet de fabriquer de l'électricité, dans les centrales hydroélectriques, grâce à la force de l'eau. Cette force dépend soit de la hauteur de la chute d'eau (centrales de haute ou moyenne chute), soit du débit des fleuves et des rivières (centrales au fil de l'eau).

Sous l'action du soleil, l'eau des océans et de la terre s'évapore. Elle se condense en nuages qui se déplacent avec le vent. La baisse de température au-dessus des continents provoque des précipitations qui alimentent l'eau des lacs, des rivières et des océans.

1.2. L'énergie renouvelable

Une énergie renouvelable est définie comme une énergie dont la ressource est inépuisable et dont l'exploitation ne doit engendrer pas ou peu de déchets et d'émissions polluantes. Ce type d'énergie est donc considéré comme l'énergie de l'avenir.

Les énergies renouvelables peuvent être classées en cinq grandes familles qui sont :

- ✓ L'énergie solaire : la lumière du soleil captée à l'aide de panneaux photovoltaïques ou de centrales solaires thermiques permet la production d'électricité.
- ✓ L'énergie éolienne : l'énergie cinétique du vent peut être transformée en énergie mécanique par des aérogénérateurs puis en électricité à l'aide d'une génératrice.
- ✓ La biomasse : des matériaux d'origine biologique peuvent être employés comme combustibles pour la production de chaleur, d'électricité ou de carburant.
- ✓ La géothermie : la chaleur stockée dans le sol peut être utilisée pour la production d'électricité ou de chaleur.
- ✓ L'énergie hydraulique : l'énergie de l'eau sous toutes ses formes possibles (potentielle et cinétique) peut être transformée en énergie mécanique puis en électricité.

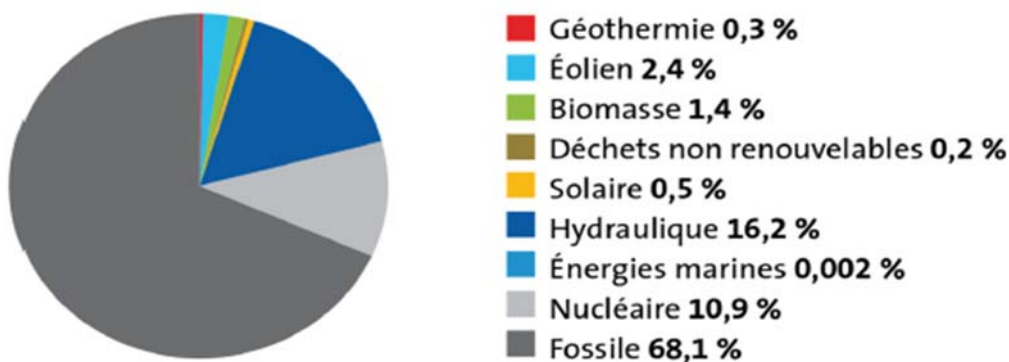


Figure 1.1 : Structure de la production d'électricité dans le monde. ^[1]

La production d'électricité à partir de l'ensemble des énergies d'origine renouvelable est de plus en plus importante. En effet, elle est passée en 10 années, de 2002 à 2012, de 18; 3% à 20; 8% de la production d'électricité mondiale d'après le quinzième inventaire sur "La

production d'électricité d'origine renouvelable dans le monde" (Observ'ER 2013). ^[1] Les figures 1.1 et 1.2 exposent respectivement la répartition de la production d'électricité dans le monde et la structure de la production électrique à partir des différentes sources d'énergies renouvelables.

On remarque que la grande majorité de la production d'électricité provient encore malheureusement de l'énergie fossile. Par contre, comme il a été dit précédemment, l'apport des énergies renouvelables est important et supérieur à 20%. Parmi ces énergies propres, on peut remarquer que c'est la production à partir de l'énergie hydraulique qui est de loin la plus importante suivie, en moindre proportion, par l'énergie éolien. Ce travail de thèse s'intéresse plus particulièrement à un moyen de production d'électricité basé sur la récupération de l'énergie fournie par les écoulements de l'eau et donc à l'énergie hydraulique. ^[6]

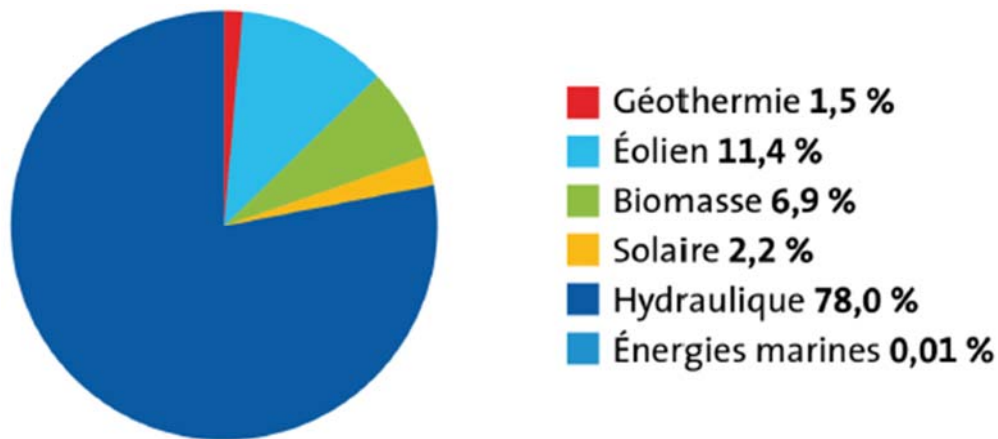


Figure 1.2 : Structure de la production d'énergie renouvelable dans le monde ^[1]

L'énergie hydraulique dans le monde L'énergie hydraulique est donc une source de production d'électricité respectueuse de l'environnement dans le sens où elle ne participe ni à l'augmentation de l'effet de serre ni à la pollution de l'air.

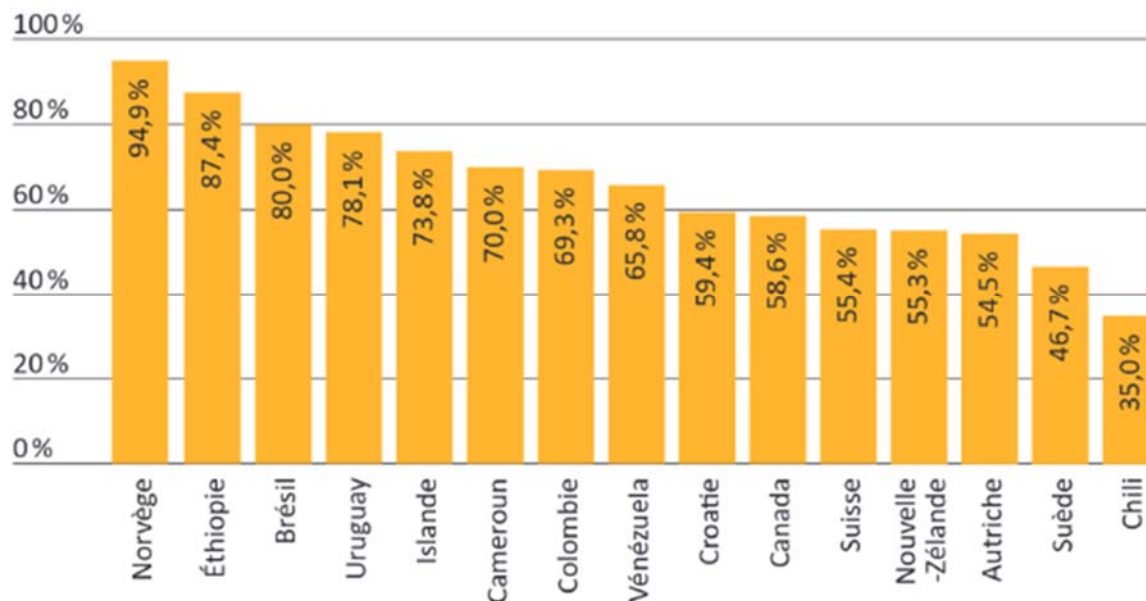


Figure 1.3 : Structure de la production d'énergie renouvelable dans le monde^[1]

Avec plus de 3600 TWh produits à travers le monde en 2012, elle occupe aujourd'hui le premier rang au niveau des énergies renouvelables et, elle est la deuxième sur l'ensemble des sources d'énergies derrière l'énergie fossile. En 2011, Treize pays parviennent à couvrir plus de 50% de leur besoin électrique à l'aide de l'hydro électricité (cf. figure 1.3). On remarque notamment que plus de 90% des besoins électriques sont couverts par l'énergie hydraulique en Norvège. Contrairement à ce que l'on pourrait croire, ce ne sont pas les pays pourvus de grandes zones montagneuses qui produisent le plus d'hydroélectricité, mais généralement ceux, pourvus de grands euves. A ce jour, c'est la Chine (24; 1% de la part mondiale) suivie de loin par le Brésil et le Canada (environ 10%) qui sont les plus importants producteurs d'énergie hydraulique au monde. ^[1]

1.3. Historique de l'hydroélectricité

En Mésopotamie, 3000 ans avant JC, des travaux avaient été effectués afin d'utiliser la force de l'eau. A cette époque, le nom de « tympan » était donné à ce type de machine utilisant la force de l'eau. Ce n'est qu'au deuxième siècle avant JC que les premières roues hydrauliques voient le jour. (Gourières, 2009) Nous exploitons la force de l'eau pour moulin le blé mais aussi pour d'autres applications notamment dans le domaine de la scierie pour couper le bois, dans le domaine de l'agriculture pour l'irrigation (Département du développement durable, 2017) mais également dans le milieu de la sidérurgie pour casser les pierres alimentant les bas-fourneaux (DELHEZ, 2005).

Le développement de la machine à vapeur va conduire petit à petit au déclin des moulins à eau.

En 1827, le mot turbine fait son apparition. Un jeune français du nom de Benoît Fourneyron actionna la toute première turbine. A ce moment, la technologie en question avait une

puissance de 50 CV 1 mais un rendement qui avoisinait les 20 %. Cette turbine était de type centrifuge. Les turbines ont continué à évoluer et se diversifier en turbine dite centripète, conique ou encore axiale.

En 1838, la turbine « Francis » voit le jour. Cette dernière, en raison de sa vitesse de rotation ainsi que de son couple moteur plus adapté pour l'entraînement des meules de moulin, va vite prendre la place de la roue hydraulique.

Les turbines « Pelton » et « Kaplan » suivirent quelques décennies plus tard. Ces dernières sont les modèles les plus utilisés sur le marché de l'hydraulique actuel. (Gourières, 2009)

Une explication sur les technologies citées peut être consultée au niveau du paragraphe 1.6.

Notons que ce n'est qu'en 1880, que par l'intermédiaire d'une turbine, une dynamo va être entraînée afin de produire de l'électricité. (U.S. Department Energy, n.d.)^[6]

1.4. L'énergie hydraulique

L'énergie hydraulique est l'énergie mise en jeu lors du déplacement ou de l'accumulation d'un fluide incompressible telle que l'eau douce ou l'eau de mer ce déplacement va produire un travail mécanique qui est utilisé directement ou converti sous forme d'électricité.

L'énergie hydraulique dépend du cycle de l'eau. Elle est la plus importante source d'énergie renouvelable.



Figure 1.4 : Exemple de barrage

Une centrale hydraulique est composée de 3 parties :

- Le **barrage** qui retient l'eau
- La **centrale** qui produit l'électricité

- Les **lignes électriques** qui évacuent et transportent l'énergie électrique

En France, l'hydroélectricité est exploitée depuis la fin du 19^{ème} siècle, ce qui en fait la plus ancienne des énergies produite grâce à une ressource nationale. EDF exploite **640 barrages** dont 150 d'une hauteur supérieure à 20 m.

C'est une énergie qui n'émet pas de gaz à effet de serre, elle est utilisable rapidement grâce aux grandes quantités d'eau stockée et c'est une énergie renouvelable très économique à long terme. [2]

1.5. Potentiel hydroélectrique

L'énergie hydraulique représente déjà une part très importante par rapport à l'ensemble des énergies utilisées pour la production d'électricité, et elle est toujours en constante augmentation. Ainsi, la production hydroélectrique est passé de 1000 TWh en 1965 à plus de 3600 TWh en 2012. Il existe à ces jours, toujours un grand potentiel hydroélectrique à exploiter à travers le monde et notamment en Asie, en Afrique et en Amérique latine (figure 1.5) [3].

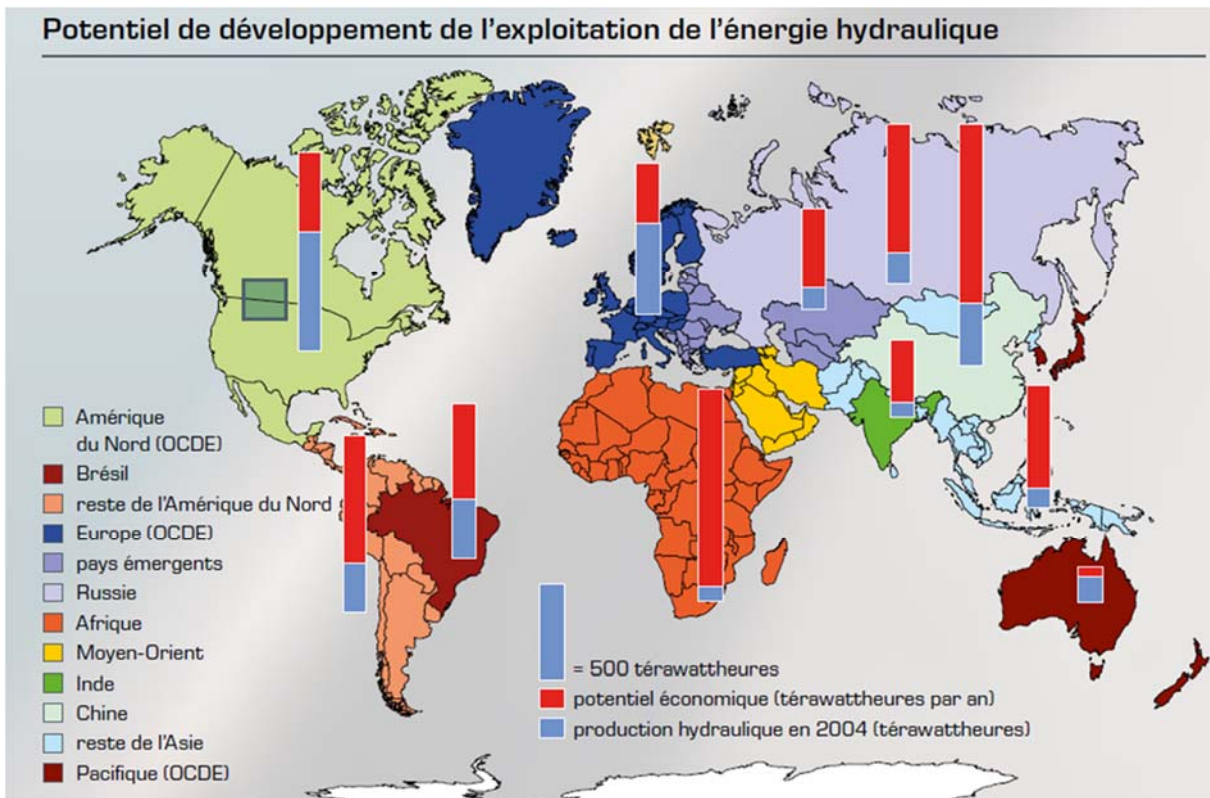


Figure 1.5 : Potentiel hydroélectrique à travers le monde. [3]

1.6. Les impératifs de préservation de l'environnement

Les impératifs de préservation de l'environnement imposent l'utilisation du gaz naturel comme énergie primaire pour la production d'électricité, par rapport aux autres énergies fossiles jugées polluantes, sachant que la ressource du gaz est largement disponible en Algérie [4].

Mais la préoccupation environnementale exige aussi de développer d'autres énergies dites propres et renouvelables comme l'énergie hydraulique qui est considérée comme l'énergie renouvelable la plus faible en Algérie. [5]

Les roues hydrauliques ont animé pendant longtemps les moulins à céréales, mais aussi des installations artisanales ou industrielles. L'invention de la turbine hydraulique puis de l'alternateur ont ouvert une voie vers l'hydroélectricité qui constitue la source d'énergie propre la plus utilisée dans le monde.

Le principe consiste à créer un réservoir d'eau en barrant le cours d'une rivière, et à utiliser l'énergie potentielle de l'eau accumulée. Suivant la hauteur de chute, on distingue des centrales de haute chute, de moyenne chute, et les usines au fil de l'eau.

1.7. Principe de fonctionnement de central

L'eau accumulée dans les barrages ou dérivées par les prises d'eau, constitue une énergie potentielle disponible pour entraîner en rotation la turbine d'une génératrice. L'énergie hydraulique se transforme alors en énergie mécanique. Cette turbine accouplée mécaniquement à un alternateur l'entraîne en rotation afin de convertir l'énergie mécanique en énergie électrique. [16]

La puissance disponible résulte de la conjonction de deux facteurs :

- Hauteur de la chute ;
- Débit de la chute.

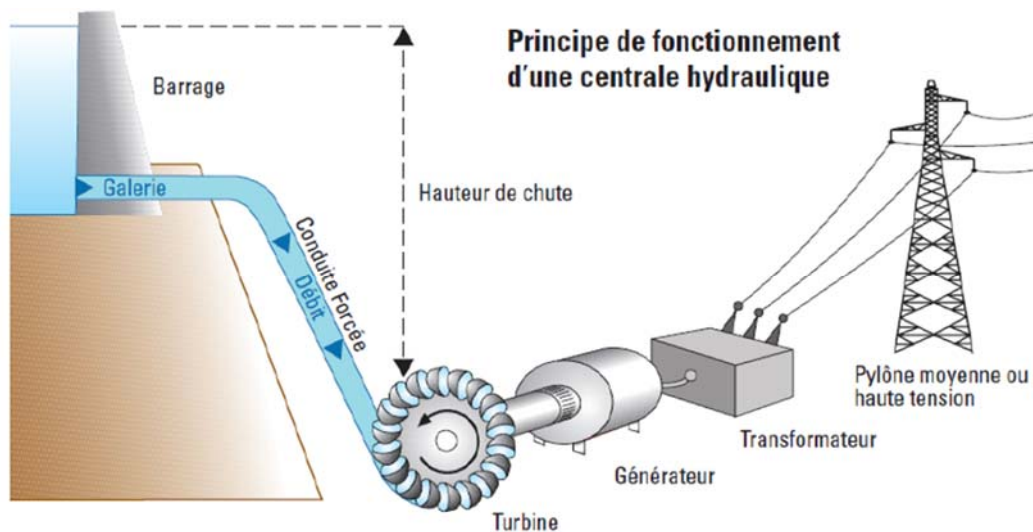


Figure 1.6 : Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique ^[16]

1.8. La ressource hydraulique

La ressource hydraulique participe à près de 16% de la production électrique mondiale (5^e ressource en puissance fournie, HydroPower Status Report 2020). Avec une part de marché du renouvelable proche de 70%.

La production repose essentiellement sur l'exploitation de centrales au fil de l'eau ou de barrages hydroélectriques. Les groupes de turbine-alternateur, dont la roue entraîne un alternateur synchrone, assurent la conversion énergétique. Il existe différents types de roues, dépendamment de la configuration hydraulique : hauteur de chute et débit disponible (Sangal, Garg & Kumar (2012)). Le choix de turbine dépend des caractéristiques débit-hauteur de chute.

Par exemple, les roues Pelton sont connues pour être efficaces à bas débit et haute chute. Au contraire, les roues Kaplan sont efficaces à fort débit, mais basse chute. Les turbines Francis jouissent d'un domaine d'opération polyvalent, et leur très haute efficacité en régime optimal (supérieure à 96%) est un atout majeur pour nombre d'exploitants. Aujourd'hui, ces turbines représentent près de 60% du parc hydroélectrique mondial, et les groupes turbines hydrauliques synchrones jouent un rôle important dans l'industrie de l'énergie et dans l'économie de nombreux pays.

Les centrales hydroélectriques classiques sont utilisées depuis des siècles comme source d'énergie pour une vaste gamme d'applications mécaniques. L'énergie hydraulique est donc depuis longtemps un fournisseur d'énergie renouvelable reconnu et éprouvé. Cette production d'électricité à partir d'énergie hydraulique n' cesse d'augmenter depuis et représente désormais environ un quart de l'électricité consommée à l'échelle mondiale. Etant donné l'augmentation de la taille des turbines utilisées et donc celle des barrages, le bilan écologique

de cette technologie présente toutefois en partie des déficits évidents. Les données géologiques de certains pays tels que la Norvège (99%), la République Démocratique du Congo (97%) et le Brésil (96%) leur permettent de couvrir avec l'hydraulique la très grande majorité de leurs besoins en énergie électrique. Par comparaison: en Allemagne, cette part est seulement de 4%. La plus grande centrale hydroélectrique du monde est située au Brésil: 18 turbines y produisent une puissance globale de 12600 mégawatts. [3]

1.9. L'HYDROELECTRIQUE

1.9.1. Intérêt de l'hydroélectricité : la seule énergie modulable

Les besoins électriques des usagers varient en fonction de plusieurs critères : les saisons (par exemple, les périodes de grand froid sont des grosses périodes de consommation électrique), les périodes de la journée (faible consommation électrique pendant la nuit) ...

Comme l'électricité ne se stocke pas, il convient en permanence d'ajuster la production à la consommation. Ainsi, une complémentarité entre les différents modes de production va être nécessaire. Et c'est le grand avantage de l'énergie hydraulique.

En fonction des installations (centrales de lac et les centrales d'éclusées), cette ressource peut être rapidement mobilisable pour répondre aux appels de forte consommation. Elles peuvent produire à plein régime en 3 minutes alors qu'il faudra 11 h à une centrale thermique et 40 h pour un réacteur nucléaire pour atteindre le même niveau de production. C'est un avantage considérable pour pouvoir rapidement répondre à la demande. Tandis que les centrales de fleuves ou rivières vont produire au fil de l'eau tant que le débit est suffisant pour assurer la production. [7]

1.9.2. Caractéristiques techniques d'un aménagement hydroélectrique

Ces caractéristiques regroupent les paramètres suivants :

a. La capacité d'accumulation d'un réservoir

C'est l'énergie potentielle emmagasinée par un réservoir, elle est donnée par (Ginocchio, 1970) : $E = V_u H_t / 500$.

b. La hauteur de chute

C'est la hauteur de chute géométrique ou brute, définie comme la différence entre les niveaux des plans d'eau là où l'écoulement a lieu en charge, diminuée des pertes de charge le long de cet écoulement, c'est donc, (Ginocchio, 1970) : $H = H_b - J$

c. Le débit aménagé

C'est le débit maximal, absorbé par les différents ouvrages de l'aménagement, (Degove, 1939).

d. La galerie d'amenée

Elle peut être soit à ciel ouvert soit sous pression. Elle est caractérisée par son diamètre et sa longueur.

e. La conduite forcée

Elle doit être en charge. Elle est caractérisée par sa longueur et son diamètre.

f. L'usine hydroélectrique

C'est là où se fait la production de l'énergie électrique. L'usine est équipée d'un matériel hydromécanique (turbine, pivots, paliers...) et d'un matériel électrique (alternateurs, transformateurs, travées de départ). Les caractéristiques données sont :

- **La puissance disponible**

C'est la puissance disponible sur l'arbre de l'alternateur. Elle est donnée par, (Ginocchio, 1970) : $P = n\omega QH$.

- **La puissance apparente**

C'est la puissance des groupes turboalternateurs. ^[8]

1.9.3. Avantages et inconvénients de l'hydroélectricité

✓ **Avantages**

- C'est une énergie renouvelable.
- Elle n'est sujette à aucune émission de gaz à effet de serre sauf pendant la construction des barrages.
- C'est une source d'énergie assez régulière.
- C'est une source d'énergie flexible, autrement dit, on peut réguler le débit d'eau et de ce fait la production d'électricité.

- Elle possède un très haut rendement (entre 70% et 90%), ce qui est de loin le meilleur de toutes les technologies énergétiques. ^[10]
- Dans les centrales hydroélectriques, la puissance de sortie ne varie que progressivement de jour en jour et non pas de minute en minute.
- La puissance de sortie est maximale en hiver.
- Les centrales hydroélectriques permettent la production d'électricité à moindre coût (la production d'un kW à partir de l'hydroélectricité est moins cher comparé au thermique).
- La construction de centrales hydroélectriques permet la création d'emplois. ^[11]

✓ **Inconvénients:**

- Les installations hydroélectriques peuvent avoir de graves conséquences sur les écosystèmes, notamment autour du barrage et des retenues d'eau. On notera que dans certains cas elles peuvent former un obstacle à la migration des poissons.
- La construction de ce genre d'installation est très coûteuse.
- Les installations hydroélectriques peuvent engendrer une augmentation de la sécheresse en aval du barrage.
- L'hydroélectricité ne peut être que dans des endroits limités (possibilité de construire des barrages et des retenues d'eau).
- La construction d'un barrage peut avoir pour conséquence le déplacement des résidents environnants.
- L'exploitation hydroélectrique peut avoir une incidence néfaste sur la qualité et le débit de l'eau. En effet, les centrales hydroélectriques peuvent causer une faible dissolution de l'oxygène dans l'eau ce qui nuit aux zones riveraines.
- Les centrales hydroélectriques peuvent être touchées par la sécheresse. Lorsque l'eau n'est pas disponible, elles sont dans l'incapacité de produire de l'électricité. ^[12]

1.10. Les types des centrales hydrauliques

Les centrales hydroélectriques sont classées en trois grandes catégories selon la hauteur de la chute d'eau et par voie de conséquence selon le débit, on trouve :

1.10.1. Les centrales de haute chute ($h > 300\text{m}$)

Les centrales de haute chute ont des hauteurs de chute supérieures à 300 m, ces centrales se trouvent dans les Alpes et dans d'autres régions très montagneuses, la capacité du réservoir est relativement faible, elles utilisent des turbines Pelton ; est une turbine à injection partielle et à veine libre, cette turbine ne comporte pas de diffuseur à la sortie de la roue l'eau s'écoule librement.

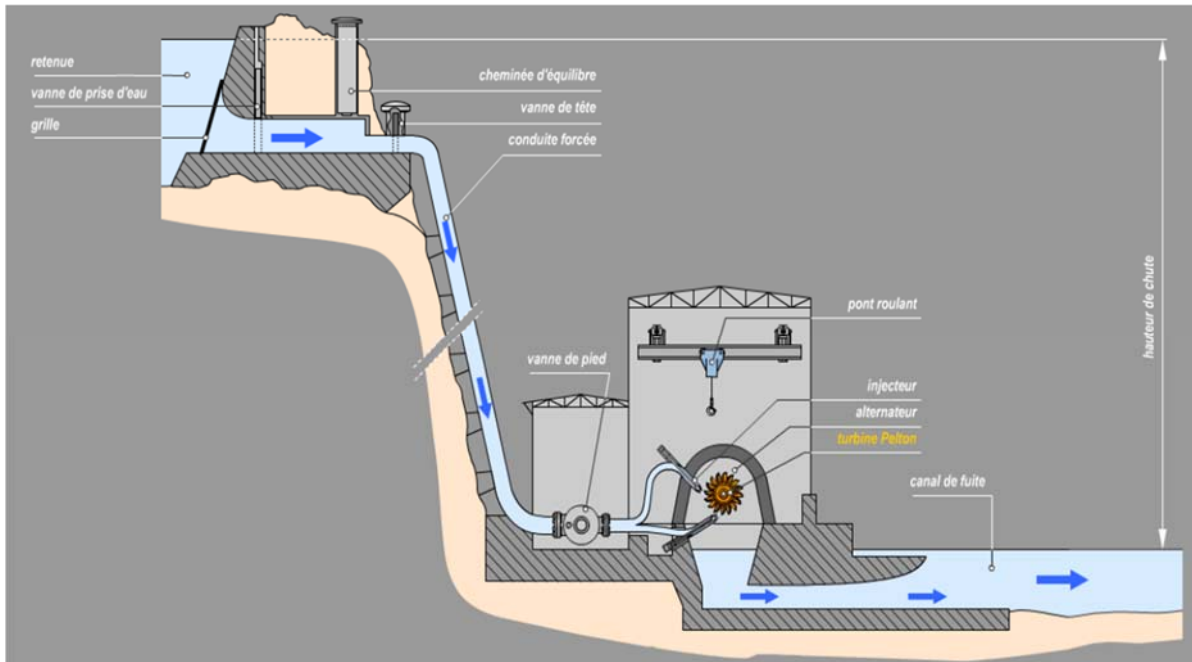


Figure 1.7 : Les centrales haute chute (turbine Pelton)^[9]

1.10.2. Les centrales de moyenne chute ($30 < h < 300\text{m}$)

elles utilisent les réserves d'eau accumulées sur des courtes périodes Ces centrales sont alimentées par l'eau retenue derrière un barrage construit dans le lit d'une rivière de région montagneuse, elles comportent un réservoir de grande capacité (centrale Manic, hauteur de chute 155 m, puissance de 1528 MW).

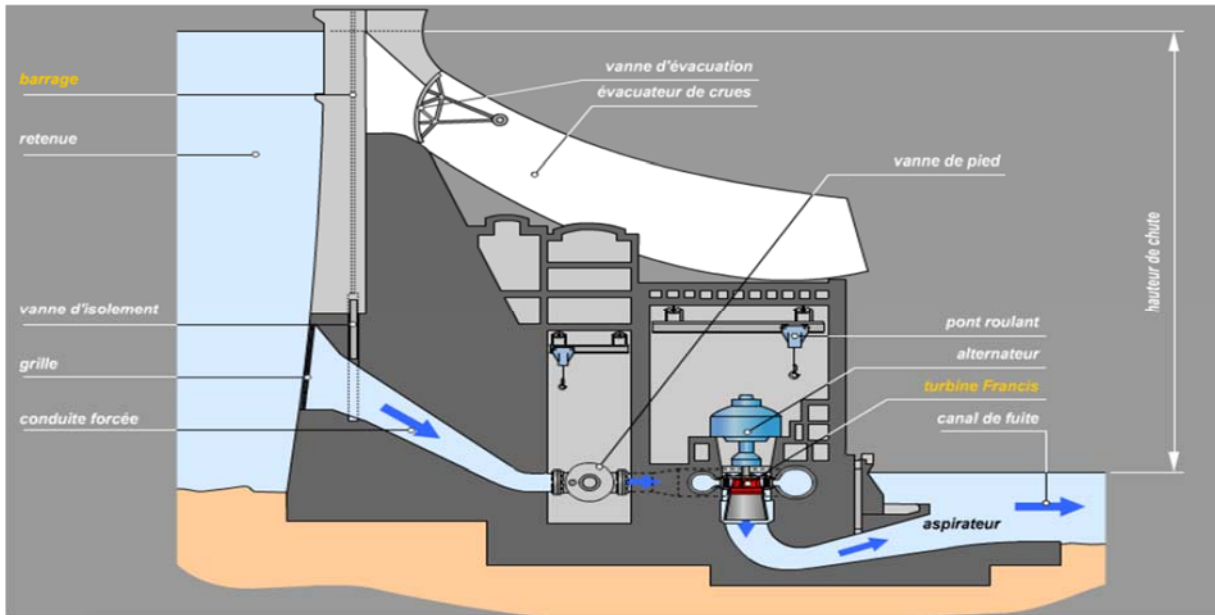


Figure 1.8 : Les centrales moyenne chute (turbine francis) ^[9]

1.10.3. Les centrales de basse chute (h<30m)

ont des hauteurs de chute inférieures à 30 m elles utilisent des turbines Kaplan ou Francis, ces centrales sont établies sur les fleuves ou les rivières à fort débit centrale Beauharnois, sur la Saint-Laurent hauteur de chute 25m, puissance de 1575 MW, dans ce cas il n'y a pas de retenue d'eau et l'électricité est produite en temps réel. ^[13]

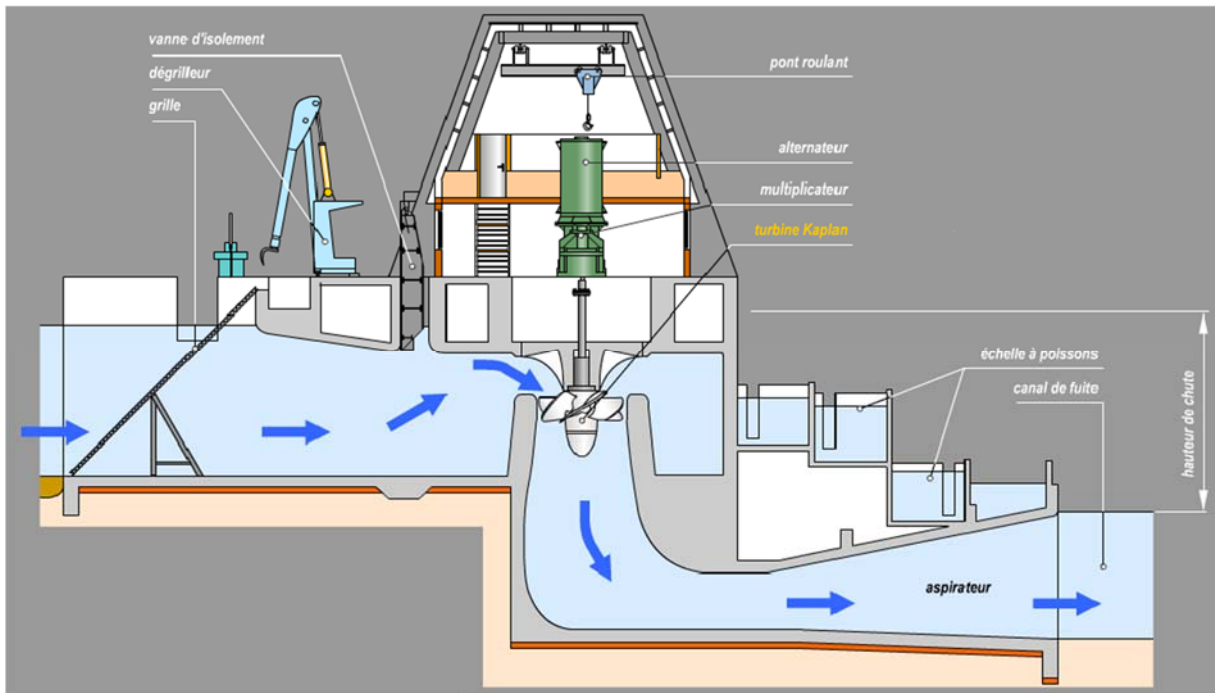


Figure 1.9 : Les centrales de basse chute (turbine kaplan) ^[9]

1.11. LES CENTRALES HYDROELECTRIQUES EN ALGERIE

Vingt-trois stations hydroélectriques ont été recensées, (Sonalgaz,2 002), en plus de celle de Beni Haroun qui a été récemment projetée. Le tableau n°1 ci-après donne la région et l'année de mise en service de chacune d'elle. ^[8]

Centrale	Puissance installée (MW)
Draguina	71,5
Ighil emda	24
Mansoria	100
Erraguene	16
Souk el djemaa	8,085
Tizi meden	4,458
Ighzenchebel	2,712
Ghrib	7,000
Gouriet	6,425
Bouhanifia	5,700
Oued fodda	15,600
Beni behdel	3,500
Tessala	4,228
Total	286

Tableau 1.1: Parc de production hydroélectrique en Algérie. ^[8]

- **Etat des centrales recensées**

Certaines centrales ont été déclarées comme déclassées, Sonelgaz,2002, et ce sont :

Foum El Gherza, Negrider, Ain Fakan, Perregoux, La Mina, Bakhadda, Ponteba, Hamize et Rhummel. ^[8]

D'autres centrales sont à l'arrêt, pour différentes causes comme le montre le tableau suivant :

<i>Nom de la centrale</i>	<i>Année de l'arrêt</i>	<i>La cause</i>
<i>Bouhanifia</i>	<i>1978</i>	<i>Manque d'eau. Tableau de commande détruit</i>
<i>Tessala</i>	<i>1988</i>	<i>Le canal d'évacuation est obturé</i>
<i>Beni Behdel</i>	<i>1991</i>	<i>Manque d'eau</i>
<i>Oued El Fodda</i>	<i>1987</i>	<i>Envasement du barrage</i>

Tableau 1.2 : Etat des centrales recensées ^[8]

- **La centrale hydroélectrique de Beni Haroun**

Une station de pompage est prévue pour refouler du réservoir de Beni Haroun un débit maximal de $23\text{m}^3/\text{s}$ vers un réservoir de capacité utile moindre et de 57 Millions m^3 , situé à une cote plus élevée qui peut servir d'une source de dérivation d'eau pour la production de l'énergie hydroélectrique.

La durée de pompage pour l'accumulation est de 16heures/jour et la durée du turbinage est de 4heures/jour, pour toute l'année. ^[8]

1.12. Conclusion

L'étude bibliographique faite dans ce chapitre nous a permis de conclure que l'hydroélectricité constitue la première source renouvelable et la troisième source toutes filières confondues de production électrique au monde (15,8% en 2018) et que Vingt-trois stations hydroélectriques ont été recensées en Algérie.

C'est l'une des meilleures énergies renouvelables qui peut aider dans la transition énergétique moderne.

Chapitre II:
Principes de base des écoulements des
fluides

2.1. Introduction

Les lois de l'hydraulique étaient mal connues jusqu'au XVIII^e siècle. Les savants Daniel Bernoulli (1700-1782) et Leonhard Euler (1707-1783) posèrent les fondements des lois de l'hydrodynamique, de l'écoulement des fluides et les principes des turbomachines.

2.2. Régimes d'écoulement

La connaissance du régime d'écoulement d'un fluide est un point clé en génie des procédés, car il a une influence sur la plupart des phénomènes, en particulier les transferts de chaleur, de matière, les pertes de charges etc...

Trois grands régimes d'écoulement ont été définis par Reynolds (1883) :

- L'écoulement laminaire : écoulement rectiligne, le fluide s'écoule en filets parallèles à l'axe de la conduite, sans mélange.
- L'écoulement intermédiaire : l'écoulement est plus ou moins rectiligne, avec un peu de mélange (petits tourbillons).
- L'écoulement turbulent : l'écoulement se fait avec de grands tourbillons, avec un mélange important.^[17]

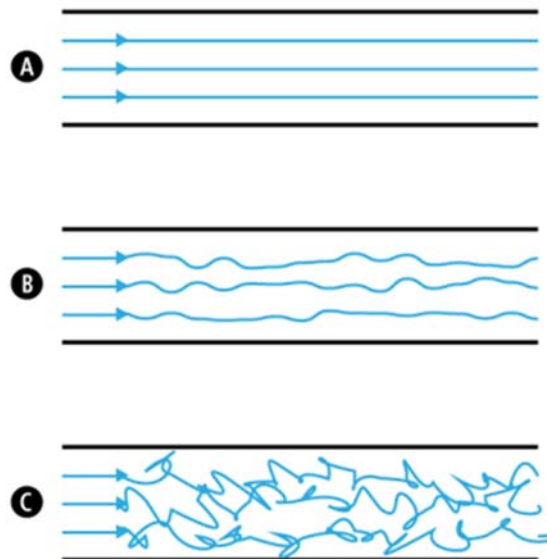


Figure 2. 1 : régimes d'écoulement.^[17]

A : écoulement laminaire.

B : écoulement intermédiaire.

C : écoulement turbulent.

Le régime d'écoulement dépend du débit de fluide, du diamètre de la conduite et des propriétés du fluide. Il est déterminé grâce au nombre de Reynolds, défini comme suit dans le cas d'un écoulement dans une conduite cylindrique :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{u \cdot D}{\nu}$$

Re : nombre de Reynolds (sans dimension)

ρ : masse volumique du fluide ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

u : vitesse moyenne du fluide ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

D : diamètre de la conduite (m)

μ : viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

ν : viscosité cinématique du fluide ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Pour $Re < 2000$, l'écoulement est laminaire.

Pour $2000 < Re < 10000$, l'écoulement est intermédiaire.

Pour $Re > 10000$, l'écoulement est turbulent.

NB : Les valeurs limite du nombre de Reynolds de 2000 et 3000 définissant les différents régimes d'écoulement sont celles que l'on adopte généralement, mais ces valeurs ne sont pas strictes. On peut trouver dans la littérature des valeurs différentes suivant les sources et auteurs. Pour la limite entre écoulement laminaire et intermédiaire, les valeurs sont assez proches : autour de 2000-2100. En revanche, pour la limite entre écoulement intermédiaire et turbulent, des valeurs très différentes peuvent être indiquées : les valeurs de 3000, 4000 ou 10000 sont souvent retrouvées. ^[17]

2.3. Écoulement laminaire en conduite cylindrique : loi de Poiseuille

En mécanique des fluides, le mouvement des fluides Newtoniens est décrit par les équations de Navier-Stokes (équations aux dérivées partielles non linéaires, valables dans des milieux continus). La résolution de ces équations complexes est difficile et nécessite la plupart du temps d'adopter des hypothèses simplificatrices.

La résolution de ces équations dans le cas de l'écoulement d'un fluide Newtonien incompressible en régime laminaire aboutit à la loi ou équation de Poiseuille :

$$u(r) = \frac{1}{4 \cdot \mu} \cdot \left(-\frac{\partial p}{\partial x}\right) \cdot (R^2 - r^2)$$

$u(r)$: vitesse du fluide au rayon r ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

μ : viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

P : pression (Pa)

x : abscisse (suivant l'axe parallèle à la conduite) (m)

r : rayon (coordonnée cylindrique) (m)

R : rayon interne de la conduite (m)



Figure 2.2 : Écoulement de Poiseuille^[17]

L'équation de Poiseuille donne la vitesse du fluide en fonction du rayon auquel on se place dans la conduite. Elle traduit le profil parabolique des vitesses.

A partir de cette équation, on peut exprimer la vitesse moyenne du fluide au sein de la conduite sur une longueur L donnée :

$$u_{moy} = \frac{R^2}{8 \cdot \mu} \cdot \frac{\Delta p}{L}$$

u_{moy} : vitesse moyenne du fluide (m.s⁻¹)

μ : viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

Δp : gradient de pression sur la longueur de conduite L (Pa)

L : longueur de conduite considérée (m).

2.4. Conservation de la matière : conservation du débit

Dans le cas d'un fluide en écoulement dans une conduite, le principe de conservation de la matière se traduit par la conservation du débit : le débit est constant en tout point (ou toute section) de la conduite. Si la section de la conduite varie (variation de diamètre dans le cas d'une conduite cylindrique), c'est la vitesse qui varie.

Ainsi, entre deux sections 1 et 2, le débit est constant, et on peut écrire l'égalité suivante :

$$q_1 = u_1 \cdot \Omega_1 = q_2 = u_2 \cdot \Omega_2$$

D'où :

$$u_2 = u_1 \cdot \frac{\Omega_1}{\Omega_2}$$

q_1 : débit volumique du fluide au niveau de la section 1 (m³.s⁻¹)

q_2 : débit volumique du fluide au niveau de la section 2 (m³.s⁻¹)

u_1 : vitesse du fluide au niveau de la section 1 (m.s⁻¹)

u_2 : vitesse du fluide au niveau de la section 2 (m.s⁻¹)

Ω_1 : aire de la section 1 (m²)

Ω_2 : aire de la section 2 (m²)

Dans le cas d'une conduite cylindrique, on a alors :

$$u_2 = u_1 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

D_1 : diamètre de la conduite au niveau de la section 1 (m)

D_2 : diamètre de la conduite au niveau de la section 2 (m)

NB : Le débit d'un fluide peut être exprimé de différentes façons : débit massique, molaire ou volumique. Pour un liquide, la conservation du débit est valable qu'on l'exprime en massique, molaire ou volumique (si le liquide est considéré incompressible). Dans le cas d'un gaz, la conservation du débit s'écrit sans problème quand il est exprimé en massique ou molaire. En revanche, le volume d'un gaz dépend des conditions de température et de pression : le débit volumique ne se conserve que si la pression et la température ne varient pas. Dans le cas contraire, il faut se référer à la loi des gaz parfaits (voir §1.2).

2.5. Conservation de l'énergie mécanique : loi de Bernoulli

La loi de Bernoulli traduit la conservation de l'énergie mécanique d'un fluide qui s'écoule entre deux sections d'une conduite.

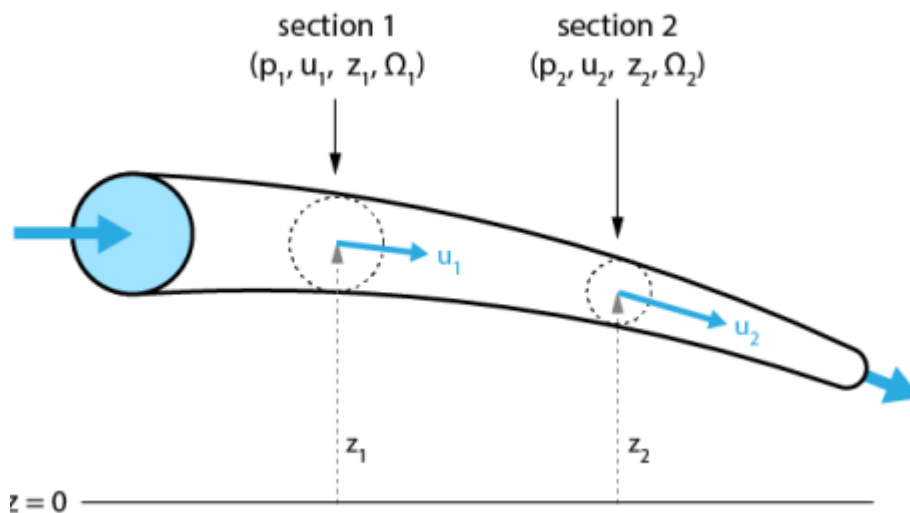


Figure 2.3 : loi de Bernoulli

L'énergie mécanique du fluide se décompose en trois catégories : l'énergie cinétique, l'énergie potentielle et l'énergie de pression. Dans l'équation proposée ci-dessous, ces énergies sont exprimées sous forme de pression (pression cinétique, pression potentielle et pression intérieure).

Deux termes peuvent moduler l'égalité de l'énergie mécanique entre les sections 1 et 2 :

- Les pertes de charge exprimée sous forme de pression (en Pa) ; le calcul des pertes de charge sera abordé dans la suite du cours

- L'apport ou la perte d'énergie via un organe présent sur la conduite entre les sections 1 et 2 ; par exemple, la présence d'une pompe se traduira par un apport d'énergie au fluide ($P > 0$), alors qu'une turbine prendra de l'énergie au fluide ($P < 0$) ; cet apport ou perte d'énergie est exprimé sous forme d'une puissance divisée par le débit volumique de fluide, ce qui correspond à une pression (en Pa)

$$\begin{array}{c}
 \text{Énergie du fluide} \quad = \quad \text{Énergie du fluide} \\
 \text{à la section 1} \quad \quad \quad \text{à la section 2} \\
 \hline
 \left[\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2 \right] + \left[\rho \cdot g \cdot z_1 \right] + \left[p_1 \right] = \left[\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_2^2 \right] + \left[\rho \cdot g \cdot z_2 \right] + \left[p_2 \right] + \left(\Delta P_{12} \right) + \left(\frac{P}{q_v} \right) \\
 \hline
 \text{pression cinétique} \\
 \text{pression potentielle} \\
 \text{pression intérieure} \\
 \hline
 \text{Pertes de charge} \\
 \text{entre 1 et 2} \\
 \hline
 \text{Apport ou perte} \\
 \text{d'énergie}
 \end{array}$$

Figure 2.4 : L'énergie mécanique du fluide.^[17]

S'il n'y a pas de pertes de charge (négligée, considérant un fluide parfait à viscosité nulle) et aucun organe apportant ou prenant de l'énergie au fluide, l'équation de Bernoulli se simplifie comme suit :

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2 + \rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_2^2 + \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2$$

ρ : masse volumique du fluide ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

u_1 : vitesse du fluide au niveau de la section 1 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

u_2 : vitesse du fluide au niveau de la section 2 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

z_1 : altitude de la section 1 (au centre) (m)

z_2 : altitude de la section 2 (au centre) (m)

p_1 : pression du fluide au niveau de la section 1 (Pa)

p_2 : pression du fluide au niveau de la section 2 (Pa)

Δp_{12} : pertes de charge éventuelles entre les sections 1 et 2 (Pa)

P : puissance éventuellement apportée ou prise au fluide par un organe placé sur la conduite (W)

q_v : débit volumique du fluide ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

Quelques exemples d'applications de la loi de Bernoulli sont donnés ci-après.

2.5.1. Application à la mesure de vitesse : tube de Pitot

Le tube de Pitot est un système de mesure de la vitesse d'un fluide. Le principe est de mesurer la différence de pression entre deux prises de pressions :

- Une prise de pression statique dont l'axe est perpendiculaire à l'écoulement du fluide (point A sur le schéma)
- Une prise de pression dynamique dont l'axe est parallèle à l'écoulement du fluide (point B sur le schéma).^[17]

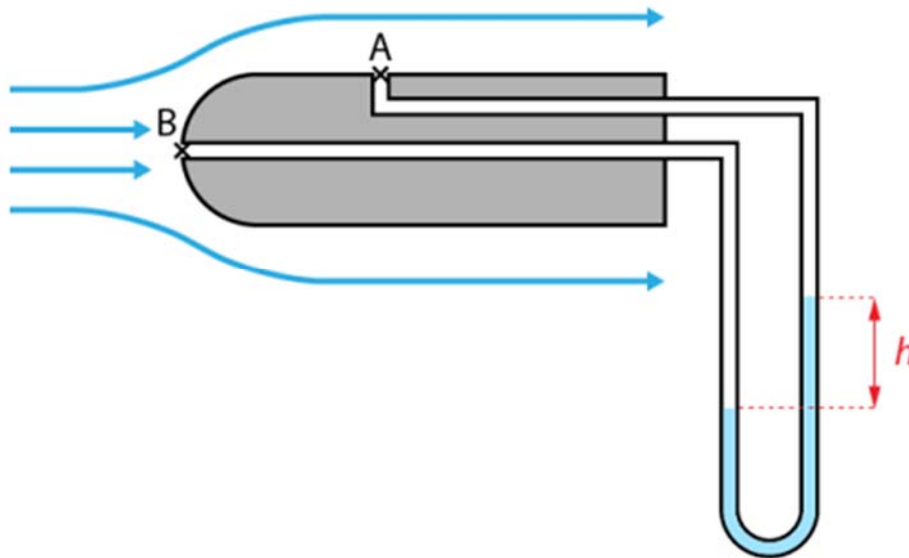


Figure 2.6 : la mesure de vitesse : tube de Pitot^[17]

Si l'on fait l'hypothèse de l'absence de pertes de charge entre les points A et B, et que les points A et B sont à la même hauteur ($z_A = z_B$), l'équation de Bernoulli entre les points A et B s'écrit comme suit :

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_A^2 + p_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_B^2 + p_B$$

D'autre part, on peut considérer que $u_B=0$ car le fluide est stoppé au niveau du point B par la présence du tube de Pitot. On a alors:

$$u_A = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_B - p_A)}$$

Si on considère un manomètre à tube en U (contenant un fluide de masse volumique ρ'), on peut exprimer la différence de pression en fonction de la dénivellation h :

$$p_B - p_A = \rho' \cdot g \cdot h$$

Finalement, la vitesse du fluide s'exprime comme suit :

$$u_A = \sqrt{2 \cdot \frac{\rho'}{\rho} \cdot g \cdot h}$$

2.5.2. Application à la mesure de débit : Venturi

Un Venturi est un système permettant de mesurer le débit d'un fluide. Il consiste en un tube avec un rétrécissement. Le principe est de mesurer la différence de pression entre les sections de grand et petit diamètre. ^[17]

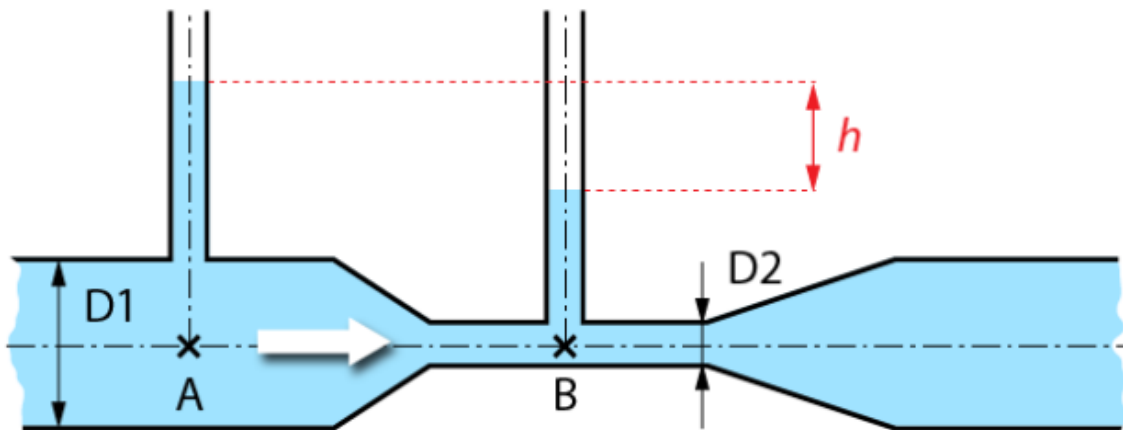


Figure 2. 7: la mesure de débit : Venturi ^[17]

L'application de la loi de Bernoulli permet d'exprimer le lien entre vitesse du fluide et pression entre les points A et B (dans ce cas $z_A = z_B$, et on néglige les pertes de charge) :

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_A^2 + p_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_B^2 + p_B$$

Les vitesses peuvent être exprimées en fonction du débit volumique et du diamètre du tube :

$$u_A = \frac{4 \cdot q_v}{\Pi \cdot D_1^2}$$

ET:

$$u_B = \frac{4 \cdot q_v}{\Pi \cdot D_2^2}$$

Ainsi, le débit volumique du fluide s'exprime :

$$q_v = \sqrt{\frac{\Pi^2 \cdot (p_A - p_B)}{8 \cdot \rho \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4}\right)}}$$

Si la différence de pression entre les points A et B est déterminée par un système de tube en U, avec une dénivellation h , on obtient finalement :

$$q_v = \sqrt{\frac{\Pi^2 \cdot g \cdot h}{8 \cdot \rho \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4}\right)}}$$

2.5.3. Application à la vidange d'une cuve

On considère une cuve cylindrique de diamètre D_1 initialement remplie d'une hauteur H d'eau. Cette cuve peut être vidangée par un orifice de diamètre D_2 situé au bas de la cuve.

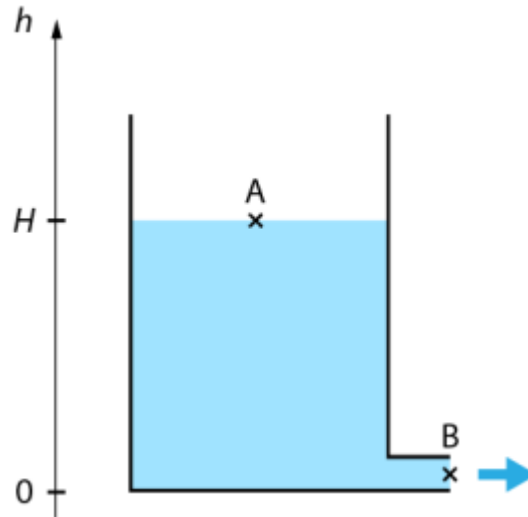


Figure 2.8 : la vidange d'une cuve ^[17]

En considérant que le fluide est parfait (pas de pertes de charge), que les pressions aux points A et B sont égales (pression atmosphérique), et que la vitesse au point A est négligeable par rapport à celle au point B, la loi de Bernoulli permet d'exprimer la vitesse du fluide au point B à un instant t en fonction de la hauteur de fluide dans la cuve :

$$u_B = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

La vitesse du fluide au point a pu d'autre part être exprimée comme suit :

$$u_A = -\frac{dh}{dt} \text{ (Attention au signe)}$$

En partant de l'égalité des débits aux points A et B, on peut écrire :

$$q_{vA} = q_{vB}$$

$$u_A \cdot \frac{\Pi \cdot D_A^2}{4} = u_B \cdot \frac{\Pi \cdot D_B^2}{4}$$

$$-\frac{dh}{dt} \cdot \frac{\Pi \cdot D_A^2}{4} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \cdot \frac{\Pi \cdot D_B^2}{4}$$

Après intégration de cette expression entre les temps $t=0$ et $t=T$ et les hauteurs $h=H$ et $h=0$, on obtient finalement l'expression du temps nécessaire à la vidange de la cuve T :

$$T = \left(\frac{D_A}{D_B}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H}{g}}$$

2.5.4. Pertes de charge

Tout fluide a une viscosité qui occasionne lors de son déplacement des frottements entre les couches de fluide et entre le fluide et la paroi. Les frottements peuvent être amplifiés par la présence d'éléments sur la conduite (vanne, coude, capteur etc...). Tous ces frottements donnent lieu à des pertes d'énergie sous forme de chaleur. Ainsi, au cours de son déplacement, un fluide perd de l'énergie mécanique, il perd une partie de sa « charge » : c'est ce que l'on appelle les pertes de charge.^[17]

Les pertes de charge se traduisent par une chute de pression entre deux points. On peut les exprimer comme une pression (en Pa), ou comme une hauteur de colonne de fluide (en mètres de colonne de fluide : mCF; le plus souvent mètres de colonne d'eau: mCE). Le lien entre ces deux manières d'exprimer les pertes de charge est le suivant :

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta H$$

ΔP : perte de charge (Pa)

ΔH : perte de charge (mCF)

ρ : masse volumique du fluide considéré ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) (masse volumique de l'eau si mCE)

Comme vu précédemment (§3.3), les pertes de charge apparaissent dans la loi de Bernoulli, qui peut donc être appliquée pour calculer les pertes de charge. Il faut alors cependant disposer de toutes les informations nécessaires, à savoir vitesse du fluide, pression et altitude pour chacune des deux sections entre lesquelles on veut calculer les pertes de charge.

Ainsi, la plupart du temps, on a recours à des relations empiriques et/ou abaques pour estimer les pertes de charge.

Pour ce faire, on distingue deux catégories de pertes de charge :

- **Les pertes de charge linéaires**, qui sont liées aux frottements entre couches de fluide et entre fluide et paroi dans les sections de conduite simple
- **Les pertes de charge ponctuelles**, qui sont liées à la présence d'un élément ou accident sur la conduite : vanne, coude, rétrécissement, élargissement, clapet, capteur, organe de mesure de vitesse, de débit etc...

Les pertes de charge linéaires et ponctuelles sont estimées séparément, puis sommées pour obtenir les pertes de charge totales :

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{lin} + \Delta P_{ponct}$$

ΔP_{tot} : pertes de charge totales (Pa)

ΔP_{lin} : pertes de charge linéaires (Pa)

ΔP_{ponct} : pertes de charge ponctuelles (Pa)^[17]

2.5.4.1. Pertes de charge linéaires

Les pertes de charge linéaires dépendent de la vitesse du fluide, de sa viscosité, de la géométrie de la conduite (diamètre, longueur) et de sa rugosité (hauteur des aspérités sur la paroi interne de la conduite). Elles sont calculées suivant l'expression :

$$\Delta P_{lin} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot L \cdot u^2}{2D}$$

ΔP_{lin} : pertes de charge linéaires (Pa)

λ : coefficient de pertes de charge

L : longueur de conduite considérée (m)

u : vitesse du fluide (m.s⁻¹)

D : diamètre de la conduite (m)

Le coefficient de pertes de charge λ dépend du régime d'écoulement du fluide. Il est déterminé soit à l'aide de $\frac{\varepsilon}{D}$ relations empiriques, soit à l'aide d'abaques, en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité relative de la conduite (dans le cas d'un écoulement en régime turbulent rugueux).

ε : hauteur moyenne des aspérités (m)

D : diamètre interne de la conduite (m)

On trouve dans la littérature diverses relations empiriques pour déterminer λ en fonction du régime d'écoulement. Les plus utilisées sont données ci-après :

- Régime laminaire ($Re < 2000$) :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- Régime turbulent lisse ($2000 < Re < 10^4$) : (relation de Blasius)

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$$

- Régime turbulent rugueux : il existe différentes relations empiriques, mais l'utilisation d'un abaque est plus commode dans ce cas.

Divers abaques pour la détermination de λ sont également disponibles dans la littérature, les plus classiques étant les abaques de Colebrook et de Moody. Un exemple d'abaque de Moody est donné ci-après.^[17]

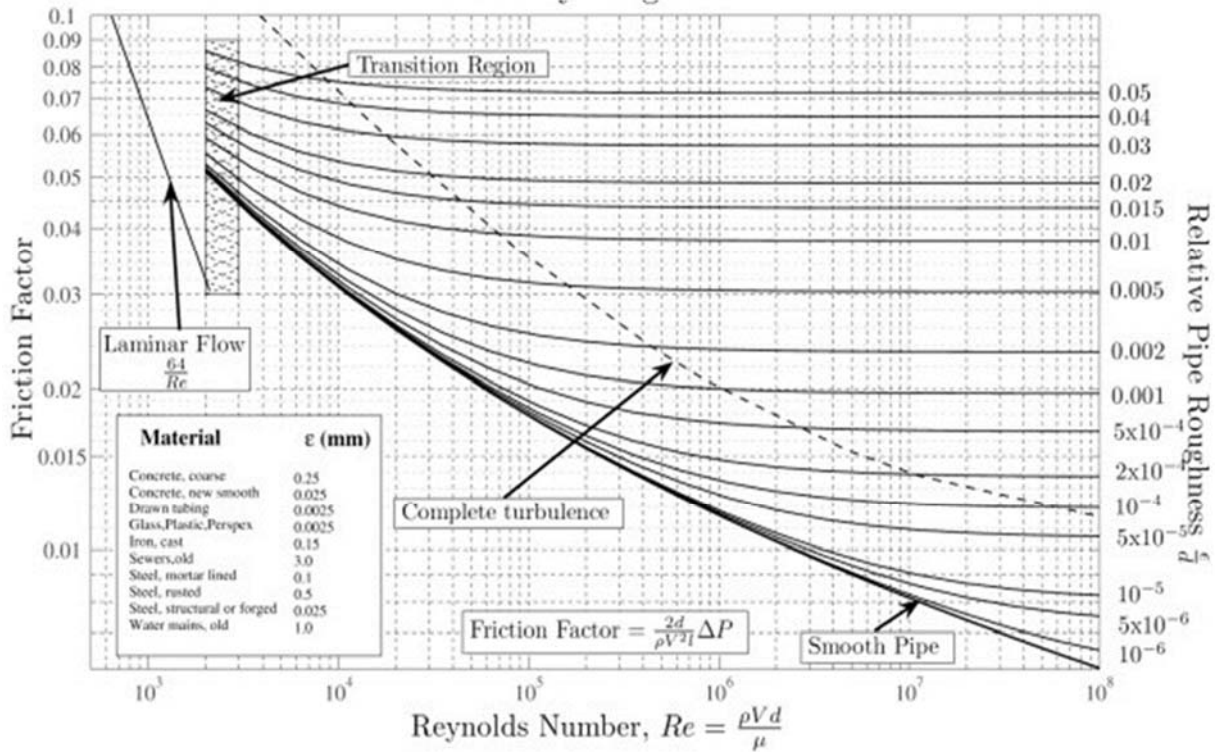


Figure 2.9 : Diagramme de Moody. [17]

NB : à la place du coefficient de pertes de charge, on trouve parfois le facteur de frottion (ou coefficient de Colebrook) défini par :

2.5.4.2. Pertes de charge ponctuelles

Les pertes de charge ponctuelles sont liées à la présence d'élément ou accident sur la conduite (vanne, coude, rétrécissement, élargissement, clapet, capteur, organe de mesure de vitesse, de débit etc..). Elles sont calculées suivant l'expression :

$$\Delta P_{ponct} = \frac{K \cdot \rho \cdot u^2}{2}$$

ΔP_{ponct} : pertes de charge ponctuelles (Pa)

K : coefficient dépendant du type d'accident (à chercher dans la littérature)

ρ : masse volumique du fluide ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

u : vitesse du fluide ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Le coefficient K correspond à l'accident considéré. Sa valeur est à chercher dans la littérature ou dans les documents fournis par les constructeurs.

Il est souvent plus pratique d'exprimer les pertes de charge ponctuelles en utilisant la notion de longueur équivalente (L_{eq}). Cela signifie que l'accident considéré provoque une perte de charge équivalente à celle provoquée par une longueur L_{eq} de conduite (de même caractéristiques que celle sur laquelle est placé l'accident). La longueur équivalente peut est calculée comme suit :

$$L_{eq} = \frac{2 \cdot D \cdot \Delta P_{punct}}{\lambda \cdot \rho \cdot u^2}$$

Certains abaques fournissent directement la valeur de longueur équivalente.

Ainsi, pour calculer les pertes de charges totales (linéaires + ponctuelles), on pourra ajouter toutes les longueurs équivalentes correspondant aux accidents ($\sum L_{eq}$) à la longueur de conduite simple L , ce qui simplifie les calculs :^[17]

$$\Delta P_{tot} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot (L + \sum L_{eq}) \cdot u^2}{2D}$$

2.6. Conclusion

L'étude de la dynamique des fluides dans ce chapitre, nous a permis de distinguer les régimes d'écoulement, les lois de bilans (conservation de débit, équation d'Euler et celle de Bernoulli.) qui régissent ces écoulements ainsi les phénomènes qui surgissent pendant l'interaction fluide-fluide et fluide- solide comme les pertes de charges.

Chapitre III:
Etude énergétique d'une turbine
hydraulique

3.1. Introduction

Les premières machines transformant l'énergie hydraulique en énergie mécanique étaient les roues à eau qui furent utilisées jusqu'au siècle dernier ; la première roue à axe horizontal actionnée par sa partie inférieure fut décrite par le Romain Vitruve au I siècle avant notre ère. Une augmentation de la puissance fut obtenue au II siècle en alimentant les roues dans leur partie supérieure ; des puissances de 50 ch furent obtenues au Moyen Âge.

3.2. Principe de fonctionnement de turbine

3.2.1. Turbines à action

Un jet libre agit sur des augets ou des aubes profilées placées sur la périphérie d'une roue (action).

Ce jet exerce une force sur l'auget en mouvement de rotation, qui est transformée en couple et puissance mécanique sur l'arbre de la turbine. La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie à disposition de l'aubage est entièrement sous forme d'énergie cinétique.

L'échange d'énergie entre l'eau et l'aubage a lieu à pression constante, généralement la pression atmosphérique. La roue de la turbine est dénoyée et tourne dans l'air.

La figure 3.1.a présente schématiquement une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement. ^[24]

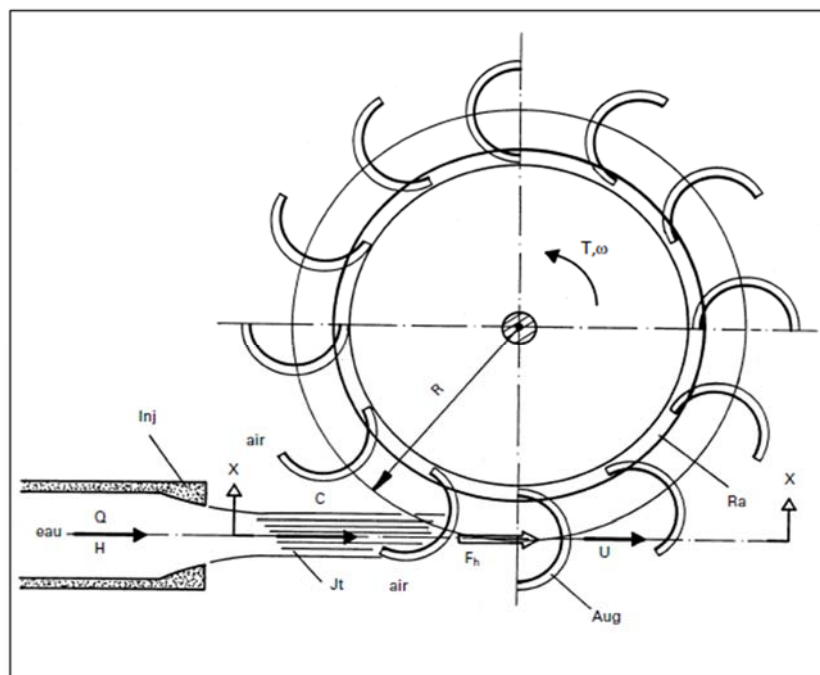


Figure 3.1.a : Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement ^[24]

La figure 3.1.b présente les trois cas de fonctionnement principaux de ce type de turbine, soit :

1. roue bloquée, couple environ le double du couple nominal ;
2. roue en régime de fonctionnement normal, vitesse périphérique de la roue selon la théorie 50 % de la vitesse du jet, en pratique 45 à 48%;

3. roue à l'emballlement, vitesse de rotation selon la théorie 2 fois la vitesse nominale; en pratique 1.8 fois.^[24]

Remarque:

- la vitesse de l'eau dans le jet ne dépend que de la chute ;
- le débit est calculé à partir de la section du jet et de la vitesse de l'eau ;
- le débit est indépendant de la vitesse de rotation de la turbine. Il ne dépend que de l'injecteur. En cas d'emballlement, il reste constant.

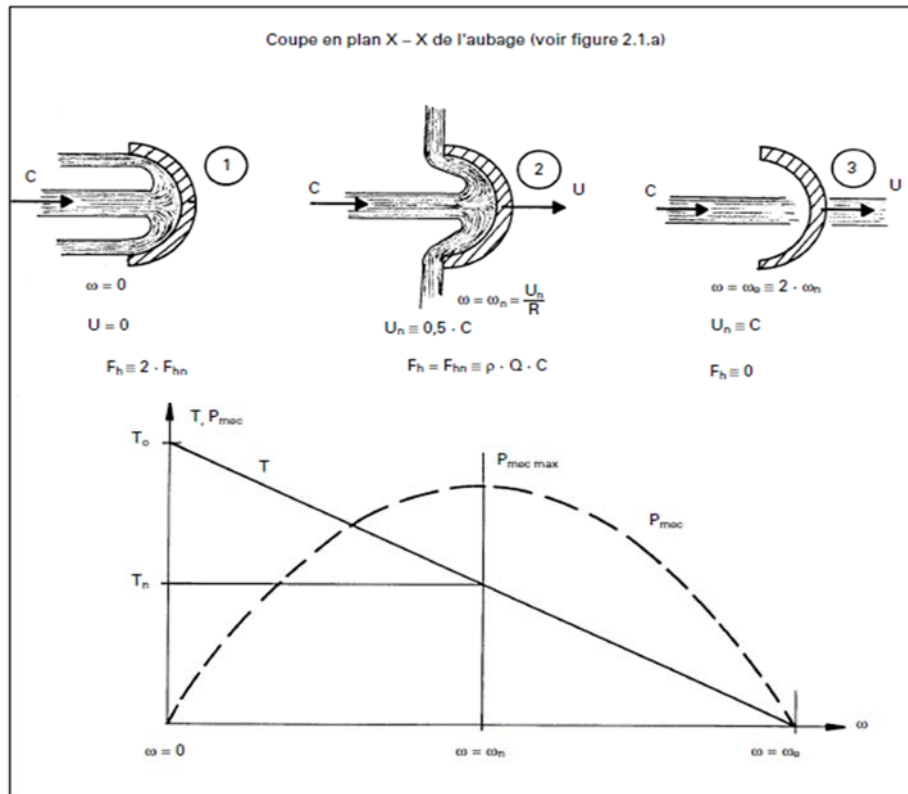


Figure 3.1.b : Cas de fonctionnement d'une turbine à action^[24]

3.2.2. Turbines à réaction

Une turbine à réaction est une machine fermée (noyée) qui utilise à la fois la vitesse de l'eau (énergie cinétique) et une différence de pression. Deux principes sont à la base de son fonctionnement :

- La création d'un tourbillon au moyen d'une bêche spirale, d'aubages directeurs, ou les deux à la fois ;
- La récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les aubages d'une roue en rotation qui dévient les filets d'eau pour leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

Ces aubages se comportent comme une aile d'avion : l'écoulement de l'eau provoque sur le profil de l'aube une force hydrodynamique qui induit un couple sur l'arbre de la turbine.

Comme pour une aile d'avion, la force portante résulte d'une différence de pression entre les deux faces du profil (intrados et extrados).^[24]

La figure 3.2.a présente une image schématique d'une turbine à réaction.

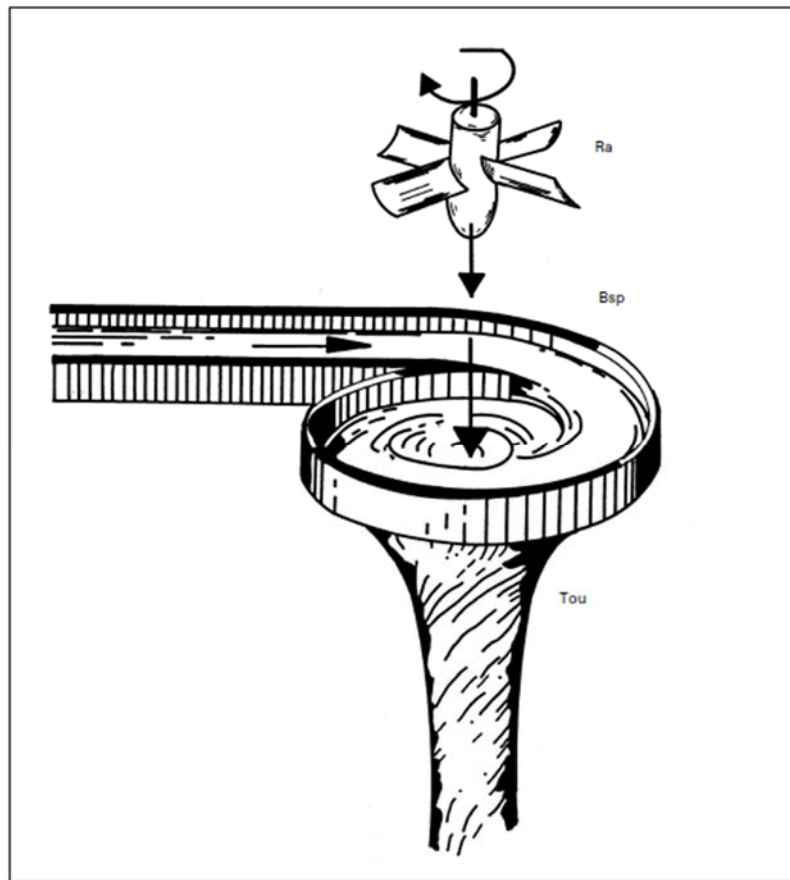


Figure 3.2.a : Image schématique d'une turbine à réaction^[24]

La figure 3.2.b présente une vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis, avec ses composants.

Dans ce type de machine, le tourbillon est créé par une bache spirale, l'angle final de l'écoulement tourbillonnaire étant défini par le distributeur, en règle générale mobile.

L'eau s'écoule radialement pour changer de direction à travers la roue et en ressortir axialement.

(U) et relative (W) à l'entrée et à la sortie de la roue d'une turbine radiale, de type Francis.

Dans cette machine, l'eau entre axialement, et est mise en rotation par l'aubage du distributeur uniquement puisqu'il n'y a pas de bache spirale.^[24]

La figure montre également les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.

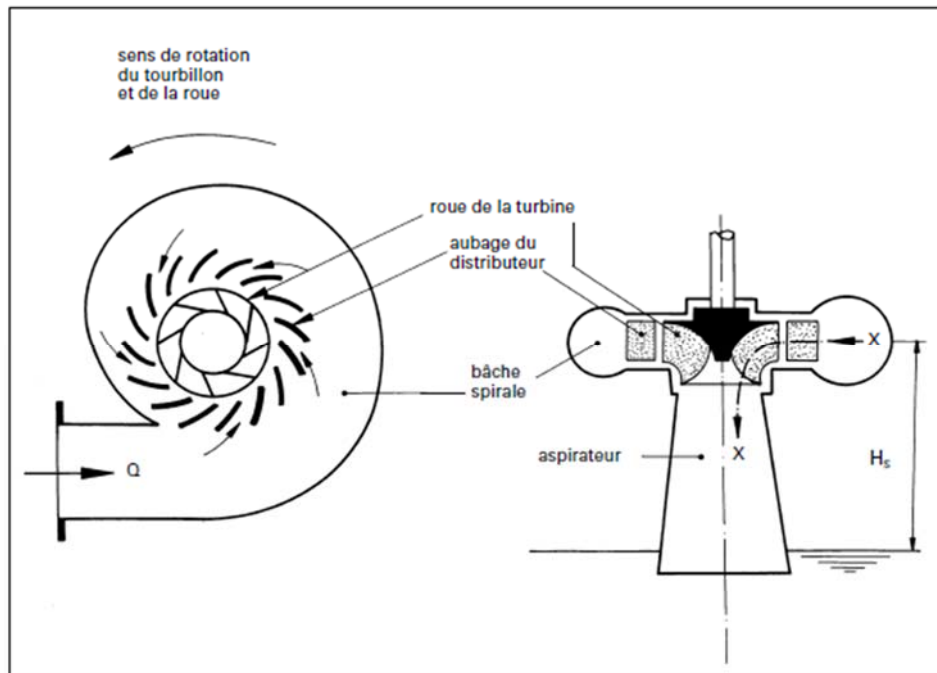


Figure 3.2.b : Vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis^[24]

3.3. Historique de la turbine hydraulique

Les roues hydrauliques étaient connues par des Romains, qui les utilisaient dans les moulins à grain. Elles ont animé pendant longtemps les moulins à céréales mais aussi des installations artisanales ou industrielles. Héritières des antiques moulins à aubes, les turbines hydrauliques appurent au cours du dix-neuvième siècle. La première réalisation de turbine hydraulique est due à Benoît Fourneyron, un français, en 1827, elle est le perfectionnement des roues hydrauliques qui existaient depuis plusieurs siècles ; c'est une turbine à réaction. L'invention de la turbine hydraulique puis de la dynamo et enfin de l'alternateur ont ouvert une voie importante vers l'hydroélectricité qui constitue la source d'énergie renouvelable la plus utilisée dans le monde. Les noms de certains scientifiques que nous aurons à développer tout le long de notre enchainement sont rattachés aux principales découvertes techniques. Elles permettent aujourd'hui d'obtenir des puissances unitaires très élevées, de l'ordre de 200 MW pour certaines machines hydrauliques et qui pourrait atteindre 500 000 MW avec d'autres dépendamment des conditions d'exploitations ; ainsi que des rendements énergétiques dépassant 90%. Les premières turbines de haute chute, fonctionnant sous 200 m de hauteur d'eau, furent installées, en 1869, près de Lancey, dans le Dauphiné, par l'ingénieur Aristide Bergès. Actuellement les turbines hydrauliques utilisent des chutes allant de quelques mètres comme les centrales marémotrices jusqu'à 2000m. ^[18]

3.4. Lois de similitude

3.4.1. Changement des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine donnée

Une turbine de dimensions connues travaille sous une chute variable avec une ouverture géométrique donnée. Les relations entre les différents paramètres sont les suivantes :

chute (m)	H_1	H_2
débit (m ³ /s)	Q_1	$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
vitesse de rotation (t/min)	n_1	$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
couple (Nm)	T_1	$T_2 = T_1 \cdot \frac{H_2}{H_1}$
puissance (W ou kW)	P_1	$P_2 = P_1 \cdot \frac{H_2^{1,5}}{H_1^{1,5}}$

Tableau 3.1 : Les relations entre les différents paramètres^[24]

Changement des caractéristiques et de la taille d'une turbine

Les lois de similitude de l'hydraulique permettent de démontrer que les turbines peuvent être classées en fonction de leur forme géométrique, indépendamment de leur taille.

C'est ainsi qu'il est possible, à partir d'un modèle réduit, de connaître les performances de toutes les turbines de forme géométriquement semblables au modèle.

Les caractéristiques de fonctionnement sont directement dépendantes d'un diamètre de référence mesuré sur la roue de la turbine.^[24]

3.4.2. Changement des caractéristiques et de la taille d'une turbine

Les lois de similitude de l'hydraulique permettent de démontrer que les turbines peuvent être classées en fonction de leur forme géométrique, indépendamment de leur taille.

C'est ainsi qu'il est possible, à partir d'un modèle réduit, de connaître les performances de toutes les turbines de forme géométriquement semblables au modèle.

Les caractéristiques de fonctionnement sont directement dépendantes d'un diamètre de référence mesuré sur la roue de la turbine.

Le rendement d'une turbine pourra varier de quelques pourcents entre un modèle et son exécution en grandeur réelle.

Il ne suit pas une loi de similitude bien définie, mais peut être estimé à partir de formules empiriques présentées, en particulier, dans les normes régissant les essais de réception.

Les différences sont influencées par :

3.4.2.1. Le rapport des dimensions entre modèle et exécution ;

3.4.2.2. La qualité de la fabrication (respect des formes, précision et qualité de la finition) ;

3.4.2.3. Les conditions d'exploitation (chute, débit, vitesse de rotation).

Le rendement garanti restera donc toujours du domaine de responsabilité du constructeur.

3.5. Typologie des turbines hydraulique

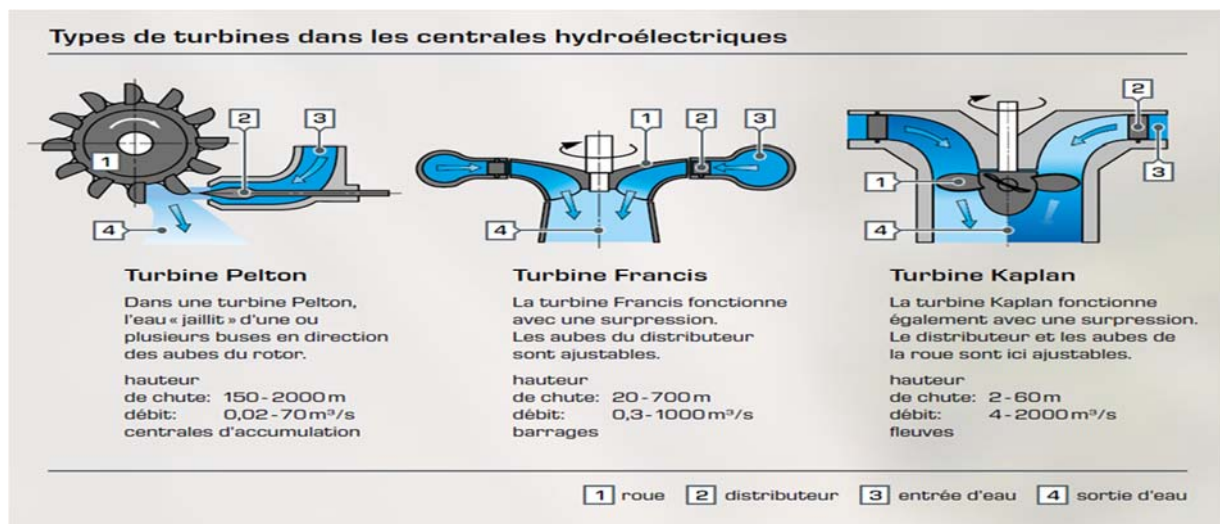


Figure 3.3 : types de turbines dans les centrales hydroélectriques. [23]

3.5.1. Turbines à réaction

Une turbine à réaction est une machine complètement immergée dans l'eau et mise en rotation par effet tourbillon au moyen d'une bêche, et des aubages directeurs fixes ou mobiles.

Les aubages de la turbine sont profilés de manière à donner aux filets d'eau une direction parallèle à l'axe de rotation à la sortie de la turbine, il existe deux types de turbine à réaction :

- **Turbine Francis**

La turbine Francis est utilisée pour des faibles variations de débit (débits moyens entre 100 l.s-1 et 6000l. s-1), elle s'adapte bien aux chutes moyennes de 10 m à 100 m, elle a un bon rendement et une vitesse de rotation élevée (1000 tr/min).

- **Turbine Kaplan**

Les turbines Kaplan (ou turbines hélice) sont les turbines les mieux adaptées pour les faibles chutes (environ 2 m) et des débits importants de l'ordre de (300 l à 15000 l), elles conviennent bien pour des débits variables et leur rendement est bon (84-90% maximum) en dépit d'une

vitesse de rotation faible ; les pâles sont orientables pour optimiser le coefficient de rendement de la turbine.

3.5.2. Turbines à action

La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie à disposition de l'aubage a lieu pression constante (généralement la pression atmosphérique), la roue de la turbine est tournée dans l'air, divisé en deux types

- **Turbine Pelton**

La turbine Pelton est constituée par une roue à augets qui est mise en mouvement par un jet d'eau provenant d'un injecteur, les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue.

La vitesse nominale de la turbine varie de (500 tr/min) à (1500 tr/min), ce qui permet un couplage direct sans multiplicateur à la génératrice électrique. [23]

3.6. Turbines Pelton

La turbine Pelton, dont un exemple est donné par la figure 10, est une turbine à injection partielle et à veine libre ; sa roue tourne dans l'air. La détente de l'eau jusqu'à la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine, l'énergie étant disponible à l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique, ce qui correspond à la définition d'une machine à action. Cette turbine ne comporte pas de diffuseur ; à la sortie de la roue, l'eau s'écoule librement.

a. Distributeur

Selon le cas, le distributeur d'une turbine Pelton est formé d'un ou de plusieurs injecteurs ; on distingue ainsi les turbines à jet unique et les turbines à jets multiples (§ 2.3 et § 2.5).

L'injecteur (figure 10) est constitué d'une tuyère appelée buse dont la section de passage est réglable par le déplacement d'un pointeau ou aiguille d'injection. Un déflecteur coiffe l'extrémité de la buse d'un nez demi-cylindrique qui enveloppe et affleure le jet sortant de l'injecteur ; ce déflecteur a pour mission de dévier brusquement le jet de la roue en cas de décharge accidentelle de la machine et d'éviter ainsi l'emballement de celle-ci.

b. Roue

La roue d'une turbine Pelton est formée d'un disque portant des augets en forme de double cuiller avec arête médiane et échancrure (figure 3.4).

L'axe du jet sortant d'un injecteur est tangent à la circonférence primitive (ou cercle Pelton) de la roue dont le diamètre D est, par définition, le diamètre nominal de la machine. L'eau frappe les demi-augets symétriquement par rapport à l'arête qui les sépare ; elle sort de l'injecteur à une vitesse à peu près double de la vitesse tangentielle moyenne des augets : la forme de l'échancrure et le nombre d'augets sont déterminés de telle sorte que la totalité du débit travaille dans les augets sans perte par faufilement. La figure 3.4 montre un auget attaqué de plein fouet et le jet se partageant entre deux augets successifs ; elle met ainsi en évidence l'arête centrale et le rôle de l'échancrure. [20]

Les roues à augets sont généralement coulées d'une seule pièce en acier inoxydable de nuance 13 % Cr et 4 % Ni ; elles sont équilibrées statiquement en atelier.

Les augets sont usinés, meulés très soigneusement, polis dans les zones les plus sollicitées. De nombreux contrôles en cours de fabrication sont effectués, tant métallurgiques que dimensionnels.

La roue est accouplée au plateau de l'arbre turbine par des boulons précontraints au moyen de vérins hydrauliques, assurant ainsi la transmission du couple par adhérence. [20]

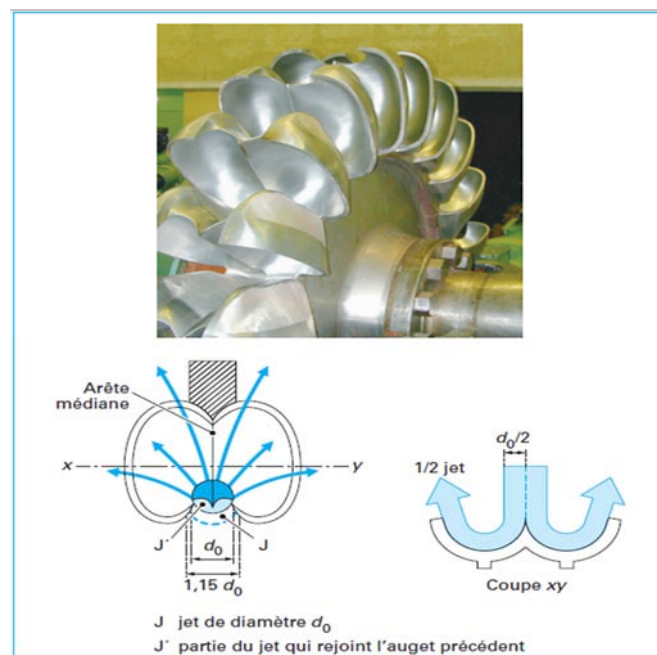


Figure 3.4 : Augets de turbine Pelton (doc. Mecaflux.com) [20]

a. Turbines à jet unique

Les turbines Pelton à jet unique sont construites surtout à axe horizontal.

La machine est couverte par un manteau ou capote en acier coulé ou construction mécano soudée, comportant des tampons de regard et des anneaux de levage. L'échappement vers le canal de fuite s'effectue par une fosse blindée (figure 3.5).

Autrefois, la tubulure de l'injecteur comportait toujours un coude (figure 3.5) afin que le mécanisme de commande de l'aiguille d'injection puisse être placé à l'extérieur de l'écoulement. Le coude plus ou moins accentué a pour conséquence une distorsion de l'écoulement qui se propage jusqu'à la tuyère ; ainsi, les jets obtenus n'ont pas, avec cette solution, toute la perfection hydraulique souhaitable. [20]

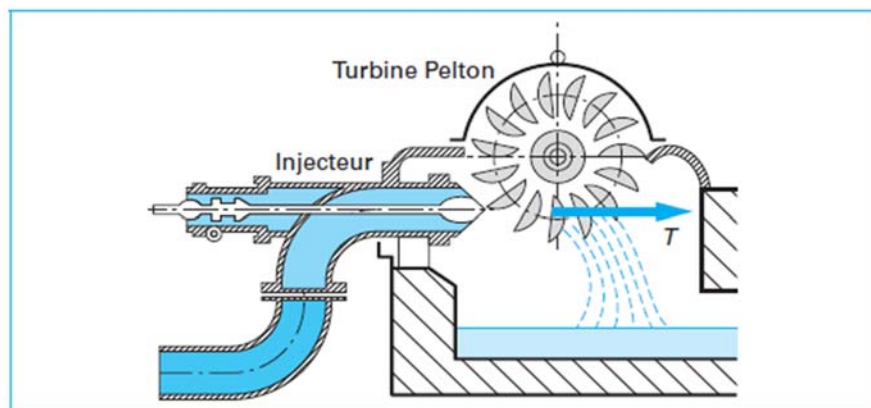


Figure 3.5 : Turbine Pelton à jet unique. [20]

Dans les unités actuelles de grande puissance à axe horizontal, l'injecteur est rectiligne et d'une construction symétrique par rapport à l'axe du jet, ailettes de guidage exceptées. Il est à remarquer que cette conception ne conduit pas à une diminution des pertes dans l'injecteur lui-même, puisque le diamètre hydraulique de ce dernier est diminué par rapport à la solution ancienne de la tubulure coudée ; le gain vient de l'uniformité de structure du jet qui entraîne une meilleure utilisation de celui-ci dans la roue. Afin de diminuer le plus possible le diamètre du corps central de l'injecteur, on commande l'aiguille (le pointeau) par un ou des pistons fonctionnant sous une pression d'huile élevée pouvant atteindre 60 bar. Un ressort d'équilibrage permet une meilleure adaptation du servomoteur à la courbe d'effort. [20]

b. Éléments dimensionnants

L'injecteur est constitué d'une tuyère dont la section de passage est adaptée à la forme de l'aiguille d'injection afin de former un jet de section circulaire de vitesse supposée uniforme C . Le diamètre du jet est noté d_0 , l'axe du jet sortant de l'injecteur est tangent à la circonférence de la roue dont le diamètre D est, par définition, le diamètre nominal de la machine (figure 3.6).

Les paramètres libres initiaux proviennent directement du site à équiper : la hauteur nette H et le débit-volume « turbinable » q_v .

La vitesse du jet C est déterminée à partir de l'équation de Bernoulli appliquée entre la surface libre amont et la sortie du jet à la pression atmosphérique. On démontre aisément, en tenant compte des pertes de charge totales, que celle-ci prend la valeur :

$$C = \sqrt{2gH}$$

La puissance hydraulique maximale récupérable par la turbine est donnée par la relation (2) :

$$P_{hy} = \rho g q_v H$$

Par ailleurs, le débit-volume q_v , la vitesse du jet C et son diamètre d_0 sont reliés par :

$$q_v = C \pi d_0^2 / 4$$

L'énergie se transmet à la roue par variation de la quantité de mouvement axiale du jet qui est globalement égale, pour la roue, à l'effort tangentiel T (figure 12). Dans les meilleures conditions (figure 13), à savoir, lorsque la quantité de mouvement en sortie de roue est nulle suivant l'axe du jet (l'écoulement en sortie est sensiblement perpendiculaire à la roue), l'effort tangentiel maximal est donné par :

$$T_{max} = \rho q_v C$$

S'appliquant au rayon R et la roue tournant à la vitesse angulaire Ω , la puissance hydraulique correspondante sera donnée par :

$$P_{max} = \rho q_v C \omega R$$

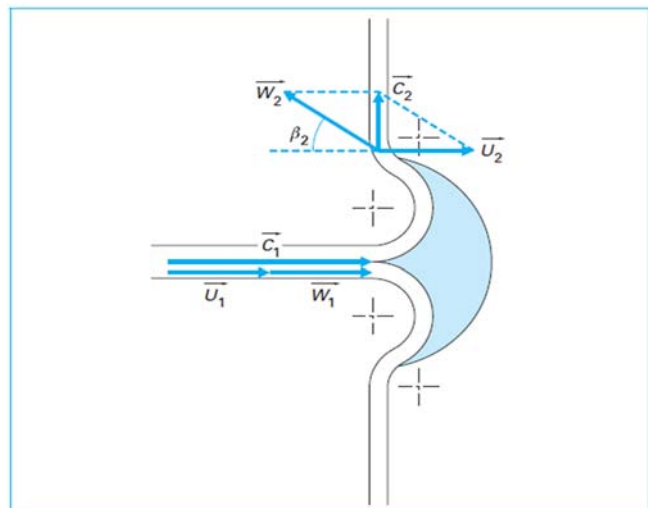


Figure 3.6 : Conditions cinématiques optimales. ^[20]

En remarquant que la quantité ωR est égale à la vitesse périphérique U de la roue (ou vitesse d'entraînement), on peut écrire la puissance sous la forme :

$$P_{max} = \rho q_v C U$$

Lorsque l'on examine la cinématique de l'écoulement entre l'entrée et la sortie des augets (figure 3.7), on admet que les conditions optimales citées plus haut sont obtenues pour :

$$U = C/2$$

Condition correspondant aussi au rendement global maximal. En remplaçant U et C par leurs valeurs issues de (8) et (5), on retrouvera bien la puissance hydraulique maximale récupérable par la turbine donnée par la relation (2) :

$$P_{hy} = \rho g q_v H$$

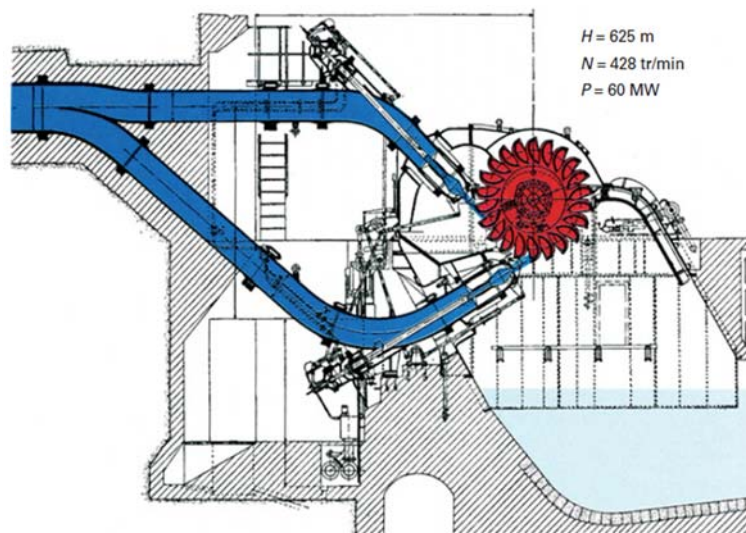


Figure 3.7 : Turbine Pelton à deux jets et à axe horizontal : centrale de Montpezat (France) ^[20]

c. Turbines à jets multiples

▪ Augmentation de la puissance des turbines Pelton

Pour une hauteur de chute donnée, l'augmentation de la puissance d'une turbine nécessite un accroissement correspondant du débit d'eau. Pour une machine Pelton, cela peut se faire soit en accroissant le diamètre du jet, et donc aussi les dimensions de la machine puisque le rayon de la roue doit être proportionné au diamètre du jet, soit en augmentant le nombre de jets. À puissance et chute égales, la seconde solution offre l'avantage de conduire à des augets plus petits, des roues de diamètre moindre et donc des vitesses de rotation plus élevées ; le poids

de la machine est ainsi diminué, y compris celui de l'alternateur ; les frais de génie civil en sont réduits d'autant. Il faut cependant veiller à ce que les retombées d'eau après sortie de la roue ne viennent pas interférer avec un des jets d'alimentation ; cette condition de non-interférence limite à six le nombre de jets réalisable en pratique. ^[20]

▪ **Turbines à axe horizontal**

Dans ce cas, pour limiter l'encombrement de l'amenée, le nombre de jets est pratiquement limité à deux, l'angle entre ces deux jets variant entre 75 et 90°. Sur la figure 14, les deux jets font entre eux un angle de 75°.

Le bâti doit résister à la pression de deux jets (partie inférieure renforcée par des nervures, partie supérieure à double fond, partie arrière protégée par un bouclier). Souvent, on place deux turbines de ce type de part et d'autre d'un alternateur unique, soit donc un groupe comportant deux roues et quatre jets.

▪ **Turbines à axe vertical**

Dans ce cas, le nombre de jets peut être plus élevé (figure 3.8). On construit des machines comportant jusqu'à six injecteurs. C'est la solution retenue pour les grosses machines.

En solution verticale, deux types de bâti peuvent être utilisés :

Soit une structure ne servant que de blindage de la fosse d'évacuation et de support du palier de guidage ; soit un bâti capable de supporter, en outre, le stator de l'alternateur (figure 3.8).

Cette dernière conception conduit à une réduction sensible de la longueur de la ligne d'arbre et, de ce fait, permet la réalisation d'un groupe à deux paliers (au lieu de trois dans la première solution).

Le palier de roue est du type à barbotage ou à patins ; il est boulonné sur le fond central du bâti de turbine et reprend les poussées radiales engendrées par les jets, même si ceux-ci fonctionnent individuellement. Il est fait de deux ou plusieurs éléments interchangeables dont la surface en contact avec l'arbre est constituée par un revêtement en alliage « antifriction » usiné avec précision et très soigneusement poli. ^[20]

d. Fonctionnement à contre-pression

Normalement, le plan d'eau aval d'une turbine Pelton est sous le niveau de la roue puisque celle-ci doit rester constamment aérée. Cette disposition implique que la roue soit installée au-dessus du niveau aval le plus haut. Or, dans certains cas, ce niveau peut fluctuer d'une hauteur atteignant une dizaine de mètres. Il en résulte, lorsque le niveau aval est normal, une perte de chute suffisante pour qu'on tente de la récupérer. Pour effectuer cette récupération, on place la turbine sous le niveau aval et on abaisse artificiellement le plan d'eau sous la roue de la turbine en comprimant l'air contenu dans la bêche de la machine. [20]

e. Régulation du débit

- Deux organes de réglage sont à prévoir :

Celui de l'aiguille de l'injecteur et celui du déflecteur. Ces deux organes, dont les fonctions sont différentes, sont couplés de telle façon que, en régime d'équilibre, à chaque position du pointeau corresponde une position précise du déflecteur qui place l'arête d'attaque de ce dernier à une faible distance du jet, prête à y pénétrer et à le dévier sans retard en cas de nécessité.

Il est important que le déflecteur ne pénètre dans le jet que si une réduction de puissance ne peut être obtenue assez rapidement par la fermeture du pointeau. En effet, une intervention trop fréquente du déflecteur dans le jet provoque une perte inutile d'énergie et une usure rapide tant de la roue que du déflecteur lui-même.



Figure 3.8 : Turbine Pelton à cinq jets et à axe vertical : centrale de Grand' Maison avec quatre turbines Pelton (France). [20]

Fréquence du déflecteur dans le jet provoque une perte inutile d'énergie et une usure rapide tant de la roue que du déflecteur lui-même.

Le réglage du débit par deux systèmes indépendants (figure 3.9) permet de résoudre le problème des surpressions et des survitesses. Sur déclenchement, les déflecteurs ferment très rapidement pour limiter les survitesses ; de leur côté, les aiguilles (ou pointeaux) ferment lentement pour limiter les surpressions. [20]

Dans les modèles actuels, le régulateur électronique commande en parallèle :

- Les servomoteurs de déflecteurs par action directe ;
- Les servomoteurs d'aiguilles à travers une loi de conjugaison réglable.

Cette loi assure, en marche normale, une position du bec de déflecteur légèrement au-dessus du jet, quel que soit le diamètre du jet.

Par contre, en cas de gros écarts de survitesse (par exemple, à la suite d'une baisse soudaine de la puissance demandée à l'alternateur ou après un déclenchement provoqué par l'action d'une sécurité), le déflecteur s'abaisse très rapidement pour dévier le jet et limiter cette survitesse tandis que les aiguilles ferment lentement.

3.7. Turbines Francis

- La turbine Francis est celle dont le domaine d'utilisation est le plus vaste. Elle peut fonctionner dans des conditions de hauteur de chute très étendues : de quelques dizaines de mètres jusqu'à 800 m. La puissance unitaire peut atteindre des valeurs considérables, et rien n'interdit d'envisager des groupes de 1 000 MW ou même davantage.
- Un exemple de turbine Francis à axe horizontal est donné sur la (figure 3.9).
- D'une part, des études hydrauliques très poussées ont permis l'augmentation des puissances et débits spécifiques, l'amélioration des rendements et de la tenue à la cavitation des roues et une connaissance approfondie des phénomènes transitoires.

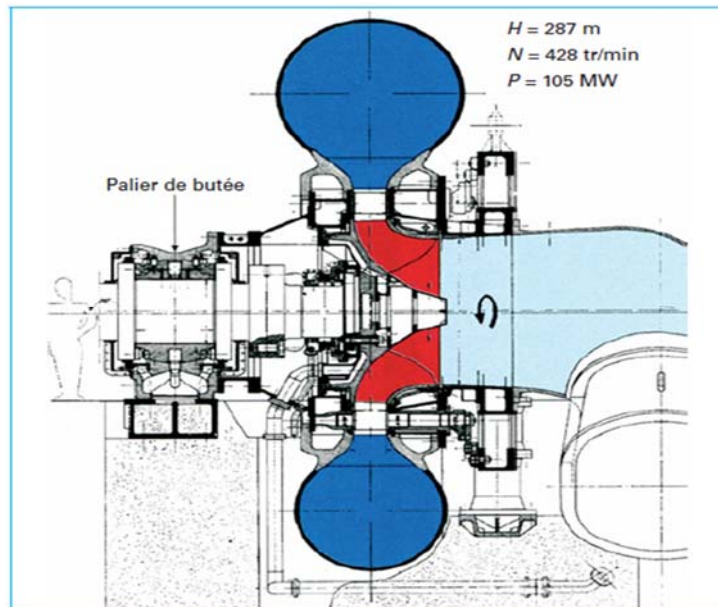


Figure 3.9 : Turbine Francis à axe horizontal : centrale de Vianden (Luxembourg).^[20]

D'autre part, la conception mécanique (alliée à une grande maîtrise dans les calculs de structure) et la connaissance du comportement dynamique des groupes – vibrations – (complétée par une qualité de construction très poussée) garantissent une grande fiabilité de fonctionnement.

Dans le domaine des puissances plus modestes, on trouve les turbines Francis horizontales simples et doubles, de grande vitesse de rotation. En particulier, les turbines doubles permettent de réaliser des installations très économiques et compétitives (de bon rendement aux charges partielles).^[20]

3.7.1. Éléments dimensionnants

Le distributeur est constitué d'une grille d'aubes annulaire d'orientation réglable. En fonction de l'angle de réglage, la vitesse absolue du fluide peut être orientée différemment à l'entrée de la roue (figures 3.10 et 3.11).

Les paramètres libres initiaux proviennent directement du site à équiper : la hauteur nette H et le débit-volume « turbinable » q_v . La direction de la vitesse absolue C_0 à l'entrée du distributeur est pré conditionnée par l'évolution de section de la volute d'alimentation. Compte tenu de la cambrure et de l'orientation de ces pales, la vitesse absolue de sortie est égale à C_1 (figure 3.11). Les proportions entre pressions statiques et dynamiques sont régies

par l'équation de Bernoulli tenant compte des pertes de charge totales entre l'entrée et la sortie du distributeur.

D'après l'équation d'Euler des turbomachines, la hauteur récupérée par la roue sous forme de travail moteur est calculable par :

$$gH = U_1 C_{u1} = \omega R_1 C_{u1}$$

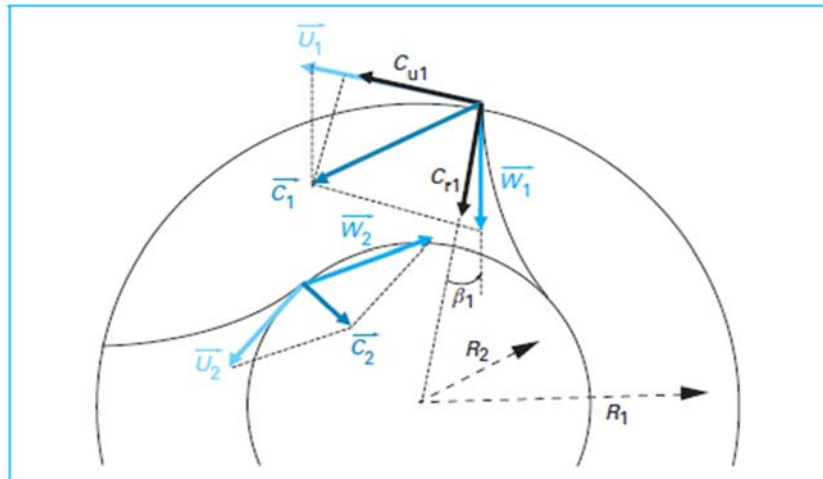


Figure 3.10 : Angle d'aubage β à l'entrée de l'aubage de la roue.^[20]

Pour le point nominal de la machine, les pales de la roue sont tracées pour obtenir en sortie une composante giratoire nulle ($C_{u2} = 0$), comme indiqué sur la figure 21. En principe, cette propriété est à respecter pour toutes les lignes de courant utilisées

Pour modéliser l'écoulement dans la roue. Ce genre de tracé tridimensionnel fait partie des problèmes les plus difficiles à traiter dans le domaine des écoulements internes mais il ne fait pas l'objet de notre démarche.

On retiendra finalement l'expression suivante pour le travail moteur:

$$gH = U_1 C_{u1} = \omega R_1 C_{u1}$$

La puissance hydraulique maximale récupérable par la turbine est donnée par la relation (2) :

$$P_{hy} = \rho g q_v H$$

Par ailleurs, le débit-volume q_v , les composantes méridiennes des vitesses absolues de l'écoulement C_r et C_m ainsi que les sections de passage sont liées par :

$$q_v = C_{r1} S_1 = C_{m2} S_2$$

Où:

$$S_1 = 2\pi R_1 b_1 \text{ et } S_2 = 2\pi R_2 b_2$$

Avec b_1 largeur de passage du diffuseur que l'on retrouve à l'entrée de la roue (figure 19),

R_1 rayon moyen d'entrée (figures 19 et 20).

L'indice 2 correspond à la sortie de la roue qui ne sera pas traitée ici.

Les triangles de vitesses permettent d'identifier les angles constructifs suivants (figures 20 et 21) :

- Angle d'injection du distributeur :

$$\tan \alpha_1 = C_{r1}/C_{u1}$$

- Angle d'entrée d'aubage de roue :

$$\tan \beta_1 = (U_1 - C_{u1})/C_{r1} = (U_1 - C_{u1})/C_{u1} \tan \alpha_1$$

Les paramètres de Râteau, coefficients de pression μ et de débit δ , peuvent également s'écrire en fonction des différents paramètres géométriques constructifs : angles α_1 et β_1 , rapport d'aspect de la roue b_1/R_1 :

$$\mu = gH/U_1^2 = C_{u1}/U_1 = 1/(1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_1)$$

$$\begin{aligned} \delta &= q_v/\omega R_1^3 = 2\pi(b_1/R_1)C_{r1}/U_1 \\ &= 2\pi(b_1/R_1)[\tan \alpha_1/(1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_1)] \end{aligned}$$

Dans la pratique, on retient les valeurs suivantes : α_1 compris entre 20 et 30° et β_1 compris entre 10 et 20°.

On démontre les relations suivantes entre les paramètres adimensionnels :

$$\Omega = \delta^{1/2}/\mu^{3/4}$$

À partir de (15), on peut déduire la valeur du rapport d'aspect en fonction de Ω :

$$b_1/R_1 = \Omega^2/[2\pi \tan \alpha_1 (1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_1)^{1/2}]$$

Enfin, à partir de la définition du rayon spécifique R_s , on peut également exprimer celui-ci en fonction de Ω :

$$R_s = \mu^{1/4} / \delta^{1/2} = (1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_1)^{1/2} / \Omega$$

Cette relation permet de tracer sur la figure 3 l'allure de la liaison vitesse angulaire spécifique – rayon spécifique (tracé effectué avec $\alpha_1 = 25^\circ$ et $\beta_1 = 15^\circ$).^[20]

3.7.2. Conception mécanique

- Recherche et développement

L'accroissement de la puissance unitaire des groupes conduit au gigantisme dans les dimensions et le poids des roues de grosses turbines Francis qui sont pratiquement toutes verticales (figure 3.11).

La conception assistée par ordinateur permet la détermination des contraintes et des déformations statiques et dynamiques dans les différents cas de fonctionnement de la machine. Un effort particulier de développement porte sur l'adaptation de la pivoterie aux charges de plus en plus considérables que constituent les roues géantes. Des programmes de calcul tridimensionnel servent à déterminer les déformations thermoélastiques des patins. Pour de très fortes charges, ils ont permis de diminuer les déformations d'origine thermique et d'augmenter les pressions spécifiques appliquées au film d'huile.^[20]

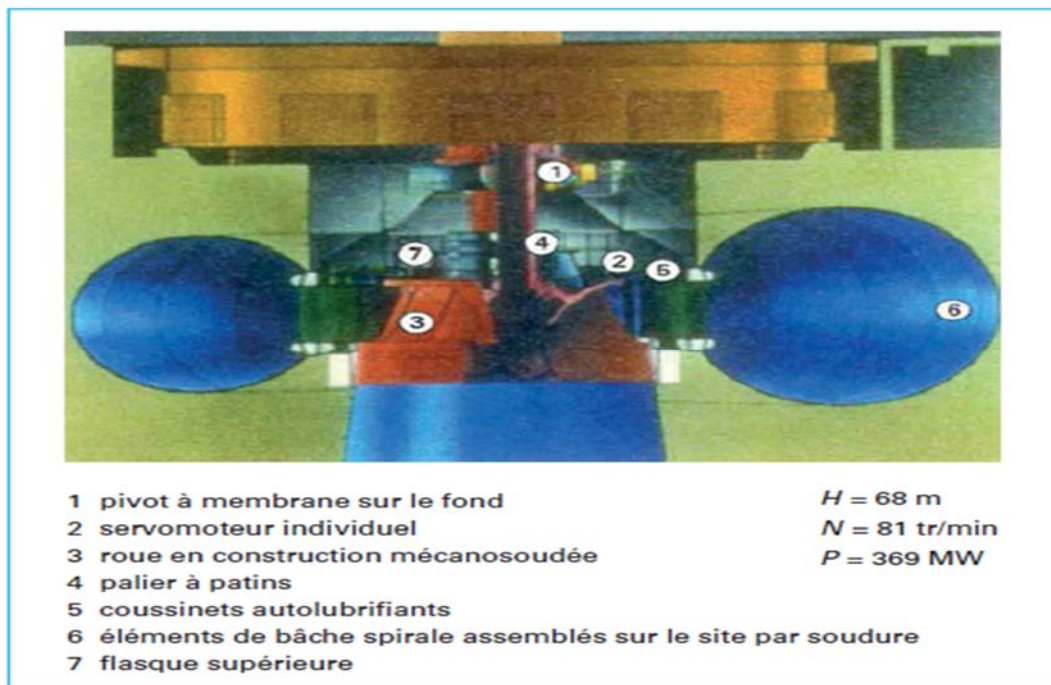


Figure 3.11 : Turbine Francis à axe vertical : centrale de Tucuruí (Brésil).^[20]

- Dispositions générales des parties tournantes
 - Pivot sur fond turbine

La conception d'ensemble d'un groupe comporte en général un palier situé au-dessus de l'alternateur, un palier turbine et un pivot reposant sur le fond turbine. Cette disposition est très économique. En effet, le rotor alternateur s'appuie directement sur le grain mobile du pivot. Les efforts axiaux sont reportés sur le béton par l'intermédiaire du flasque et de l'avant-distributeur, sans augmentation notable de leur coût. De plus, il est fait l'économie du coût du croisillon support de pivot. Avec pivot sur le fond, la roue turbine peut être reliée au moyeu alternateur par un arbre unique, d'où une réduction du nombre des accouplements, ce qui améliore le comportement dynamique de la ligne d'arbre.

Associé à la disposition pivot sur le fond, le démontage par dessous apporte une solution élégante et rationnelle à tous les problèmes d'entretien des groupes. Toutes les parties vitales sont en effet très facilement accessibles, en particulier la roue et les directrices. Cependant, si les études montrent la nécessité d'une ligne d'arbre sur trois paliers, le palier intermédiaire peut être combiné au pivot (sans accroissement de la longueur de la ligne d'arbre) ou bien être disposé entre le pivot et l'alternateur. ^[20]

- Organes porteurs (paliers et pivot)
- Paliers :

Pour des diamètres allant jusqu'à 1 500-1 600 mm, il est encore possible d'utiliser des paliers à coussinet lisse ;

Au-delà, on fait appel à des paliers à patins (figure 22) qui offrent la possibilité de réduire les jeux relatifs et, par conséquent, de limiter les déplacements de l'arbre par rapport aux pièces fixes.

- Pivot :

Cet organe peut supporter des charges axiales pouvant dépasser 5 000 t grâce à un film d'huile de quelques centièmes de millimètre d'épaisseur s'interposant entre des patins fixes et une glace mobile. L'équirépartition des charges entre les patins est assurée par différents dispositifs selon l'expérience des constructeurs. Un dispositif d'injection d'huile sous haute pression au centre des patins favorise les démarrages et arrêts ainsi que la rotation lente du groupe lors des réglages.

- Distributeur

L'utilisation de coussinets autolubrifiants (figure 22) pour les guidages des directrices et des articulations de la commande du vannage supprime la sujétion du graissage centralisé.

Le distributeur peut être manœuvré par un cercle de vannage entraîné par deux ou plusieurs servomoteurs fixés dans le puits turbine ou sur le flasque supérieur. On préfère souvent utiliser des servomoteurs individuels qui ont l'avantage d'assurer la sécurité de fermeture du distributeur même en cas de grippage d'un servo- moteur, grâce à un dispositif de synchronisation mécanique de l'ensemble des directrices. De plus, chaque directrice reste toujours liée au servomoteur, même en cas de coincement, et les efforts de manœuvre sont directement retransmis.

- Flasque supérieur

Le flasque supérieur classique avec ou sans support de pivot est de construction mécanosoudée. Compte tenu des dimensions et du poids d'une pièce en plusieurs parties assemblées par brides, la fabrication doit prendre en compte les problèmes de déformation et de bridage en cours de soudage.

Certains flasques sont à structure ouverte permettant de loger la commande des directrices par servomoteurs individuels.

La mise au point de structures de cette importance utilise souvent la méthode des éléments finis. L'ensemble de la structure ayant été maillé en éléments de coques chargés tridimensionnellement, on vérifie l'ensemble du dimensionnement tant au niveau des contraintes que des déformations.

- Aspirateur

La sortie d'une roue Francis est mise en communication avec le canal de fuite de la machine par l'intermédiaire d'un aspirateur diffuseur. Le rôle de diffusion, c'est-à-dire, rappelons-le, de transformation d'énergie cinétique en énergie de pression, est d'autant plus important que le débit turbiné est élevé. Construit en tôle d'acier ou en béton, l'aspirateur-diffuseur est constitué selon le cas soit par un divergent à axe rectiligne, soit par un divergent comportant une déviation de 90°. Cette seconde solution a l'avantage de diminuer l'encombrement en hauteur de la machine et de permettre ainsi une implantation basse de celle-ci tout en limitant en profondeur les travaux de génie civil. ^[20]

Nota : lorsque des coups de bélier trop forts sont à craindre dans l'alimentation en cas de fermeture rapide du cercle de vannage, la turbine est complétée par un déchargeur, obturateur coulissant qui s'ouvre lors de la fermeture rapide du vannage et se ferme ensuite lentement. Suivant les constructeurs, la liaison entre le vannage et l'obturateur est hydraulique.

3.8. Turbines Kaplan et hélice

Les turbines Kaplan et hélice sont des machines à réaction et à injection totale adaptées aux faibles chutes et aux débits élevés (la turbine Kaplan est à pales réglables en marche, la turbine hélice est à pales fixes). Leur structure générale (figure 3.10) est la même que celle des turbines Francis à axe vertical. L'écoulement dans le rotor est néanmoins purement axial.

La turbine Kaplan est utilisée dans une gamme de chute comprise environ entre 12 et 60 m. Ses performances sont élevées sur une large variation de chute et de charge, grâce à son double réglage conjuguant les positionnements des pales et du vannage.

L'état actuel de la technologie permet de concevoir des machines de grandes dimensions réalisées en sous-ensembles transportables, jusqu'à des diamètres de roue de l'ordre de 10 m et des puissances pouvant aller jusqu'à 250 MW unitaires.

Ainsi, dans le cas d'équipements de grands cours d'eau, ces conceptions et réalisations permettent de réduire notablement le coût de l'investissement.

La turbine Kaplan présente des avantages remarquables par rapport aux autres types de machines qui pourraient lui être substitués pour certaines applications précises ; ainsi, dans la gamme inférieure des chutes, et lorsque l'aménagement participe à la tenue en fréquence du réseau, la turbine Kaplan offre une plus grande stabilité de fonctionnement que le bulbe, du fait de l'inertie importante de ses parties tournantes.^[20]

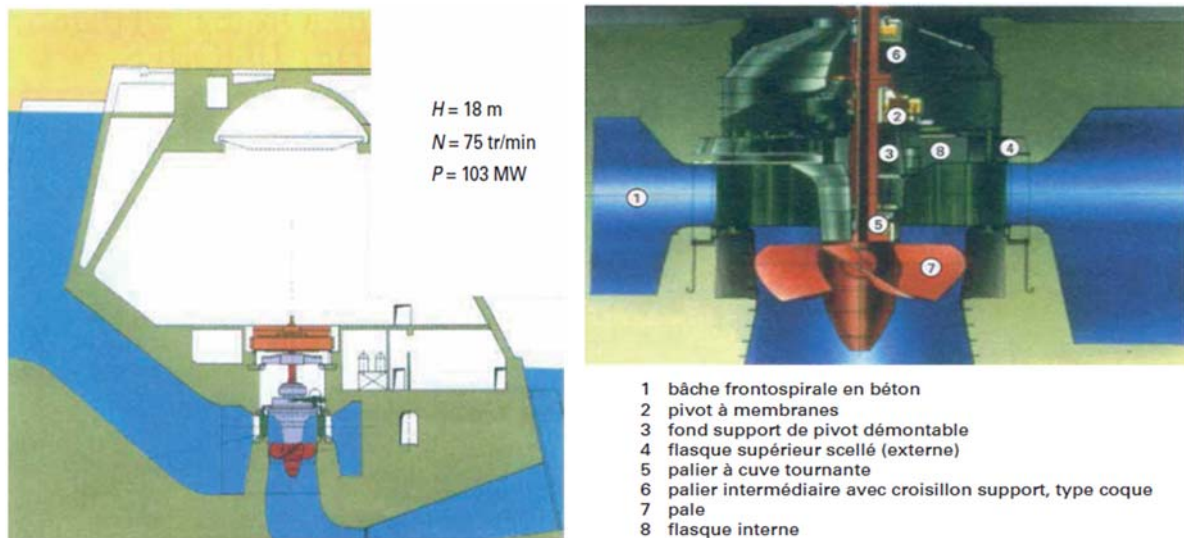


Figure 3.12: Turbine Kaplan : centrale de Porto Primavera (Brésil).^[20]

Enfin, la turbine Kaplan est mieux adaptée que la turbine Francis aux variations de charge et de chute, au prix – il est vrai – d'un coefficient d'emballement (rapport de la vitesse d'emballement à la vitesse de synchronisme) plus élevé.

Seules les particularités des turbines Kaplan ou hélice par rapport aux turbines Francis seront détaillées ci-après.

3.7.3. Conception mécanique

- Parties fixes

- Flasques

Pour les turbines de grande dimension, on a développé un flasque supérieur réalisé en deux parties concentriques. Le premier, appelé flasque externe, peut être combiné avec l'avant-distributeur et permet une simplification mécanique et une diminution du coût ; le second, appelé flasque interne, est démontable et permet de sortir la roue sans avoir à démonter le distributeur.

Dans ce cas, le démontage des directrices se fait par le bas, après dégagement du flasque inférieur.

- Distributeur

Du fait des faibles chutes, la bache d'alimentation d'une turbine Kaplan est le plus souvent du type frontospirale en béton (figure 3.12). Cette construction conduit notamment à des entraxes de machines plus faibles dans le cas des centrales comportant plusieurs groupes en parallèle ; elle est aussi plus favorable du point de vue hydraulique, d'une part, parce que les pertes par

frottement y sont réduites, d'autre part, parce que le moment cinétique qu'elle induit est plus faible.

- **Parties tournantes**

Lorsque les pales sont fixées sur le moyeu, ces turbines sont appelées hélice : leur courbe de rendement est très pointue, ce qui limite leur utilisation aux cas rares où le débit varie peu.

La très grande majorité est équipée de roues à pales réglables en marche (roue Kaplan). Une loi de conjugaison est obtenue au moyen d'un automate qui, en exploitation, asservit l'angle d'incidence des pales à l'ouverture du distributeur de façon à obtenir le rendement optimum en fonction des variations du débit à absorber (et des variations de la hauteur de chute).

La roue, du type axial, a la forme d'une hélice constituée d'un nombre restreint de pales. Ces pales, généralement construites en acier inoxydable et parfaitement polies, ne sont pas réunies par une couronne extérieure.

Pour les turbines de grandes dimensions, on utilise la technique des pales avec tourillons rapportés au moyeu. Cette conception permet le montage complet du moyeu en usine. Les pales envoyées séparément sur le site sont ensuite fixées aux tourillons par goujons sous tension. Cette méthode résout donc les problèmes de transport des roues de grandes turbines tout en évitant les difficultés d'un montage mécanique du moyeu sur le chantier.

Cette conception peut être également envisagée pour les machines de dimensions plus modestes mais, dans ce cas, lorsque les gabarits de transport permettent un montage complet de la roue en usine, on peut lui préférer des pales avec tourillons mono-blocs.

- **Aspirateur**

Dans une turbine Kaplan, l'aspirateur joue toujours un rôle important ; en effet, en raison des conditions de fonctionnement de ce type de machine (faible chute et vitesse d'écoulement élevée), l'énergie cinétique à la sortie du rotor peut représenter jusqu'à 40 % de l'énergie massique disponible. Il importe donc de récupérer cette énergie dans les meilleures conditions possibles.

Il faut remarquer que, du fait même de la récupération de l'énergie cinétique résiduelle, la dépression à la sortie du rotor est importante. Pour en diminuer l'effet (cavitation), on est

amené à placer la roue sous le niveau de restitution aval et à réaliser des aspirateurs-diffuseurs coudés.

Cette solution implique des précautions particulières à prendre en cas d'annulation brusque du débit pour cause de rupture de charge. En effet, dans ce cas, le vannage de la machine se ferme rapidement mais la masse d'eau importante qui chemine dans l'aspirateur n'est que progressivement freinée et la dépression à la sortie de la roue augmente ; au bout de quelques secondes, cette masse d'eau s'arrête et revient en arrière, sollicitée à la fois par le vide qui s'est créé à partir du distributeur et par la contre-pression du niveau aval de restitution. Il en résulte un coup de bélier en retour qui peut endommager gravement le rotor de la machine. Le remède consiste :

- Soit à placer sur le couvercle de la turbine des soupapes automatiques d'admission d'air qui s'ouvrent lorsque la fermeture du vannage est assez rapide pour provoquer en aval des aubes directrices une dépression suffisante (l'air introduit joue le rôle de matelas élastique vis-à-vis du coup de bélier en retour et protège ainsi la machine) ;
- Soit à utiliser une loi de manœuvre d'urgence du vannage relativement lente pour diminuer les surpressions et les dépressions. ^[20]

3.7.4. Éléments dimensionnants

Le distributeur d'une turbine Kaplan (figure 26) est sensiblement le même que celui d'une turbine Francis et joue le même rôle : créer en sortie de distributeur une composante giratoire Cu_1 de valeur contrôlée (figure 21). Le parcours, depuis la sortie du diffuseur jusqu'à l'entrée de la roue, est ici plus long et plus complexe car les lignes de courant changent de direction pour passer de la direction radiale à la direction axiale. D'autre part, suivant leur position verticale de bas en haut du diffuseur, les lignes de courant alimentent respectivement la périphérie (ligne de courant 1) ou le pied des pales de la roue (ligne de courant 2). Ce parcours libre des lignes de courant est régi par les règles de l'écoulement tridimensionnel qui indiquent que la composante circonférentielle évoluera vers un vortex libre de la sortie du diffuseur à l'entrée de la roue, champ de vitesse qui à son tour induira éventuellement une distribution non uniforme de la vitesse axiale ; l'objectif étant de connaître avec précision les composantes axiales et circonférentielles de la vitesse absolue à l'entrée de la roue. Au stade de l'avant-projet, on pourra retenir une distribution de vitesse axiale constante à l'entrée de la roue.

Concernant la roue, le rôle de celle-ci est de redresser l'écoulement pour le rendre idéalement axial à la sortie : $C_{u2} = 0$ (voir figure 3.14). Au point nominal de fonctionnement, cette propriété est à respecter pour toutes les lignes de courant utilisées pour modéliser l'écoulement dans la roue.

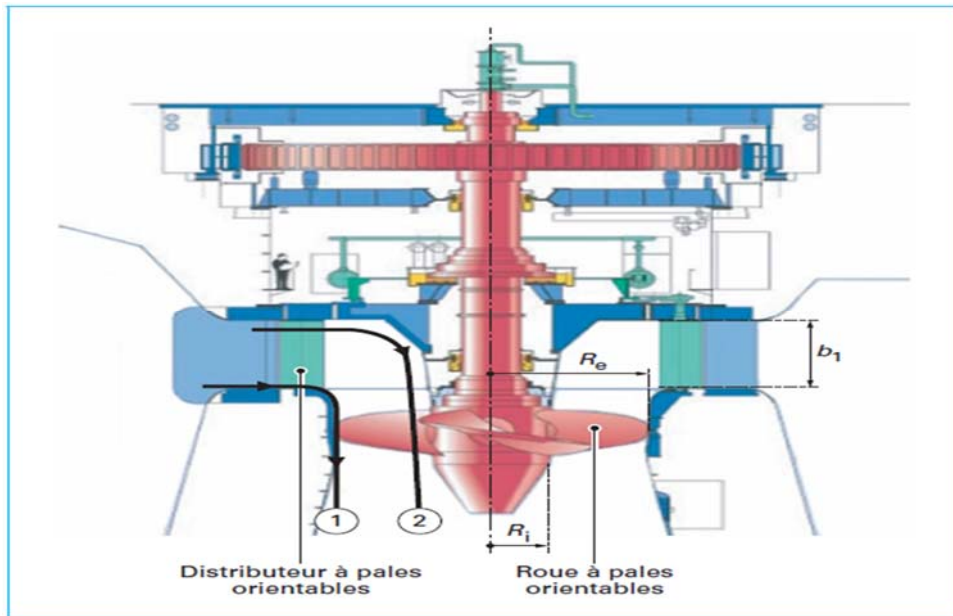


Figure 3.13 : Turbine Kaplan (doc. Voith-Siemens).^[20]

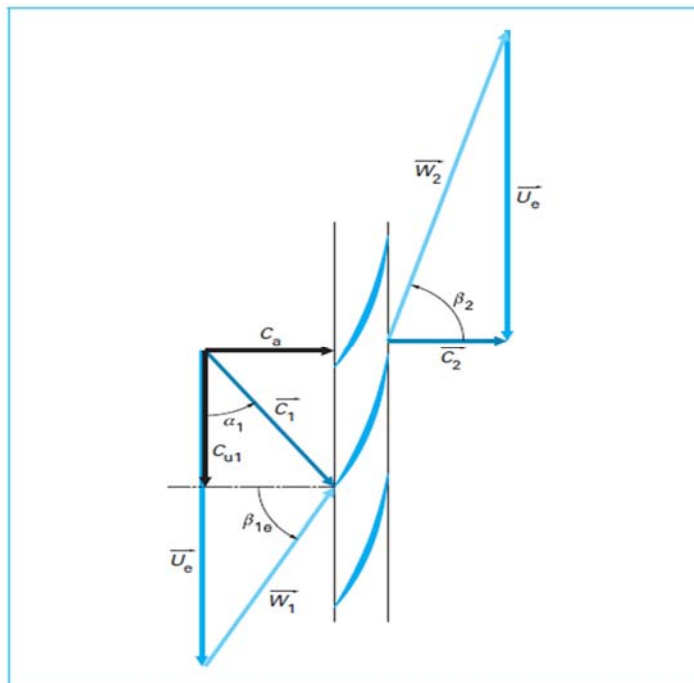


Figure 3.14 : Triangles de vitesses à la périphérie de la roue.^[20]

Les paramètres libres initiaux proviennent directement du site à équiper : la hauteur nette H et le débit-volume « turbinable » q_v .

Compte tenu de la cambrure et de l'orientation des pales du diffuseur, la vitesse absolue de sortie est égale à C_1 de composantes C_{u1} et C_{r1} (figure 3.15). À la sortie du diffuseur, la largeur de passage est notée b_1 , le rayon est sensiblement égal au diamètre extérieur de la roue R_e , l'angle d'injection est égal à α_1 , avec :

$$\tan \alpha_1 = C_{r1}/C_{u1}$$

Où C_{r1} est calculable à partir du débit :

$$q_v = C_{r1} 2\pi R_e b_1$$

À partir du débit, on peut également calculer la composante axiale C_a de la vitesse absolue à l'entrée de la roue, elle est supposée uniforme sur toutes les sections de passage à l'entrée et à la sortie de la roue :

$$C_a = q_v/\pi(R_e^2 - R_i^2)$$

Pour faciliter les calculs et comme le suggère la figure 3.15, on retiendra l'hypothèse d'égalité entre la vitesse débitante sortant du distributeur et de celle traversant la roue :

$$C_a = C_{r1}$$

Soit l'égalité des surfaces débitantes :

$$2\pi R_e b_1 = \pi(R_e^2 - R_i^2)$$

En désignant par T le rapport de moyeu de la roue : $T = R_i/R_e$, l'égalité sera obtenue pour :

$$b_1 = R_e(1 - T^2)/2$$

Pour la roue, le triangle de vitesses à l'entrée prend plusieurs formes en fonction du rayon r (figure 3.16). La vitesse d'entraînement varie du pied de pale (i) à la périphérie (e) suivant :

$$U_1 = \omega r$$

Soit :

$$U_i = \omega R_i \text{ et } U_e = \omega R_e$$

La composante giratoire C_u de la vitesse absolue prend également une forme variable en fonction de r (vortex libre) :

$$C_u = \text{cte}/r = R_e C_{u1}/r$$

Dans tout l'espace fluide allant de la sortie du diffuseur à l'entrée de la roue, l'énergie des filets fluides est identique, la constante est donc la même dans tout cet espace fluide, on peut donc la calculer en sortie de diffuseur, on aura ainsi comme distribution de vitesse giratoire à l'entrée de la roue :

$$C_{ui} = R_e C_{u1}/R_i \text{ et } C_{ue} = C_{u1}$$

Compte tenu des hypothèses faites, l'équation d'Euler des turbo-machines donne la hauteur récupérée par la roue sous forme de travail moteur. En principe, celle-ci évolue avec le rayon mais, compte tenu des formes de U_1 et de C_u , elle prend pour valeur une constante :

$$gH = \omega R_e C_{u1}$$

La puissance hydraulique maximale récupérable par la turbine est donnée par la relation :

$$P_{hy} = \rho g q_v H$$

Les triangles de vitesses permettent d'identifier les angles constructifs et de reprendre l'ensemble des propriétés décrites ci-dessus. La figure 3.16 définit les proportions de toutes ces grandeurs à la périphérie de la roue.

On peut déduire de cette figure l'angle d'injection du diffuseur α_1 et l'angle d'entrée d'aubage β_{1e} :

- Angle d'injection du distributeur :

$$\tan \alpha_1 = C_{r1}/C_{u1} = C_a/C_{u1}$$

- Angle d'entrée d'aubage de roue :

$$\tan \beta_{1e} = (U_1 - C_{u1})/C_a = (U_1 - C_{u1})/C_{u1} \tan \alpha_1$$

Les paramètres de Râteau, coefficients de pression μ et de débit δ , peuvent également s'écrire en fonction des différents paramètres géométriques constructifs : angles α_1 et β_{1e} , rapport de moyeu de la roue $T = R_i/R_e$.

$$\mu = gH/U_e^2 = C_{u1}/U_e = 1/(1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_{1e})$$

$$\delta = q_v/\omega R_e^3 = C_a/U_e = \pi(1 - T^2)[\tan \alpha_1/(1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_{1e})]$$

Dans la pratique, on retient les valeurs suivantes : α_1 et β_{1e} sont compris entre 60 et 75°.

À partir de la définition du rayon spécifique R_s et de la vitesse angulaire spécifique, on peut exprimer celui-là en fonction de Ω :

$$R_s = \mu^{1/4}/\delta^{1/2} = (1 + \tan \alpha_1 \tan \beta_1)^{1/2}/\Omega$$

Cette relation permet de tracer sur la figure 3 l'allure de la liaison vitesse angulaire spécifique

Un développement identique peut être mené pour le pied de pale en observant un angle d'entrée d'aubage de l'ordre de 40 à 50°. [20]

3.9. Problèmes que rencontrent les turbines hydrauliques

Les principaux problèmes opératoires rencontrés par les turbines hydrauliques sont abordés dans ce qui suit.

- **La cavitation:**

La cavitation se produit en raison de la formation de vides ou de bulles où la pression du liquide change rapidement et elle se produit principalement dans les turbines à réaction telles que les turbines Francis et Kaplan. Ce phénomène néfaste affecte la durée de vie de la turbine hydraulique. Dans la turbine Francis, la cavitation peut être détectée à quatre endroits : le bord d'attaque, le bord de fuite, le tourbillon de l'aspirateur et le vortex entre les aubes. [21]

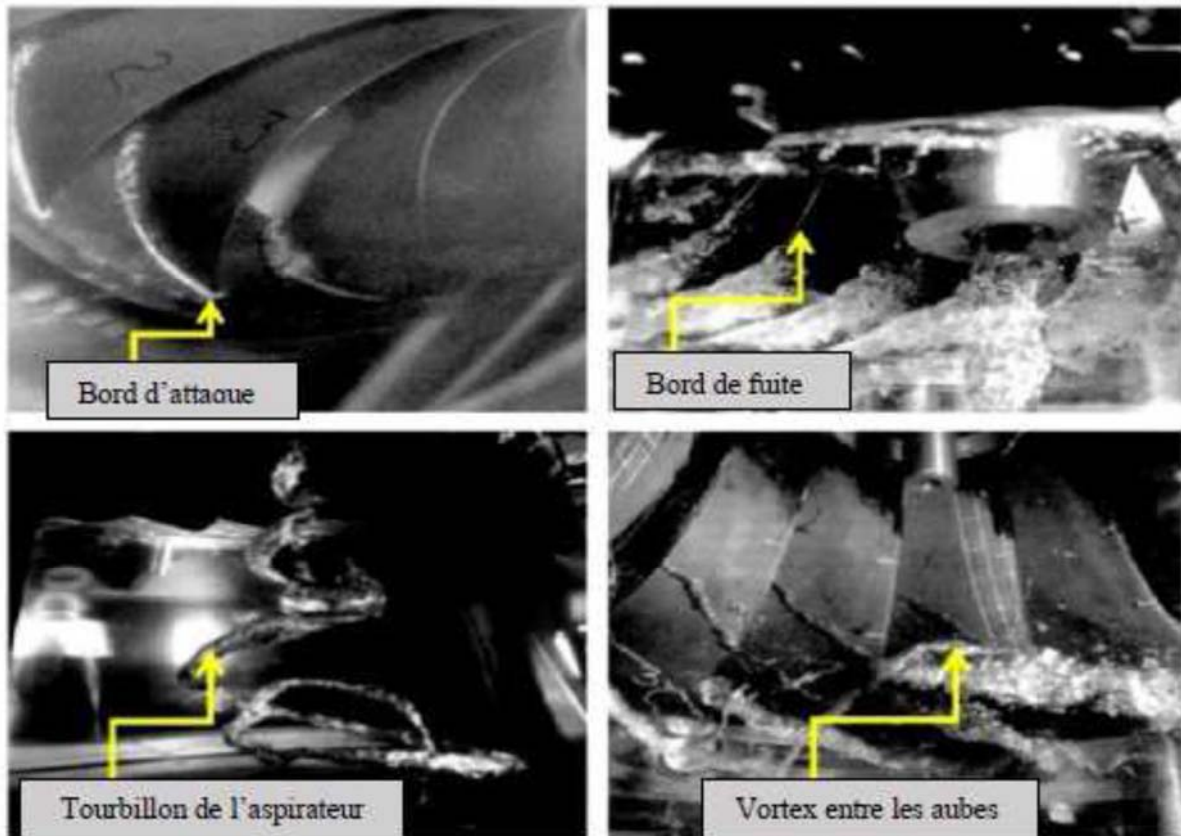


Figure 3.15 : Différentes parties touchées par le phénomène de cavitation dans une turbine. [22]

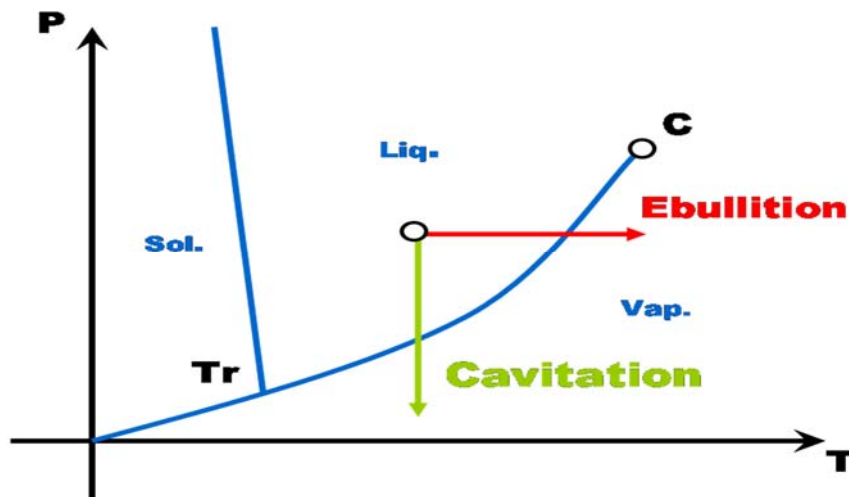


Figure 3.16 : Diagramme pression-température de l'eau présentant la cavitation. [30]

Pour prévoir ce phénomène, on introduit le paramètre de cavitation, adimensionnel, noté σ . Il est défini par :

$$\sigma = \frac{P_a - P_{sat}}{\Delta P}$$

Avec:

- ΔP une grandeur caractéristique du système,
- P_{sat} pression de vapeur saturante du liquide,
- P_a la pression en un point de référence.

Deux écoulements de géométries semblables avec le même σ verront la cavitation se produire en des points homologues, s'ils ont le même nombre de Reynolds.

D'une manière similaire, le **NPSH** (*Net Positive Suction Head*), est le supplément minimal de pression qu'il faut ajouter à la pression de vapeur saturante P_v , au niveau de l'entrée de la pompe, pour que la pression à l'intérieur de celle-ci ne puisse être inférieure à P_v . Le NPSH est défini par l'expression suivante : [29]

$$\frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma}$$

- **L'érosion :**

Dans certaines régions du monde (Himalaya par exemple [21]), des projets hydroélectriques sont confrontés à des problèmes d'érosion du limon qui réduisent la production d'électricité. C'est un processus dans lequel le matériau est éliminé lentement et en continu de la surface des composants mécaniques. Le taux d'érosion dépend de la taille du limon, de la concentration, de la dureté, de la vitesse des particules en contact avec les composants et du matériau du composant. [21]

- **La fatigue :**

La fatigue est un processus qui affaiblit le matériau en raison de contraintes cycliques répétées. C'est un problème qui peut devenir une cause de défaillance en cas d'assemblage de la turbine hydraulique avec un certain nombre de composants par le biais de joints de soudure. Les vibrations sont également une cause de déformation des composants et d'autres contraintes peuvent aboutir à une défaillance. L'action répétée des contraintes sur les composants peut provoquer plusieurs fissures en raison d'une corrosion inappropriée. La fatigue-corrosion est généralement due aux fuites d'eau à travers les joints utilisés dans l'assemblage de la turbine. [22]

- **Défaut matériel :**

On constate que la défaillance maximale de la turbine hydraulique est due à la cavitation et à l'érosion du limon. Les défauts matériels dans les turbines et autres composants sont contrôlés au cours de la fabrication, mais au moment de l'installation, certains défauts peuvent

également générer une défaillance de ces derniers. Il est nécessaire que la configuration de conception requise par les centrales hydroélectriques soit respectée lors de l'assemblage des composants. Les revêtements et joints de soudure redondants modifient les propriétés du métal, ce qui peut entraîner des défaillances matérielles. [22]

3.10. Choix du type de la turbine

Les turbines utilisées dans les installations dont la chute est élevée sont généralement appelées turbines à impulsion. La famille des turbines à impulsion comprend : les turbines Pelton, Banki-michell (crossflow). Les pales de ces turbines à impulsion recueillent l'énergie d'un jet d'eau à haute vitesse puis finissent leur course dans l'air. Les petites turbines hydrauliques peuvent atteindre des rendements avoisinant 90 %. On veillera à choisir la meilleure turbine pour chaque application, étant donné que certaines donnent un bon rendement que dans une plage limitée de débits (ex. : les turbines à hélice à pales fixes).

Pour la plupart des petites centrales au fil de l'eau où le débit varie considérablement, il est préférable de faire appel à des turbines à réaction qui donnent un bon rendement dans une vaste gamme de débits (ex. : Kaplan, et turbine Francis). On peut également utiliser plusieurs turbines qui fonctionnent dans une plage limitée de débits et à vitesse variable pour s'adapter aux variations du débit. [19]

Sauf cas particulier, une turbine hydraulique comporte les trois organes caractéristiques des turbomachines, à savoir : un distributeur, le rotor et éventuellement un diffuseur.

Signalons cependant que si les turbines à action ne comportent pas de diffuseur, pour les turbines à réaction, par contre, le diffuseur existe toujours. Il sert à récupérer une fraction de l'énergie cinétique à la sortie de la roue et la hauteur géométrique existant entre cette sortie et le niveau aval de l'aménagement. De par sa fonction, il crée ainsi une dépression à la sortie de la roue et, pour cette raison, il est souvent appelé aspirateur ou tuyau d'aspiration.

Les différents types de turbines hydrauliques répondent à des fonctions relativement précises qui peuvent servir de base à une classification sommaire. Distinguons ainsi :

- Les turbines Pelton adaptées aux chutes supérieures à 100 m et de puissance maximale possible de 350 MW ;
- Les turbines Francis adaptées aux chutes moyennes comprises entre 20 et 900 m et de puissance maximale possible de 1 000 MW ;
- Les turbines Kaplan et hélice fonctionnant sous des basses chutes, normalement inférieures à 80 m, et de puissance maximale possible de 400 MW ;

- Les groupes bulbes, de type entièrement immergé, adaptés aux basses chutes également mais en moyenne plus basses que pour les turbines Kaplan (environ 20 m maximum) ;
- Les groupes turbines-pompes, machines réversibles, qui équipent les centrales d'accumulation par pompage.

3.11. Classification des turbines

Pour une turbine hydraulique, la hauteur disponible ou hauteur nette H , est égale à la hauteur de chute brute H_0 diminuée des pertes de charge Δh dans les conduites extérieures à la machine (figure 1) :

$$H = H_0 - \Delta h$$

Comme pour toutes les turbomachines, les problèmes à traiter concernant les turbines hydrauliques se présentent sous deux formes :

- Dimensionnement de la machine la mieux adaptée répondant à un cahier des charges donné ;
- Évaluation des performances d'une machine existante en fonction des données de fonctionnement.

Examinons plus en détail ces deux démarches.

3.11.1. Dimensionnement d'une machine

L'objectif de cette première démarche consiste à réaliser le dimensionnement de la machine la mieux adaptée répondant aux données du site à équiper : hauteur nette H , débit-volume disponible q_v . La machine la mieux adaptée signifie le plus souvent celle qui présentera le meilleur rendement pour une vitesse de rotation N mécaniquement acceptable et qui, en second lieu, présentera la meilleure adaptabilité au site. La puissance hydraulique disponible est d'ores et déjà calculable par la formulation classique :

$$P_{hy} = \rho g q_v H$$

Au même titre que les pompes, les turbines hydrauliques sont caractérisées par leur vitesse spécifique N_{sq} (et plus anciennement N_{sp}), dont les valeurs numériques permettent de préciser le type de turbine correspondant. Lorsque la vitesse de rotation est fixée, on peut calculer la vitesse spécifique à partir des données du cahier des charges :

$$N_{sq} = N q_v^{1/2} / H^{3/4}$$

Avec N en tr/min, q_v en m^3/s et H en m

Vitesse angulaire spécifique Ω : la vitesse spécifique calculée à partir d'unités pratiques n'est pas un nombre adimensionnel. La vitesse angulaire spécifique est de même nature, elle est par contre sans dimension :

$$\Omega = \omega q_v^{1/2} / (gH)^{3/4}$$

Avec ω en rad/s, q_v en m^3/s , g en m/s^2 et H en m.

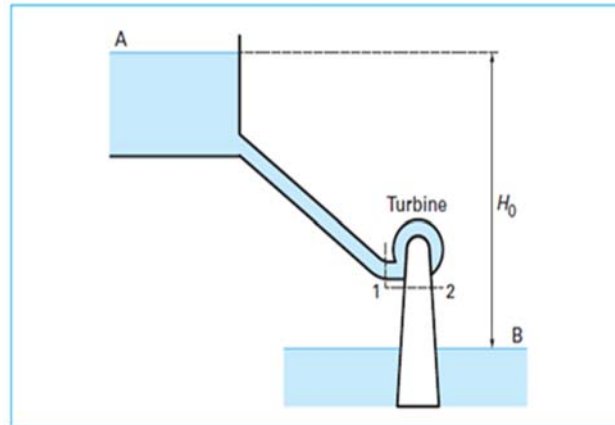


Figure 3.17 : Schéma d'installation d'une turbine hydraulique. [20]

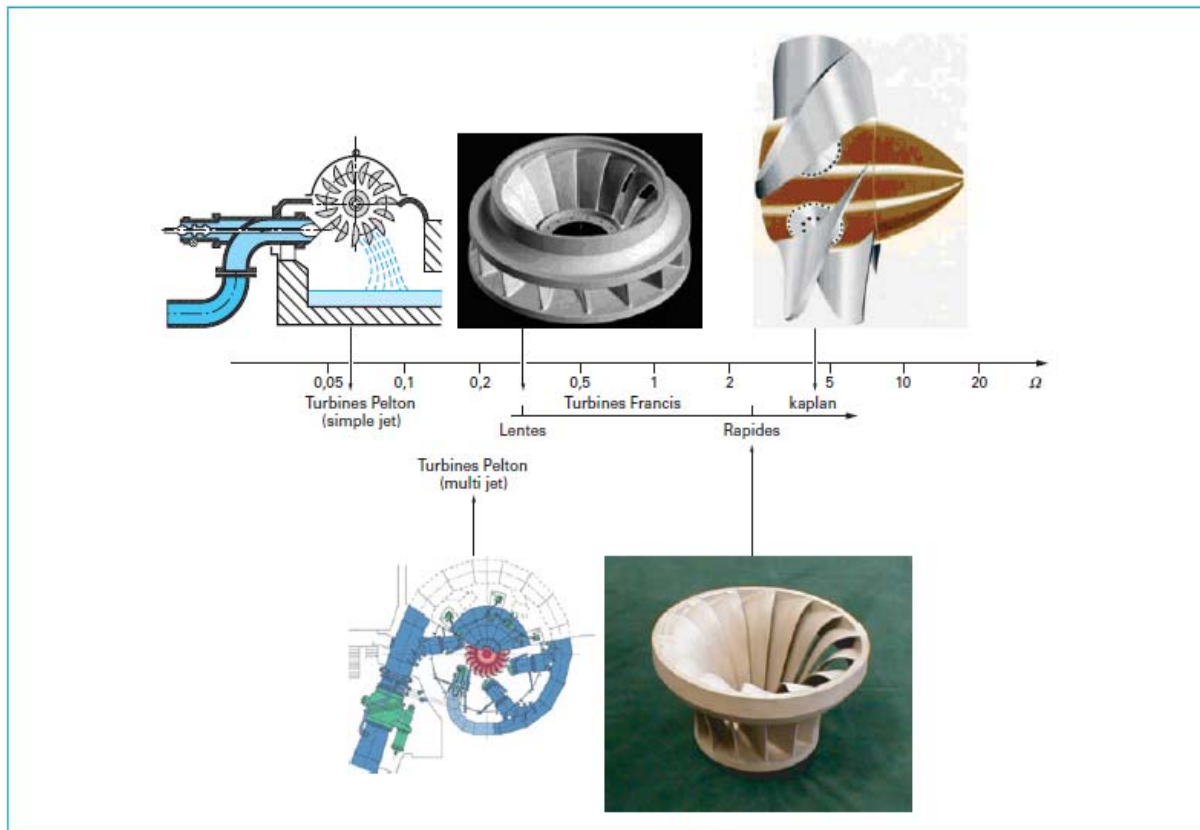


Figure 3.18 : Liaison entre vitesse angulaire spécifique et type de roue (doc. Voith-Siemens, gymnase-yverdon.vd, esbrno.com, pugetsoundtidalpower.com) [20]

La relation entre vitesse angulaire spécifique et type de roue est donnée sur la figure 3.4.

Application numérique : on envisage l'équipement d'un site dont les données sont les suivantes :

$$H = 50m \text{ et } q_v = 1m^3/s$$

D'après (2), la puissance hydraulique disponible est égale à 490,5 kW. En retenant une vitesse de rotation de 400 tr/min, la vitesse angulaire spécifique Ω est de l'ordre de 0,40. En se reportant sur la figure 3.4, on observe que la machine représentative de cette valeur est une turbine Francis lente (machine 1). En réduisant la vitesse de rotation à 300 tr/min, Ω devient égal à 0,30, valeur correspondant à une turbine Pelton multijet (machine 2). Enfin, en retenant une vitesse de rotation de 800 tr/min, la vitesse angulaire spécifique vaudra 0,8 et correspondra à une Francis milieu de gamme (machine 3) plus favorable en rendement et en encombrement. [20]

Le choix définitif de la vitesse de rotation sera fait ultérieurement après mise en place des charges statiques et dynamiques de toute nature agissant sur l'ensemble des éléments constituant la pivoterie : paliers, butées, ligne d'arbre, dispositif d'étanchéité..., ainsi qu'après la prise en compte de la limitation imposée par la tenue en cavitation.

On pourra remarquer la liaison entre vitesse spécifique et vitesse angulaire spécifique :

$$N_{sq} = 52,9\Omega$$

Héritage du passé, on rencontre également le nombre de tours spécifique N_{sp} construit dans l'esprit du N_{sq} mais faisant apparaître la puissance mécanique en bout d'arbre P en lieu et place du débit.

Cette puissance P peut être calculée à partir de la puissance hydraulique disponible et du rendement global de la machine :

$$P = \eta_g P_{hy} = \eta_g \rho g q_v H$$

On peut extraire le débit de cette équation et l'introduire dans l'équation définissant le N_{sq} , on aura alors :

$$N_{sq} = cte \times NP^{1/2} / H^{5/4}$$

Le N_{sp} est en fait le groupement suivant :

$$N_{sp} = NP^{1/2} / H^{5/4}$$

Avec, ici, N en tr/min, P en cv (cheval-vapeur) et H en m.

Tous calculs faits, on aura comme relation entre le nombre de tours spécifique et la vitesse angulaire spécifique (pour $\eta_g = 0,9$) :

$$N_{sp} = 183,2\Omega$$

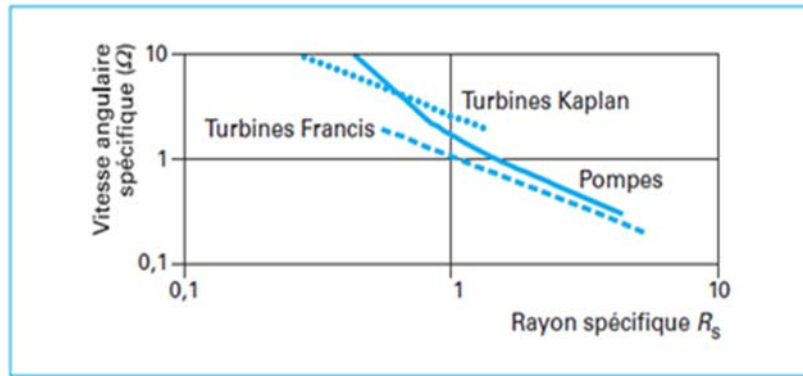


Figure 3.19 : Relation entre vitesse angulaire spécifique et rayon spécifique R_s ^[20]

Rayon spécifique R_s : la similitude des turbomachines montre qu'en éliminant la vitesse de rotation dans une combinaison des paramètres de Rateau μ et δ , on peut construire le rayon spécifique R_s qui sera lui-même un paramètre adimensionnel caractéristique d'un type de turbine. Le rayon spécifique aura comme expression :

$$R_s = R_e (gH)^{1/4} / q_v^{1/2}$$

Expression dans laquelle R_e est le rayon extérieur de la roue.

Au même titre que la vitesse angulaire spécifique Ω , le rayon spécifique est un nombre caractéristique du point nominal d'un type de roue. Il existe donc une relation statistique liant le rayon spécifique et la vitesse angulaire spécifique (pour les pompes, il s'agit du diagramme de Cordier issu de résultats expérimentaux, figure 3.5). Les turbines présentent généralement des tailles spécifiques plus réduites en raison d'angles d'aubages très différents.

Si l'on reprend l'application numérique précédente, à partir du diagramme de la figure 3, on obtiendra pour la machine 1 un rayon spécifique de 2,6 et par application directe, une turbine Francis de rayon extérieur de roue de 0,552 m ; pour la machine 3 un rayon spécifique de 1,3 et un rayon de roue de 0,276 m, taille très satisfaisante mais probablement trop réduite et rapide concernant la tenue en cavitation. Les turbines Pelton ne sont pas représentées dans ce diagramme.

Les différents types de turbines, compte tenu de leur taille et des caractéristiques du site, offrent de grandes plages d'utilisation et de puissance (figure 3.5). Les machines de faible puissance sont traitées spécialement dans l'article [BM 4 166] – Petites centrales hydrauliques.^[20]

3.11.2. Performances

L'évaluation des performances d'une machine existante s'effectue en fonction de trois variables indépendantes : la hauteur disponible H , la vitesse de rotation N et le degré d'ouverture x du distributeur. Pour les turbines de tout type, la hauteur reste en général invariable. Il en est de même pour la vitesse de rotation puisque celle-ci impose la fréquence

du réseau électrique aval. Le distributeur se trouve présent sur les turbines Francis et Kaplan (figure 5). Pour les turbines Pelton, le degré d'ouverture x est obtenu par déplacement du pointeau de la tuyère d'injection, fermeture ou ouverture de divers jets dans le cas d'une turbine à jets multiples ; ces organes de réglage sont manœuvrables même en marche. En général, l'augmentation du degré d'ouverture d'une machine se traduit par une augmentation de la puissance mécanique sur l'arbre par accroissement du débit traversant la turbine. Pour permettre encore un meilleur degré d'adaptation aux besoins du réseau, la turbine Kaplan est également à calage variable en ce qui concerne les pales de la roue.

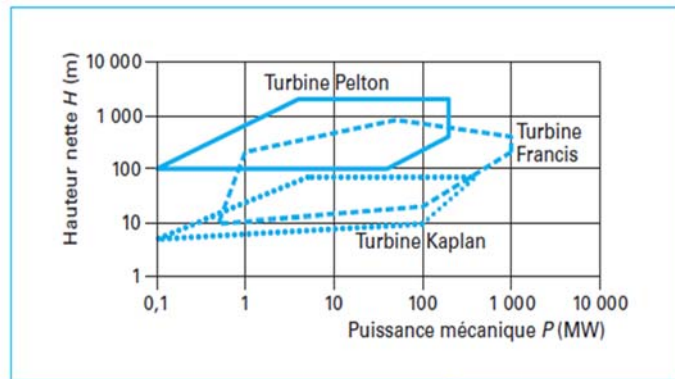


Figure 3.20 : Plages d'utilisation des différentes turbines hydrauliques.^[20]

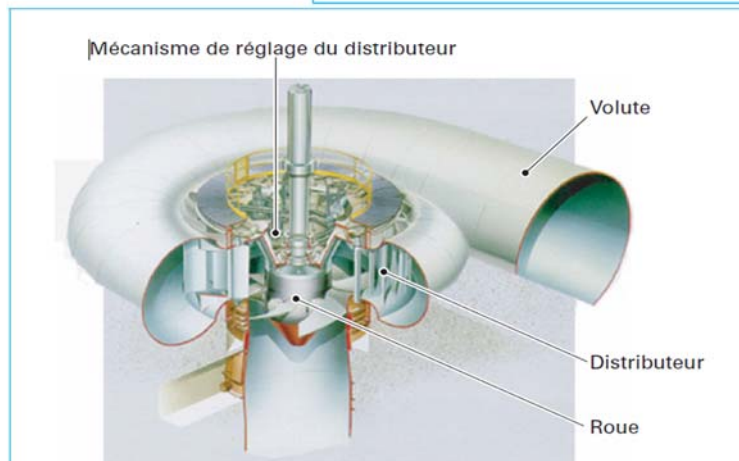


Figure 3.21: Volute, distributeur et roue d'une turbine Kaplan (doc. tfd.chalmers.se)^[20]

Partant des trois variables hauteur nette (fixe pour un site donné), vitesse de rotation et degré d'ouverture, l'évaluation des performances d'une machine donnée revient à déterminer les deux variables liées correspondantes : le débit q_v traversant la machine et la puissance mécanique P disponible en bout d'arbre ou le couple moteur τ . À partir de ces termes, on pourra déduire le rendement global.

L'évaluation des performances d'une machine de géométrie donnée peut s'effectuer aujourd'hui des deux façons suivantes :

- Par la numérisation de la géométrie complète de la machine, suivie d'une simulation numérique tridimensionnelle des écoulements internes sur un code de CFD

(Computational Fluid Dynamics) tel que ANSYS (Fluent, CFX), FineTurbo, CFDdesign, StarCD, etc. Quelques exemples assez sommaires sont donnés figure 6 qui montrent l'écoulement liquide à l'intérieur des augets d'une turbine Pelton à trois jets, d'une turbine Kaplan et de la roue d'une turbine Francis ;

- Par les essais de la machine en échelle réelle si la taille le permet. Mais le plus souvent, les essais seront menés sur une maquette d'échelle réduite. Les grands principes d'une telle opération sont décrits dans les articles [BM 4 406] – Turbines hydrauliques – Essais, Cavitation et [BM 4 285] – Similitude des turbomachines hydrauliques.

Le nombre de paramètres libres étant très important, une représentation compréhensible des performances passe par une réduction du nombre de paramètres à faire varier pendant un essai. On peut effectuer les essais avec H constante (par exemple $H = 50$ m) et représenter les performances comme celles obtenues figure 3.9. [20]

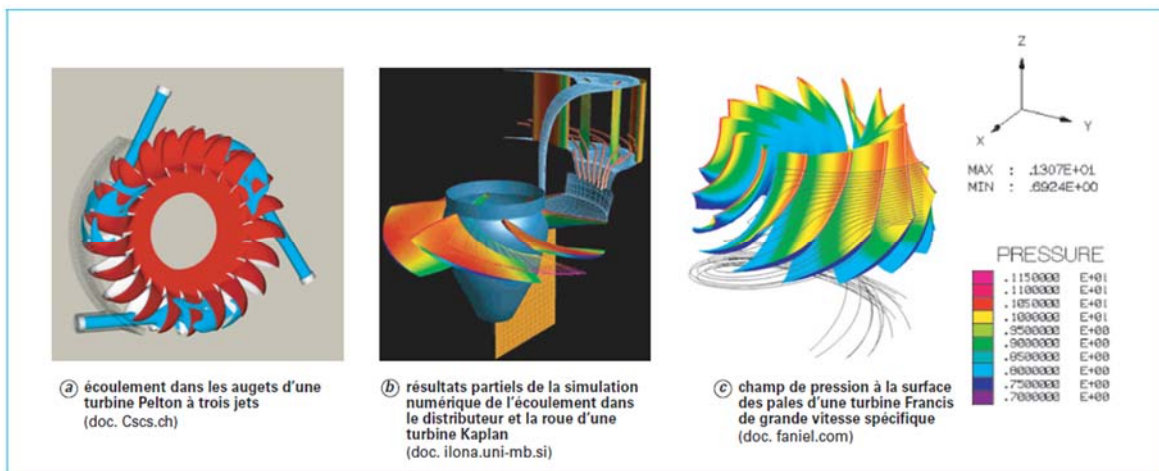


Figure 3.22: Exemples de simulation numérique tridimensionnelle des écoulements internes [20].

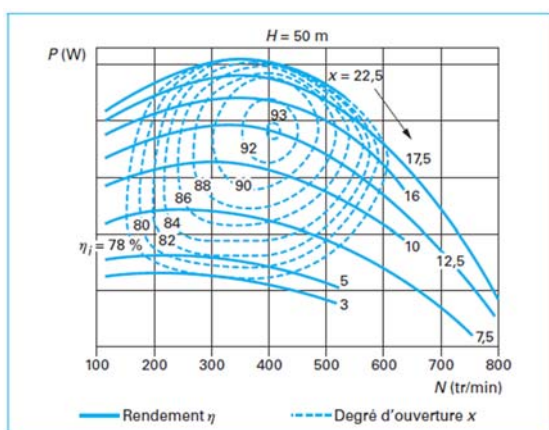


Figure 3.23 : Performances d'une turbine Francis pour diverses [20]

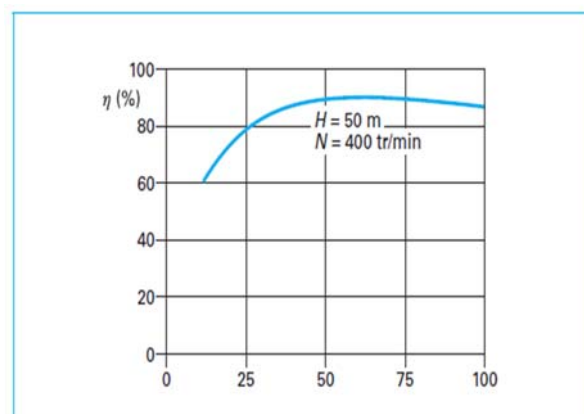


Figure 3.24 : Allure du rendement d'une turbine Francis en fonction du débit-volume [20]

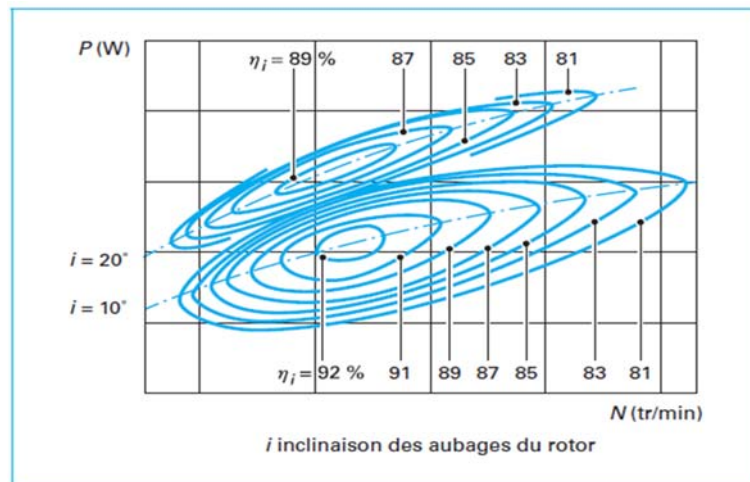


Figure 3.25 : Performances d'une turbine Kaplan pour deux calages des aubes de la roue. [20]

Pour une turbine Francis pour diverses ouvertures du distributeur. On représentera ainsi l'évolution de la puissance et du rendement en fonction de la vitesse de rotation. Pour synthétiser encore, on présente souvent les résultats en bloquant deux paramètres : la hauteur et la vitesse de rotation, par exemple $H = 50 \text{ m}$ et $N = 400 \text{ tr/min}$. On obtient alors l'évolution du rendement ou de la puissance avec le débit-volume q_v (figure 3.10). Le point nominal correspond au rendement maximal de 93 % tandis que la pleine charge correspond à la puissance maximale obtenue pour le débit maximal de l'ordre de 150 % du débit nominal. Le rendement des turbines hydrauliques est très élevé sur des plages d'utilisation très étendues. Cette particularité est liée au réglage du distributeur ou des injecteurs situés à l'amont de la roue.

Cette démarche se place dans le cadre d'une turbine dont la géométrie du rotor est fixe (pales à calage fixe). Dans le cas contraire, c'est-à-dire pour les turbines Kaplan à pales orientables, il y a autant de caractéristiques qu'il y a d'angles de calage des pales rotoriques (figure 3.11). [20]

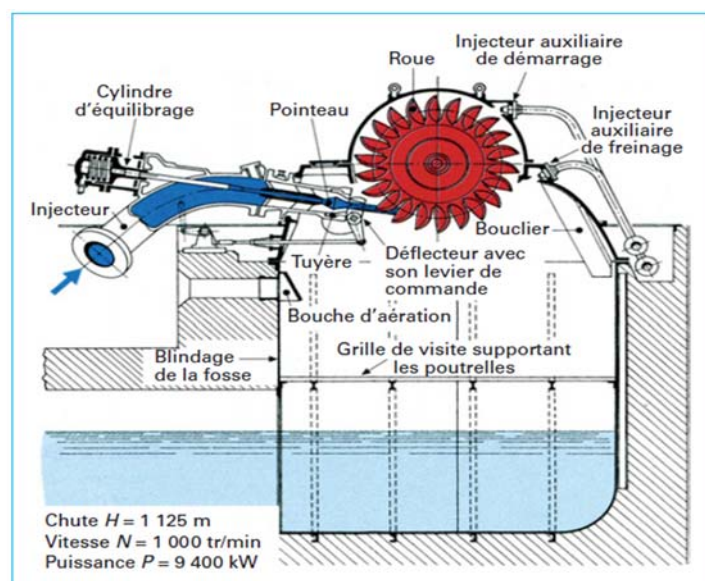


Figure 3.26 : Turbine Pelton à jet unique : centrale de Los Molles (Chili). [20]

3.12. Etude comparative entre les turbines (Pelton, Francis, Kaplan)

3.12.1. Comparaison Pelton – Francis

Comparaison complexe car concernant des turbines très différentes, l'une à action, l'autre à réaction. (voir le tableau 3.2)

- **Avantages de la turbine Pelton**

Calage au-dessus du niveau aval _ Avantage sensible sur le coût du génie-civil des excavations et pas d'inondation possible par l'aval.

- ✓ Le rendement hydraulique est meilleur aux charges partielles (courbe de rendement plus plate).
- ✓ La plage de fonctionnement est très étendue en puissance, de 10 à 100 % de la puissance.
- ✓ Le démontage de la turbine, notamment roue et injecteurs, est sensiblement plus rapide que celui de la Francis.
- ✓ La surpression appliquée à la conduite forcée est plus faible. ^[25]

- **Avantages de la turbine Francis**

Récupération de la totalité de la chute de par l'enfoncement de la roue de turbine

Rendement meilleur au point optimal et pour les puissances allant de 75 % à 100 % de Pmax.

Vitesse de rotation de la turbine Francis plus élevée que celle de la Pelton

- ✓ Dimensions turbine plus faibles (donc le coût aussi).
- ✓ Dimensions de l'alternateur plus faibles (donc le coût aussi).

Ouvrage de fuite moins coûteux car de section plus réduite pour l'écoulement en charge aval de la Francis.

Le réglage de la turbine Francis par le seul distributeur évite toute déconjugaison entre injecteurs et déflecteurs de la Pelton et permet un meilleur comportement en réseau isolé, et une meilleure tenue de la fréquence.

Les problèmes de fatigue d'une roue Pelton et les fréquents contrôles nécessaires sur les augets ne concernent pas la roue Francis. ^[25]

3.12.2. Comparaison Francis – Kaplan

- **Avantages de la turbine Francis**

Diamètre de roue est sensiblement plus faible (environ 15 %), les dimensions de la bêche spirale aussi (environ 20 %).

Conception mécanique plus simple, seul le distributeur est réglable, tandis que les pales orientables de la Kaplan conduisent à un surcoût d'investissement et d'exploitation.

Vitesse de rotation plus élevée à Dimensions de l'alternateur plus faibles

Le coefficient de cavitation est plus faible, l'enfoncement de la turbine est donc moindre.

Les capacités de réglage de la fréquence d'un réseau isolé sont supérieures, surtout si ce réseau est fortement perturbé.(voir le tableau3.2)

En conséquence des points précédents, la turbine Francis présente un coût moindre, ainsi que l'alternateur associé, et le génie civil de l'usine. ^[25]

- **Avantages de la turbine Kaplan**

Le rendement hydraulique est meilleur aux charges partielles (courbe de rendement plus plate).

Plages de variations de débit et surtout de chute plus grandes (la turbine Francis ne pouvant fonctionner sans fluctuations ni vibrations dommageables à chute très partielle). ^[25] (voir le tableau3.2).

Turbines Pelton	Turbines Francis	Turbines Kaplan
<ul style="list-style-type: none"> • Turbine à action, • Adaptée aux plus hautes chutes (1000 - 100 m), • Puissance jusqu'à 15 MW, • Possède la meilleure adaptation aux variations de débit car la vitesse du jet ne dépend que de la chute (jusqu'à 10% de la puissance d'un jet), • Mauvaise adaptation aux variations de chute qui modifient la vitesse du jet, ce qui dégrade le rendement de cette turbine à action, • La roue peut être montée directement en porte-à-faux sur l'alternateur sans arbre et palier intermédiaire, • Il est possible d'installer jusqu'à trois jets sur les machines horizontales. 	<ul style="list-style-type: none"> • Adaptée aux chutes élevées et moyennes (300 - 15 m) et à vitesse de rotation souvent élevée • Adaptation respectivement bonne et moyenne aux variations de débit, • adaptation respectivement médiocre et moyenne aux variations de chute. • Puissance jusqu'à 15 MW, • Pour les machines horizontales, la roue peut être montée directement en porte-à-faux sur l'alternateur sans arbre et palier intermédiaire, • Dans le cas de machine à débit fixe, il est possible d'installer des Francis sans distributeur mobile, le couplage se faisant avec la vanne de pied. 	<ul style="list-style-type: none"> • Adaptée aux basses chutes (30 - 2 m), • Puissance jusqu'à 15 MW, • Bonne adaptation aux variations de débit par le réglage des pales, • Bonne adaptation aux variations de chute par le réglage des directrices,

Tableau 3.2: Etude comparative. ^[25]

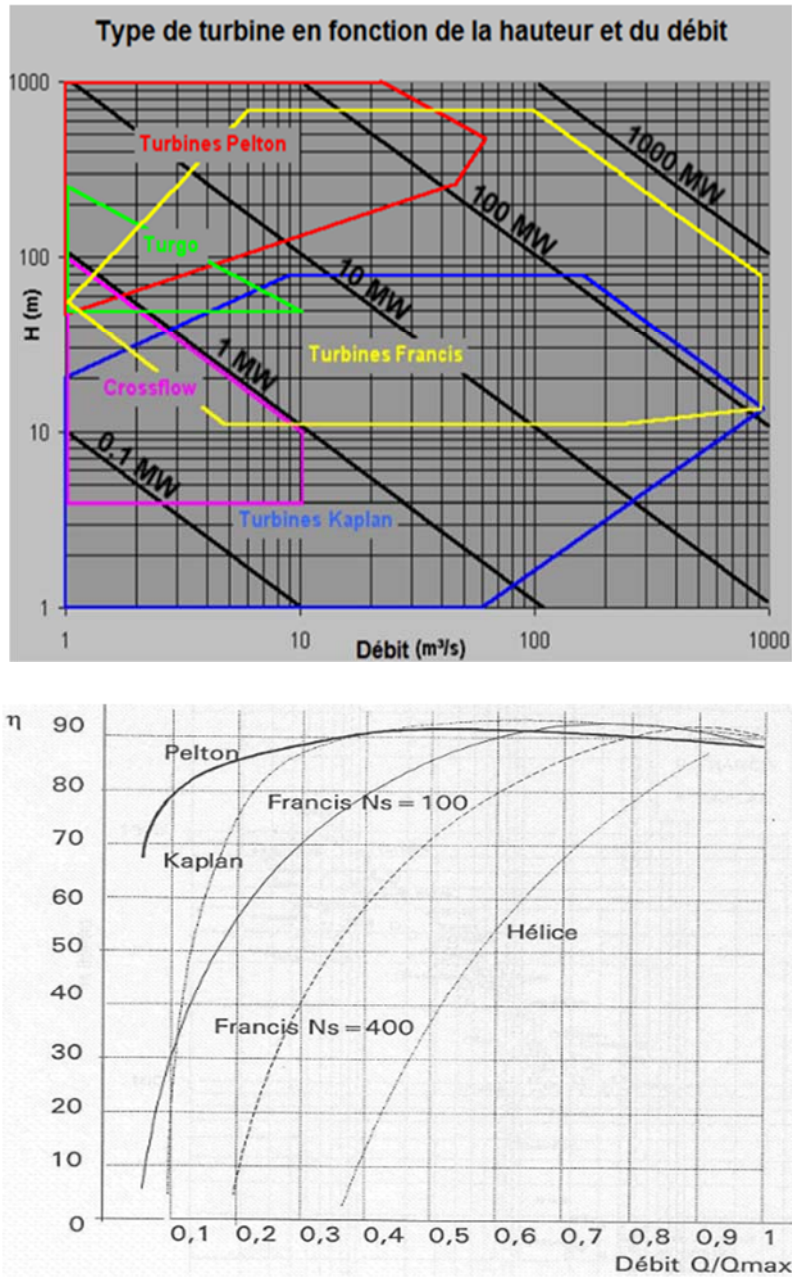


Figure 3.27(a-b) : graphe d'étude comparative entre trois turbines. [25]

3.13. Conclusion

La Turbine hydraulique constitue un élément essentiel de la réalisation d'une centrale hydroélectrique: c'est l'élément qui transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique, c'est l'élément clé qui doit intégrer les contraintes topographiques, hydrologiques, géologiques, géotechniques, environnementales, et électrique, et c'est l'élément qui conditionne les dimensions et les coûts des ouvrages de génie civil et des matériels électromécaniques.

La classification de ce type de turbomachine et la connaissance des avantages et inconvénients de chaque type permet de faire le bon choix et ainsi avoir le meilleur rendement de la centrale.

Chapitre IV:
Dimensionnement énergétique d'une
centrale hydraulique

4.1. La centrale de DARGUINA

4.1.1. Le site

La centrale de DARGUINA est située à 2 Kms de chef-lieu de daïra de DARGUINAH dans la wilaya de BEJAIA. Elle est accessible à partir de la route nationale N°9 reliant DARGUINAH à SETIF. ^[26]



Figure 4.1: site centrale DARGUNA. ^[26]

4.1.2. La centrale

La centrale hydroélectrique de DARGUINAH comporte deux aménagements hydrauliques distincts :

- L'aménagement CHABET-DARGUINA, faisant partie du grand aménagement de l'oued AGRIOUN et alimenté par le barrage de régularisation d'IGHIL-EMDA.
- L'aménagement IGHZEROUFTIS, qui fonctionne au fil de l'eau et qui est alimenté par le Barrage du même nom.

Ils se terminent dans une centrale souterraine commune abritant trois groupes turbines alternateurs, dont les caractéristiques sont les suivantes :

- 02 groupes type PELTON a axe vertical avec 4 injecteurs, de 32,5 MW de puissance unitaire, absorbant chacun 10,5 m³/s sous une chute brute de 367 m. Ils tournent à une vitesse de 375 tr/min et peuvent produire 150 GWH/an.

- 01 groupe type FRANCIS, de 5,2 MW de puissance, absorbant 3,8 m³/s sous une chute brute de 171 m. Il tourne à une vitesse de 750 tr/min et peut produire 10 GWH par an. ^[26]

4.1.3. Les équipements

a. Aménagement CHABET-DARGUINAH

Cet aménagement comprend d'amont en aval :

- **Le barrage de prise du CHABET**

D'une capacité de 300 000 m³, il est situé à la limite amont des gorges du même nom.

C'est un barrage voûte mince en béton à seuil déversant, de 19 m de hauteur et 106 m de longueur en crête.

Il a une forme circulaire dont le rayon moyen est de 52 m, et son épaisseur est de 3,50 m a la base et 2,40 m en crête.

Le parement amont est vertical jusqu'a la cote 426 NGA, puis incline vers l'aval avec un fruit de 0,075 mini. Le parement aval a un fruit de 0,020 min.

La crête est à la cote 430 NGA et la limite utile a 422 NGA.

Le barrage est équipé de 02 pertuis de vidange de 2 x 4 m².

Il reçoit les eaux de l'AGRIOUN à leur sortie de la retenue d'IGHIL-EMDA, qu'elles proviennent par les vannes du barrage ou par le canal de fuite, après avoir été turbinées a l'usine.

Les dispositifs de surveillance de l'ouvrage comportent un dispositif topo métrique, ^[26]

- **La prise d'eau** située en rive droite, son radier est à la cote 418 m NGA. Elle est équipée d'une grille inclinée avec dégrilleur et d'une vanne de 2,5 m de haut et 1,70 m de large. Cette vanne est du type chenille et est mue par un servomoteur.
- **Le poste de commande** des diverses vannes, le bâtiment du servomoteur de la vanne de la prise d'eau et le bâtiment du dégrilleur.

- **La galerie d'aménée souterraine** Sa forme varie suivant la nature du terrain.

Elle présente des tronçons de forme circulaire de 3 m de diamètre et des tronçons en forme de fer à cheval de 3 m dans les grandes dimensions. Elle a été exécutée en béton. Elle mesure 8 370 m et sa pente moyenne est de 2 mm/m. Elle permet de dériver un débit de 21,5 m³/s et est accessible à partir de plusieurs fenêtres.

Cette galerie englobe également une cheminée d'équilibre à demi enterrée non déversant constituée par un cylindre vertical de 50 m de hauteur et 12 m de diamètre, protégé par chemisage en tôle. Son fond est calé à la cote 400 NGA.

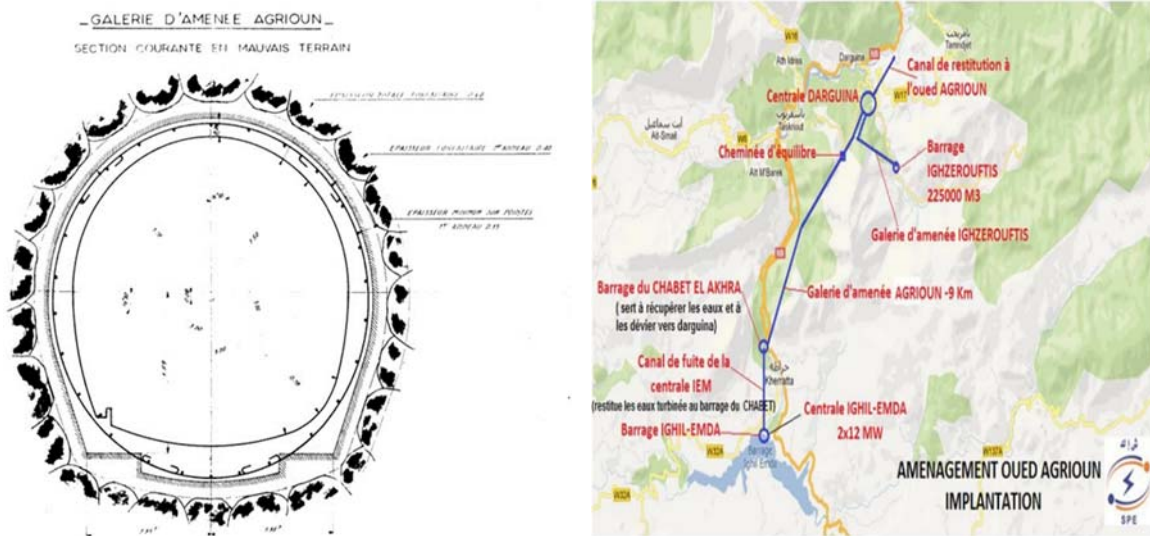


Figure 4.2 :Galerie et localisation de site^[26]

4.1.4. Cheminée d'équilibre :

C'est une cheminée à demi enterrée, non déversant, constituée par un cylindre vertical de 50m de hauteur et 12 m de diamètre. Elle est destinée à l'amortissement des oscillations d'eau lors des coups de bélier.



Figure 4.3 : Cheminée d'équilibre^[26]

4.1.5. Equipements des groupes 1 et groupe 2 :

4.1.5.1. Equipements hydrauliques :

➤ **Vanne de tête :**

Chaque groupe est équipé d'une vanne de tête, montée sur une conduite forcée à l'aval de la culotte de raccordement.

Elles sont commandées sur place :

- À l'ouverture par un servomoteur à huile
- À la fermeture par l'effet d'un contrepoids. ^[26]

La fermeture peut être commandée également à partir de la salle de commande, comme elle peut être aussi effectuée par l'action de la palette de la survitesse de l'eau.

Les caractéristiques principales de chaque vanne sont les suivantes :

Vanne de tête				
Constructeur	Type de vanne	Diamètre (m)	Etanchéité	Date de mise en service.
NEYRPIC	Papillon	1.70 m	Cuir/Acier	03/02/1952

Tableau 4.1 : Les caractéristiques principales de chaque vanne. ^[26]

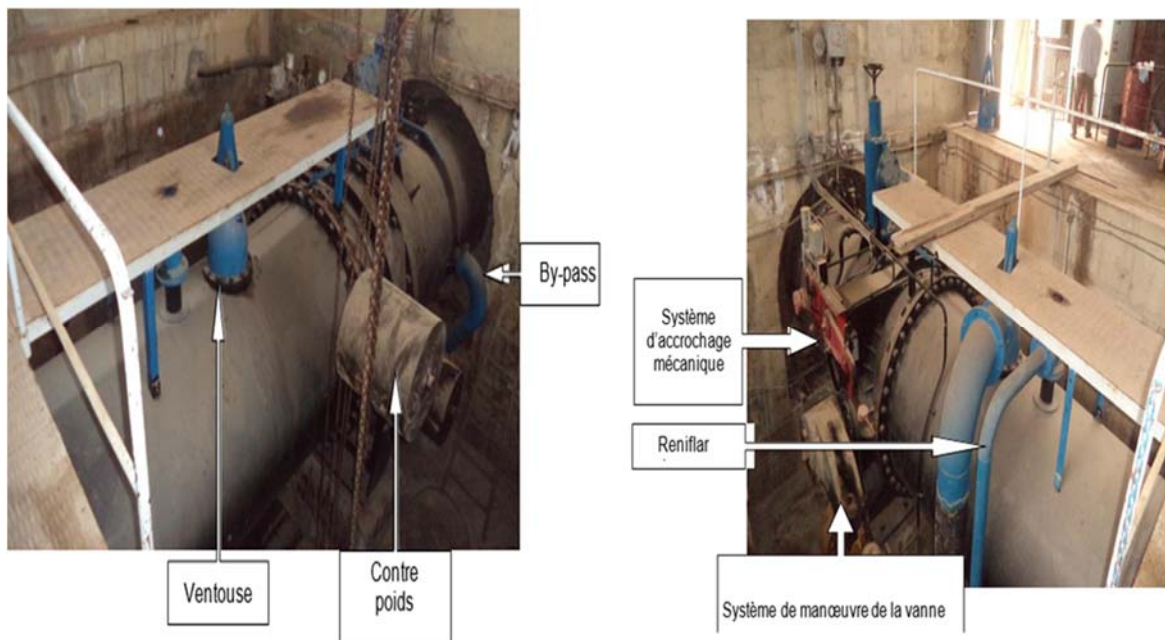


Figure 4.4: Vanne de tête ^[26]

➤ **Conduites Forcées :**

L'aménagement AGRIOUN est alimenté par deux conduites forcées métalliques composée chacune d'un tuyau auto frété par élingue. Elle descend à l'air libre sur un plan incliné jusqu'à la plateforme de la centrale, puis descend en galerie jusqu'à l'étage turbine de la centrale. ^[26]

Elles sont ancrées dans des massifs en béton et est supportée par des berceaux. Les caractéristiques principales des conduites forcées sont les suivantes :

Conduites forcées						
Constructeur	Diamètre en (m)	Longueur en (m)	Epaisseur tôle (mm)	Type renforts	Débit max. en (m ³ /sec).	Date de mise en service.
B V S	1.65	585	8 à 12	Frettes acier	10.6	12/12/1952

Tableau 4.2 : Les caractéristiques principales des conduites forcées.^[26]



Figure 4.5 : Conduites forcées.^[26]

➤ **Vanne de garde :**

Les vannes de garde, du type sphérique, protègent la turbine et comportent chacune un obturateur en acier moulé et un by-pass.

Chaque vanne est commandée à l'ouverture par un servomoteur à huile et à la fermeture par un servomoteur à eau.

A la fermeture l'étanchéité est assurée par un joint torique placé sur la sphère de la vanne et mis sous pression par l'eau admise par une soupape de mise sous pression. Cette eau, qui a une pression égale à la pression d'eau à l'amont de la vanne sphérique, vient gonflée le joint qui assure à son tours l'étanchéité.^[26]

Les caractéristiques principales de la vanne sphérique sont les suivantes :

Vannes sphériques				
Constructeur	Type de vanne	Diamètre en (m)	Type d'étanchéité	Date mise en service
NEYRPCIC	Sphère, à obturation	1.40	Joint tore caoutchouc /acier	12/12/1952

Tableau 4.3 : Les caractéristiques principales de la vanne sphérique.^[26]

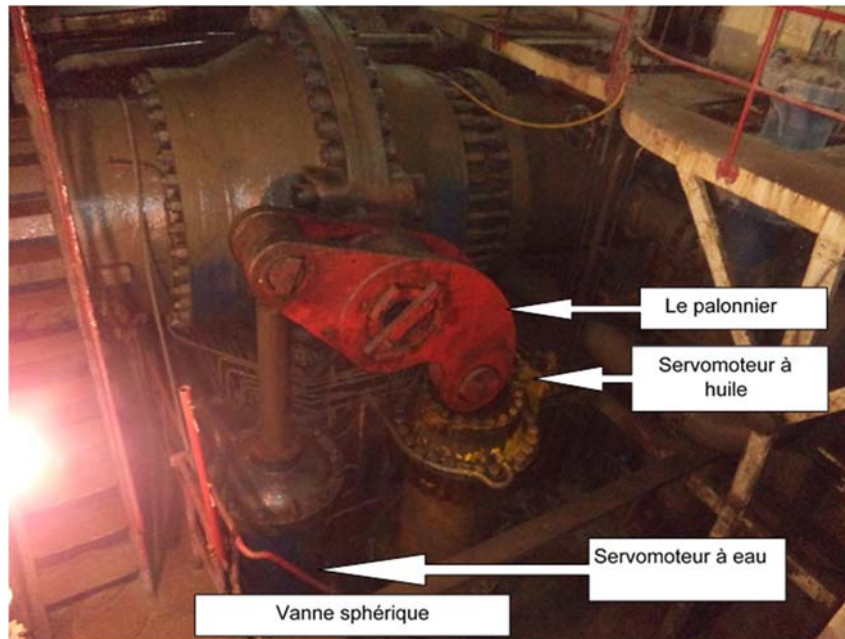


Figure 4.6: Vanne de garde^[26]

➤ Turbine :

Les turbines sont de type Pelton à axe vertical. Avec un arbre en acier et un palier guide auto graisseur. Elles fonctionnent sous une chute de 367 m et comportent chacune :

- Une roue Pelton dont les caractéristiques sont les suivantes;

ROUE TURBINE						
Diamètre en (m)	Nombre d'augets	Matière	Poids en (T)	Puissance (CV)	Vitesse rotation (Tr/min)	Date mise service
2	22	acier inox	8	46280	375	12/12//1952

Tableau 4.5 : les caractéristiques de la roue Pelton.^[26]

- Quatre corps d'injecteurs en acier moulé;
- Quatre aiguilles en acier spéciales;
- Quatre buses en acier moulé avec bec en acier spécial;
- Quatre servomoteurs de commande d'aiguilles;
- Un collecteur général des quatre injecteurs;^[26]



Figure 4.7: roue de turbine Pelton (c.darguina) ^[26]

- Un arbre en acier muni à chacune de ses extrémités d'un plateau venu de forge;
- Un fond supérieur en deux pièces formant réservoir d'huile;
- Un cercle de vannage commandé par le régleur;
- Un cuvelage métallique formant bâti;
- Quatre déflecteurs en acier moulé;
- Un palier ;



Figure 4.8: étage de turbine ^[26]

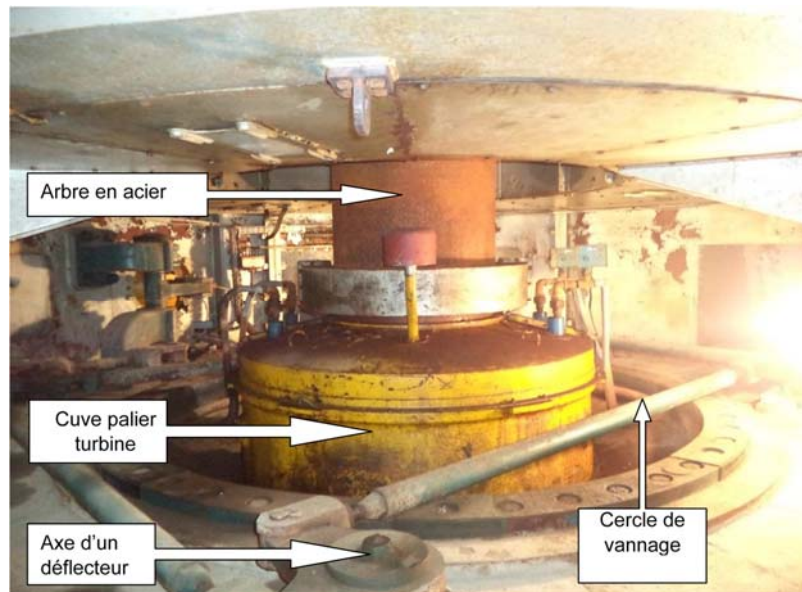


Figure 4.9: étage de turbine ^[26]

Désignation	Constructeur	Diamètre alésage (mm)	Portée (mm)	Métal friction	Poids (kg)	Date de mise en service
PALIER TURBINE	NEYRPI C	800H7	500	Régule	2000	1952

Tableau 4.6 : les caractéristiques de PALIER TURBINE. ^[26]

4.1.6. Equipements électriques

➤ Alternateurs :

Les alternateurs de construction Alstom sont à axe vertical, de type refroidi en circuit fermé, chacun est capables de fournir en service continue une puissance de 32,5 MW sous $\cos\phi$ 0,81 et une tension nominale de 12 000 V et comporte :

Un stator est en deux pièces assemblées par boulons et l'enroulement statorique est à deux faisceaux par encoche dont Les caractéristiques sont les suivantes :

Stator							
Constructeur	Type	Nombre De pôles	Poids tonnes	Puissance (MVA)	Tension (kV)	Fréquence (Hz)	Date de mise en service
Alstom	Ryv 418165	16	68	40	12.000	50	12/12 1952

Tableau 4.7 : les caractéristiques de stator. ^[26]

Un rotor dont le noyau est en acier moulé porte à chacune de ses extrémités un plateau d'accouplement dont Les caractéristiques sont les suivantes : ^[26]

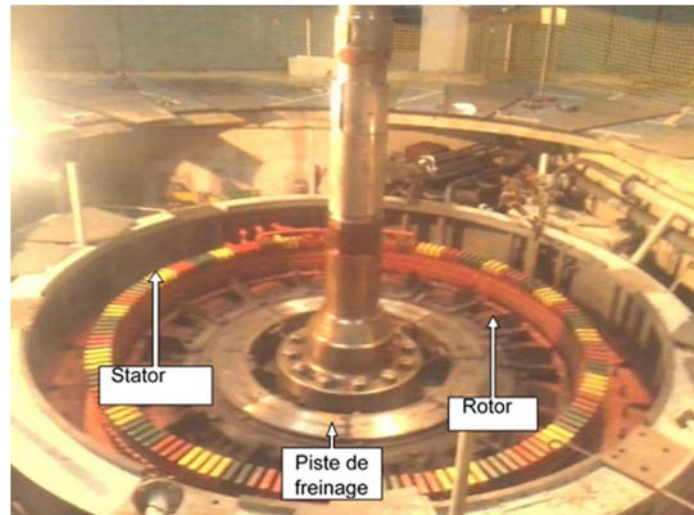


Figure 4.10: Alternateurs^[26]

➤ **Excitatrices**

Chaque groupe comporte :

- Une excitatrice principale montée en bout d'arbre de l'alternateur qui alimente l'inducteur de ce dernier. Cette excitatrice est de deux fois la tension nominale.
- Excitation indépendante, manuelle et automatique plus un enroulement d'asservissement.
- Intensité d'excitation environ 80A en automatique et 20A en manuelle.

Désignation	Constructeur	Type	Puissance (KW)	Tension (V)	Intensité Ampères	Date de mise en service
Excitatrice principale	Alsthom	DV8/6000	192	240/480	800/1600	1950

Tableau 4.8 : les caractéristiques d'Excitatrice principale. ^[26]

- Une excitatrice polymorphique montée en bout d'arbre de la précédente. Cette excitatrice est dimensionnée pour fournir le courant d'excitation de la principale et l'alimentation du moteur d'entraînement du régulateur de la turbine en 25 Hz en moyen de trois bagues.
- Excitation indépendante et composée.
- Intensité d'excitation 15A.

Désignation	Constructeur	Puissance (KW)	Tension (V)	Intensité Ampère	Date de mise en service
Excitatrice polymorphique	Alsthom	20	115	170	1950

Tableau 4.9 : les caractéristiques d'Excitatrice polymorphique. ^[26]

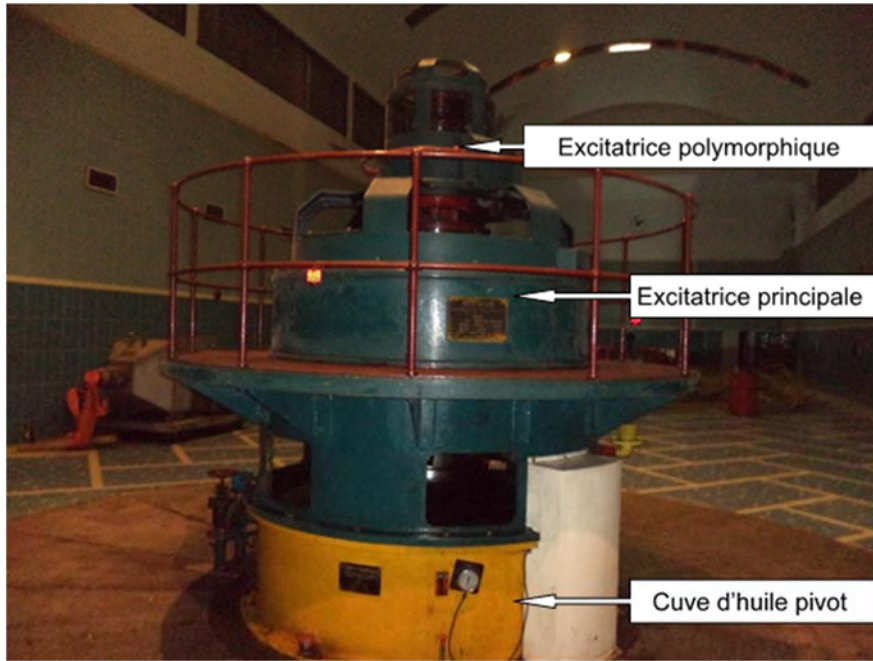


Figure 4.11: Excitatrices^[26]

4.1.7. Calcule paramètre de centrale DARGUINA

Le donne :

- Chute brute H_b : 367m
- Débit d'équipement q_v : 10.5 m³/s
- Puissance éle P_{el} : 32.5MW
- La masse volumique ρ : 1000 kg/m³
- La gravité g : 9.8 m²/s

4.1.7.1. Les pertes de charger :

Nous allons voir qu'il est possible, en empruntant quelques formules au domaine de la mécanique des fluides, d'estimer les pertes de charges de manière théorique. Dans la pratique, un manomètre en bas de la conduite lèvera toute ambiguïté

Les pertes de charges dépendent de :

- L'état de surface de la conduite
- Débit de liquide dans la conduite
- La viscosité du liquide
- La longueur de la conduite
- Des incidents de parcours rencontrés dans la conduite.

Calculer la perte de charge linéaire d'un tronçon donné

ΔH est calculé avec l'équation de Darcy-Weisbach.

$$\Delta H = f_D \times \frac{L}{D_h} \times \frac{V^2}{2g}$$

Plusieurs méthodes existent pour définir le coefficient de perte de charge f_D . Une des plus connues est le diagramme de Moody (voir **Fig-2.9**) qui est un abaque permettant de déterminer le coefficient de perte de charge à partir du nombre de Reynolds et de la rugosité de la conduite. Il est également possible de calculer directement ce paramètre à partir de corrélations comme celle de Haaland

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right]$$

La rugosité ε des parois de la conduite. Cette dernière grandeur reflète les aspérités présentes sur la paroi intérieure de la conduite qui freinent l'écoulement du fluide, c'est-à-dire la hauteur de grains de sable qui seraient collés sur une paroi lisse et produiraient les mêmes pertes que les aspérités réelles de la paroi (**fig. 4.11**). De par sa définition, cette grandeur ne peut donc être mesurée directement sur une conduite mais doit être tirée de tables, telles que celle de la **figure 4.12**, ou de la documentation des fournisseurs de tuyaux.



Figure 4.12: Définition de la hauteur ε pour mesurer la rugosité d'une paroi

Tuyau	Etat	ε [mm]
étiré ou extrudé, en cuivre, laiton, bronze, aluminium, verre, plastique	neuf, techniquement lisse	0,001 ... 0,0015
caoutchouc	neuf, techniquement lisse	~ 0,0016
fonte	neuf	0,25 ... 0,5
	légèrement rouillé	1,0 ... 1,5
	très rouillé	1,5 ... 5,0
acier	neuf, sans soudure	0,02 ... 0,06
	neuf, soudure axiale	0,04 ... 0,1
	légèrement rouillé	0,15 ... 0,4
	très rouillé	2,0 ... 4,0
	avec bitume	~ 0,05
	avec ciment	~ 0,18
béton	lisse	0,3 ... 0,8
	moyen	1,0 ... 2,0
	rugueux	2,0 ... 3,0

Figure 4.13: Hauteur de sable équivalente ε pour quelques matériaux (d'après "Dubbel")

Fluide	L'eau à 15°
Q_v : Débit volumique [m ³ /s]	10.5
D : Diamètre de la conduite [m]	1.65
L : Longueur de la conduite [m]	585
ε : Coefficient de rugosité [m]	0.04
ρ : Masse volumique de l'eau [kg/m ³]	999,1
μ : Viscosité dynamique du l'eau [Pa/s]	0,001139
g : Accélération de la pesanteur [m/s ²]	9,807
v : Vitesse moyenne de l'eau [m/s]	4.913
Re : Nombre de Reynolds [-]	7110759
f : Coefficient de perte de charge [-]	0.052540
ΔH : Perte de charge linéaire [m CE]	22.92

Tableau 4.10 : calcul les pertes de charger.

4.1.7.2. Hauteur de charge nette:

$$H_n = H_b - \Delta H = 367 - 22,92 = 344,08 \text{ m}$$

4.1.7.3. Puissance Hydraulique :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_n = 1000 \cdot 9,810 \cdot 5,344,08 = 35405832 \text{ w} = 35,41 \text{ MW}$$

4.1.7.4. Rendement global :

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_h} = \frac{32,5}{35,41} = 0,9 = 90 \%$$

4.1.7.5. Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur:

On peut déduire les pertes dans la turbine + celles de l'alternateur :

$$P_{el} - P_h = 35,41 - 32,5 = 2,91 \text{ Mw}$$

4.1.7.6. Discussions sur les résultats de calcul:

A partir des caractéristiques du site hydraulique DARGUINA et les calculs de la hauteur de charge nette, du potentiel hydraulique ainsi le rendement et en se référant à la **figure (2.27)** en peut dire que le type de turbine qui convient à cette centrale et la turbine PELTON qui est la même turbine déjà installée.

La turbine Pelton présente des avantages et des inconvénients pratiques : voir Tab-3.2

4.2. La centrale de MANSOURIA

4.2.1. Le site

La centrale de MANSOURIA est implantée en bord de mer, à 2 kms de chef-lieu de daïra de MANSOURIA dans la wilaya de JIJEL. C'est une centrale en souterrain située en contrebas de la route nationale reliant BEJAIA à JIJEL. ^[27]

4.2.2. La centrale



Figure 4.14: groupe de centrale ^[27]

Type de production : hydraulique (avec barrage d'accumulation à ERRAGUENE)

- Nombre de groupes : 02

- Type de turbines : 2 turbines PELTON à axe horizontal par groupe, chacune alimentée par deux injecteurs.

- Puissance unitaire : 50 MW

- Diamètre de la roue : 2295 mm

- Débit d'équipement : 20 m³/s

- Chute brute : 593 m

- Vitesse de rotation : 428 tr/mn.

- Alternateur 57 MVA, 10,5 KV, cos phi=0,875

- Transformateur 57 MVA élevant la tension à 150 kV.

- Deux lignes 150 KV sortant en câbles de l'usine par un puits vertical jusqu'au poste d'émergence.

- Productibilité : 143 GWh

- Evacuation de l'énergie vers le poste de DARGUINA. ^[27]

4.2.3. Equipements de la centrale

4.2.3.1 Le barrage de compensation d'ERRAGUENE

Qui est un ouvrage en béton en forme de voûte à seuil déversant (côte de crête à 599 m NGA), de 18 m de hauteur et 75 m de longueur en crête. La capacité de la retenue est de 460000 m³ et la limite d'utilisation est à 594 m NGA.

Il est équipé d'une vidange de fond de 1x1,5 m² et est alimenté par le barrage principal d'ERRAGUENE.

4.2.3.2. La prise d'eau

Située au niveau de ce barrage. Son seuil est calé à la côte 591 NGA.

Elle est équipée d'une grille de 16 x 4 m² dont l'espacement des barreaux est de 40 mm, d'une vanne Wagon de 3,50 m x 3,40 m et d'un dégrilleur.

4.2.3.3. La galerie d'amenée souterraine

De 13500 m de longueur. C'est un ouvrage en béton, de forme circulaire composé de plusieurs tronçons :

- Deux tronçons en béton de 3,40 m de diamètre
- Un tronçon blindé sur 1600 m
- Un siphon en tuyaux BONNA de 2,60 m de diamètre

Cette galerie dérive un débit de 20 m³/s et est équipée d'une cheminée d'équilibre souterraine de 72,5 m de hauteur, à deux chambres d'expansion en forme de galeries horizontales, reliées par une cheminée verticale de 4 m de diamètre.

Cette cheminée est destinée à absorber les oscillations de l'eau durant les phases de démarrages et d'arrêts des groupes.

4.2.3.4. La vanne de tête

Équipée d'un papillon de 2,60 m de diamètre. Cette vanne est munie d'une ventouse automatique de diamètre 600 mm. Elle ferme par contrepoids et ouvre grâce à un servomoteur avec groupe de pompage attaché au bâti ^[27].



Figure 4.15: La vanne de tête ^[27]

4.2.3.5. La conduite forcée

Souterraine exécutée dans une galerie de 95 % de pente. D'un diamètre intérieur de 2,42 m et d'une longueur de 942 m, elle est pourvue d'un blindage mince de 8 à 16 mm et prévoit la participation du rocher à une partie importante de la résistance. La conduite se termine par un répartiteur.



Figure 4.16 : La conduite forcée^[27]

4.2.3.6. La centrale proprement dite

Qui est entièrement souterraine et qui est située en bord de mer. Elle a un schéma bloc alternateur – transformateur - ligne avec un disjoncteur par départ.

Elle comprend trois galeries parallèles (La galerie des robinets, la galerie des groupes et la galerie du poste) auxquelles conduit une galerie d'accès de 100 m de longueur, partant d'une plate-forme au bord de la mer.

La centrale comprend les équipements suivants :

✓ **Un répartiteur horizontal**

Situé en bout de la conduite forcée, et d'où partent les conduites d'alimentation des injecteurs turbines. Ces conduites sont munies de robinets de garde du type sphérique de 900 mm de diamètre.

Chaque robinet est muni de deux étanchéités amont et aval comportant deux gros anneaux mobiles très rigides montés sur joints en caoutchouc en forme de D.

L'ouverture et la fermeture de ces robinets sont obtenues par des servomoteurs à huile.

La commande des robinets est prévue pour qu'un groupe puisse fonctionner avec une ou deux roues motrices.^[27]

✓ **Deux groupes turbine alternateur**

Chaque groupe est équipé de deux turbines PELTON à axe horizontal, alimentées chacune par deux injecteurs commandés par des servomoteurs à huile et fonctionnant sous une chute brute de 590 m.

Chaque pointeau d'injecteur est pourvu d'un déflecteur et est muni de tous les dispositifs de fonctionnement et de sécurité.

Les deux groupes tournent à la vitesse de 428 tr/mn et absorbent 20 m³/s. La puissance unitaire est de 50 MW. [27]

✓ **La régulation de vitesse**

Est obtenue par un régulateur avec accumulateur d'huile à pression d'air comportant un régleur accélérotachymétrique à axe vertical fonctionnant au mercure et maintenu en rotation par un moteur électrique, un dispositif de changement de vitesse, un mécanisme de statisme, un mécanisme limiteur d'ouverture, et un ensemble accumulateur - groupes de pompage et accessoires.

✓ **Deux alternateurs**

Du type protégé, accouplés aux turbines et comportant deux paliers guides à barbotage à huile. La ventilation axiale est assurée par un ventilateur centrifuge monté sur l'arbre. L'air est refroidi par des réfrigérants. Chaque alternateur peut fournir une puissance de 57 MVA sous cos phi 0,875 et à une tension nominale de 10500 V.

Le freinage d'urgence est obtenu automatiquement ou manuellement par des contre jets.

La protection contre l'incendie des alternateurs est assurée par émission automatique ou manuelle de gaz carbonique sur les têtes de bobines statoriques.

4.2.4. Calcule paramètre de centrale MANSOURIA

Le donne :

- Chute brute **H_b**: 593m
- Débit d'équipement **q_v**: 10 m³/s
- Puissance électrique **P_{el}**: 50MW
- La masse volumique **ρ**: 1000 kg/m³
- La gravité **g**: 9.8 m²/s
-

4.2.4.1. Les parties de charger :

Fluide	L'eau à 15°
Q_v : Débit volumique [m ³ /s]	10
D : Diamètre de la conduite [m]	2.42
L :Longueur de la conduite [m]	942
ε : Coefficient de rugosité [m]	0.15
ρ : Masse volumique de l'eau [kg/m ³]	999,1
μ : Viscosité dynamique du l'eau [Pa/s]	0,001139
g : Accélération de la pesanteur [m/s ²]	9,807
v :Vitesse moyenne de l'eau [m/s]	2.175
Re :Nombre de Reynolds [-]	4617000
f :Coefficient de perte de charge [-]	0.079430
ΔH :Perte de charge linéaire [m CE]	7.42

Tableau 4.11 : calcul les pertes de charger.

4.2.4.2.Hauteur de charge nette:

$$H_n = H_b - \Delta H = 593 - 7.42 = 585.58 \text{ m}$$

4.2.4.3.Puissance Hydraulique :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_n = 1000 \cdot 9.8 \cdot 10 \cdot 585.58 = 57\,386\,840 \text{ w} = 57,39 \text{ MW}$$

4.2.4.4.Rendement global :

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_h} = \frac{50}{57,39} = 0,87 = 87\%$$

4.2.4.5.Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur:

On peut déduire les pertes dans la turbine + celles de l'alternateur :

$$P_{el} - P_h = 57,39 - 50 = 7,39 \text{ Mw}$$

4.2.4.6. Discussions sur les résultats de calcul:

A partir des caractéristiques du site hydraulique **MANSOURIA** et les calculs de la hauteur de charge nette, du potentiel hydraulique ainsi le rendement et en se référant à la **figure (2.27)** en peut dire que le type de turbine qui convient à cette centrale et la turbine **PELTON** qui est la même turbine déjà installée.

4.3. La centrale d'IGHIL-EMDA

La centrale d'IGHIL-EMDA est située à 1.5 km en amont de la ville de KHERRATA, wilaya de Bejaia, et en contre-bas de la route nationale N°09 menant de Bejaia à Sétif.



Figure 4.17: le central^[28]

L'usine est installée au pied du barrage et utilise la chute existante entre ce niveau amont (535 maximum et 486 minimum), et le niveau aval du barrage de compensation CHABET (430 NGA).

L'aménagement comprend deux (02) groupes turbo-alternateur d'une puissance nominale de 15 MVA. Il présente les caractéristiques suivantes :

Type de production : hydraulique avec barrage d'accumulation Date de mise en service 1952

- ✓ Nombre de groupe : 02
- ✓ Type de turbines : FRANCIS verticale Puissance unitaire : 12 MW
- ✓ Diamètre de la roue : 1290 mm
- ✓ Débit d'équipement : 15 m³/s par turbine
- ✓ Chute brute: variable suivant la côte de retenue de 47 à 96 m Vitesse de rotation:500 t/m
- ✓ Alternateur 15 MVA, 10 kV, cos phi=0.8 Productibilité 38 GWh
- ✓ Transformateur 15 MVA élevant la tension à 60 kV Evacuation de l'énergie vers le poste de DARGUINA.^[28]

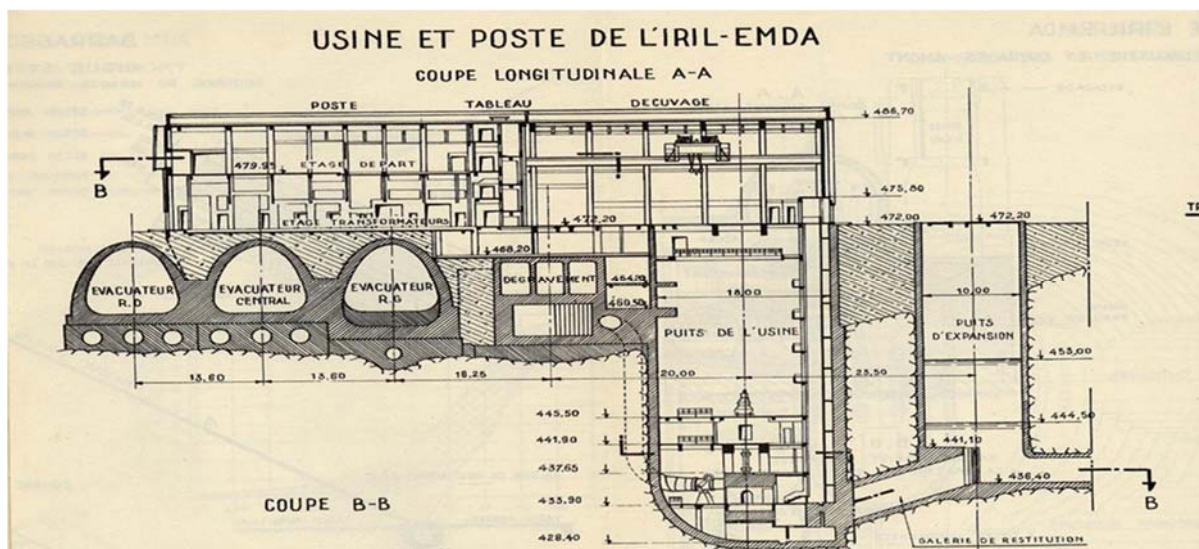


Figure 4.18: usine de L'iril -Emda^[28]

Un Poste HT, de type intérieur, est implanté en aval du barrage à proximité immédiate du puits de l'usine en prolongement du bâtiment du décuvage. Il a pour but essentiel d'évacuer l'énergie produite vers le poste de DARGUINA. Il est de plus appelé à assurer l'alimentation de divers réseaux locaux.

Il présente donc simultanément les caractéristiques d'un poste éleveur, d'un poste de coupure et d'un poste de distribution. [28]

4.3.1. BARRAGE IGHIL-EMDA:

Il constitue le réservoir amont de l'aménagement. C'est une digue en pierraille, enveloppant un ouvrage central en béton destiné à l'évacuation des crues. L'étanchéité est assurée par un masque amont en béton bitumineux. Il est accessible par la rive gauche et la rive droite à travers des routes.

Il comporte une galerie de pied amont, une estacade de prise d'eau et un ouvrage central comportant l'évacuateur de crues et les ouvrages de vidange et dévasement.

Caractéristiques :

- ✓ Capacité origine : 156 hm³ (capacité actuelle 102 hm³)
- ✓ Hauteur hors sol : 75 m
- ✓ Longueur de crête : 710 m
- ✓ Largeur de crête : 09 m
- ✓ Pente parements : amont : 1/1.6 – aval : 1/1.5
- ✓ Surface du masque amont : 65000m²
- ✓ Volume de la digue : 3200000 m³
- ✓ Côte zéro : 460 NGA- Côte crête : 535,5 NGA- Côte de retenue normale : 532 NGA
- ✓ Débit de crue équipé : 2500 m³/s
- ✓ Surface plan d'eau à retenue normale : 637,6 ha
- ✓ Surface du bassin versant : 652 km²
- ✓ Pluviométrie annuelle : 1100 mm
- ✓ Envasement annuel : 0,8 hm³ – Apports solide annuel moyen : 4440T/km²/an [28]

4.3.2. Vannes de tête :

- Une vanne de tête de type papillon alimentée par la prise principale et la prise d'eau basse.



Figure 4.19 : Vannes de tête^[28]

Caractéristiques :

- Constructeur : NEYRPIC
- Diamètre : 2500 mm
- Ouverture commandée sur place par servomoteur à huile avec accrochage mécanique
- Fermeture par contre poids commandée localement ou à distance
- Equipée d'un by-pass de 300 mm de diamètre à commande manuel

L'alimentation du servomoteur à huile est assurée par un groupe de pompage avec moteur électrique monté sur la vanne.

Une vanne auxiliaire de 1000 mm de diamètre de type papillon commandée normalement par moteur électrique avec visse et couple conique.

4.3.3. Conduite forcée

La conduite forcée est commune pour les deux groupes, elle est placée dans une galerie située sous le barrage et aboutit à une culotte d'où partent deux conduites distinctes de 2 m de diamètres. Chacune de ces conduites est équipée à sa partie inférieure d'une vanne de vidange de 200 mm de diamètre. ^[28]



Figure 4.20: Conduite forcée ^[28]

- Constructeur : SEIBERT
- Diamètre : 2.8 m
- Longueur : 210 m environ
- Débit maximal : 30 m³/s
- Epaisseur variable entre 12 et 15 mm

La conduite repose sur des berceaux placés tous le 10 m environ

Chaque groupe est équipé d'une vanne de garde dont les caractéristiques sont :

- Constructeur : NEYRPIC
- Type : papillon
- Diamètre : 1700 mm
- Ouverture commandée par servomoteur à huile
- Fermeture par contre poids
- Poids : 8.5 T
- Etanchéité : cuir/acier



Figure 4.21: vanne de garde ^[28]

4.3.4. Turbines :

Chacune des deux turbines est de type FRANCIS verticale à bêche spirale, accouplée rigidement à l'alternateur. Elle comprend :

4.3.4.1. Roue turbine :

Les principales caractéristiques sont :

- Constructeur : NEYRPIC
- Puissance : 16800CV
- Vitesse de rotation 500 tr/min
- Nombre d'aubes : 17 aubes à gauche
- Poids de la roue : 1500 kg
- Pression de service : de 6 à 10 kg/cm²

La turbine est équipée d'un distributeur mobile de 16 directrices en acier coulé, et à flasque parallèle en acier coulé. [28]

Chaque directrice est reliée par levier et biellette de rupture à un cercle de vannage convenablement guidé et manœuvre par deux servomoteur à huile à double effet.

Chaque machine est munie d'un cône d'aspiration pour l'évacuation des eaux turbinées vers le puits d'expansion, d'une vanne de vidange de la bêche et la tuyauterie d'équilibrage. [28]



Figure 4.22: le turbine [28]

Les alternateurs sont de construction SECHRON à axe vertical accouplés directement aux turbines. Chacun d'eux est logé avec ses réfrigérants dans un cuvelage à l'étage des alternateurs. Les principales caractéristiques sont :

- Type triphasé SV 12-250-130
- Couplage : étoile
- Tension entre phase 10 kV
- Puissance 12 MW soit 15 MVA sous facteur de puissance 0.8

- Courant nominal : 866 A
- Tension d'excitation 170 V
- Poids total : 92 T environ.
- Longueur total : 6.80 m

Chaque alternateur est raccordé directement sans interposition de disjoncteur sur un transformateur 10/60 kV qui assure la distribution de l'énergie produite.

4.3.5. Excitatrice

Une excitatrice principale calée en bout d'arbre de l'alternateur

- Type : EV 132
- Puissance : 55,5 kW
- Tension : 170 V ; 325 A
- Excitation séparé : 110 V
- Une excitatrice pilote en bout d'arbre de l'excitatrice principale
- Type : EV82
- Puissance : 0,66 kW 500tr/min
- Tension : 110 V ; In : 6 A
- Excitation : Compound^[28]

4.3.6. Calcule paramètre de centrale d'IGHIL-EMDE

Le donne :

- Chute brute : 95m
- Débit d'équipement : 15 m³/s
- Puissance éle : 12MW
- La masse volumique : 1000 kg/m³
- La gravité : 9.8 m²/s

4.3.6.1. Les parties de charger :

Fluide	L'eau à 15°
Q_v : Débit volumique [m ³ /s]	15
D : Diamètre de la conduite [m]	2.8
L : Longueur de la conduite [m]	210
ε : Coefficient de rugosité [m]	0.15
ρ : Masse volumique de l'eau [kg/m ³]	999,1
μ : Viscosité dynamique du l'eau [Pa/s]	0,001139
g : Accélération de la pesanteur [m/s ²]	9,807
v : Vitesse moyenne de l'eau [m/s]	2.437
Re : Nombre de Reynolds [-]	5985477
f : Coefficient de perte de charge [-]	0.074053
ΔH : Perte de charge linéaire [m CE]	1.68

Tableau 4.12 : calcul les pertes de charger.

4.3.6.2. Hauteur de charge nette:

$$H_n = H_b - \Delta H = 95 - 1,68 = 93,32 \text{ m}$$

4.3.6.3. Puissance Hydraulique :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_n = 1000 \cdot 9,815 \cdot 93,32 = 13\,718\,040 \text{ W} = 13,72 \text{ MW}$$

4.3.6.4. Rendement global :

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_h} = \frac{12}{13,72} = 0,87 = 87\%$$

4.3.6.5. Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur:

On peut déduire les pertes dans la turbine + celles de l'alternateur :

$$P_{el} - P_h = 13,72 - 12 = 1,72 \text{ Mw}$$

4.3.6.6. Discussions sur les résultats de calcul:

A partir des caractéristiques du site hydraulique d'IGHIL-EMDE et les calculs de la hauteur de charge nette, du potentiel hydraulique ainsi le rendement et en se référant à la **figure (2.27)** en peut dire que le type de turbine qui convient à cette centrale et la turbine FRANCIS qui est la même turbine déjà installée.

La turbine FRANCIS présente des avantages et des inconvénients pratiques : Voir Tab-3.2

4.4. Centrale D'ERRAGUENE

4.4.1. Le site

La centrale d'ERRAGUENE est située dans la commune d'ERRAGUENE, à 76 Km environ au sud-ouest de la ville de Jijel, Sa construction remonte à la période 1955 à 1961.

La centrale est installée au pied du barrage d'ERRAGUENE entre deux contre Rforts.

La groupe utilise la chute créée par le barrage et déverse dans un bassin de compensation aval qui alimente la centrale de MANSOURIA^[29]

4.4.2. Calcule paramètre de centrale D'ERRAGUENE

Le donne :

- Chute brute H_b : 75m
- Débit d'équipement q_v : 24 m³/s
- Puissance électrique P_{el} : 14.5MW
- La masse volumique ρ : 1000 kg/m³
- La gravité g : 9.8 m²/s

4.4.2.1. Les parties de charger :

Fluide	L'eau à 15°
Q_v : Débit volumique [m ³ /s]	24
D : Diamètre de la conduite [m]	2.5
L :Longueur de la conduite [m]	65
ε : Coefficient de rugosité [m]	0.15
ρ : Masse volumique de l'eau [kg/m ³]	999,1
μ : Viscosité dynamique du l'eau [Pa/s]	0,001139
g : Accélération de la pesanteur [m/s ²]	9,807
v :Vitesse moyenne de l'eau [m/s]	4.892
Re :Nombre de Reynolds [-]	10727825
f :Coefficient de perte de charge [-]	0.078179
ΔH :Perte de charge linéaire [m CE]	2.48

Tableau 4.13 : calcul les pertes de charger.

4.4.2.2.Hauteur de charge nette:

$$H_n = H_b - \Delta H = 75 - 2,48 = 72,52m$$

4.4.2.3.Puissance Hydraulique :

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_n = 1000 \cdot 9,8 \cdot 24 \cdot 72,52 = 17\ 056\ 704w = 17MW$$

4.4.2.4.Rendement global :

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_h} = \frac{14,5}{17} = 0,85 = 85\%$$

4.4.2.5.Les pertes de puissance dans la turbine + l'alternateur:

On peut déduire les pertes dans la turbine + celles de l'alternateur :

$$P_{el} - P_h = 17 - 14,5 = 2,5Mw$$

4.4.2.6. Discussions sur les résultats de calcul:

A partir des caractéristiques du site hydraulique D'ERRAGUENE et les calculs de la hauteur de charge nette, du potentiel hydraulique ainsi le rendement et en se référant à la **figure (2.27)** en peut dire que le type de turbine qui convient à cette centrale et la turbine FRANCIS qui est la même turbine déjà installée.

4.5. Conclusion

A travers des visites de terrain que nous avons effectuées en Algérie des sites : de Derguina, d'Ighil-EMDA, de Mansouria et d'Irraguene, nous avons pris connaissance de toutes les parties de la centrale et des détails de la production hydroélectrique. Cette étude nous a permis d'identifier le choix de la turbine dans les stations où cette sélection est soumise à deux éléments principaux qui sont le débit et la hauteur de charge que nous avons vérifié par un calcul analytique de la hauteur de charge, les pertes de charges dans les conduites forcées, la puissance hydraulique et le rendement de chaque centrale et qui ont aboutis aux même choix des turbines déjà installées: DARGUINA (turbine Pelton), MANSOURIA (turbine Pelton), d'IGHIL-EMDA (turbine Francis) et D'ERRAGUENE (turbine Francis).

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans le but de répandre au problématique de notre travail qui est l'étude et le bon choix d'une turbine hydroélectrique, La maîtrise des sciences de production des énergies renouvelables notamment l'énergie hydraulique est une nécessité absolue pour notre pays.

Pour cela nous avons partagé notre travail en quatre parties que nous jugeons nécessaires, dont la première est consacrée à des généralités sur le potentiel hydraulique et les centrales hydroélectrique dans le monde et en Algérie, puis la deuxième sur les principes et les lois qui régissent les écoulement des fluides, puis la troisième sur les lois qui régissent les turbomachines et une étude comparative des turbines hydraulique pour pouvoir faire le bon choix de notre turbine hydroélectrique, par contre la quatrième est réservée au calcul analytique pour vérifier le choix des types de turbine, le potentiel hydraulique du site et le rendement des centrales hydroélectriques existantes en Algérie.

De ce qui précède on a pu conclure que les turbines hydrauliques sont affectées principalement par la hauteur de charge et le débit d'eau disponible dans le site, la turbine Pelton a besoin d'une hauteur de charge élevé et d'un débit moyen tandis qu'une turbine Francis, une hauteur moyenne et un débit entre moyen et haut, par contre la turbine Kaplan a besoin d'un débit élevé et d'une faible hauteur.

Et que la chaîne énergétique d'une centrale hydroélectrique commence avec la déviation de l'eau du réservoir par un canal d'admission. Il est transféré sous pression à la station où l'énergie hydraulique est convertie en énergie électrique grâce à la turbine couplée à un alternateur et par le canal dit de fuite, il est renvoyé dans le lit naturel de la rivière. Pour examiner l'état actuel de ce type d'aménagement en Algérie, nous avons identifié les centrales hydroélectriques en donnant leurs caractéristiques techniques et leurs conditions d'exploitation après le stage pratique que nous avons effectué dans les centrales (Dergina, Kharata, Mansouria et Irraguene).

Ainsi les calculs de dimensionnement énergétique de ces sites (potentiel hydraulique, pertes de charges, rendement de ces centrales.) nous ont permis de dire d'une part que les pertes de charges jouent un rôle important dans l'efficacité d'une centrale hydroélectrique et d'autre part de confirmé le bon choix du type de turbine dans ces centrales

Arrive le discours sur les difficultés que nous avons rencontrées au début, le problème était de trouver un stage pratique, faute de centrales qui produisent de l'énergie hydroélectrique, même celles en Algérie, la plupart ont cessé de fonctionner, en plus du manque de temps pour effectuer des calculs et des mesures dans la machine et également vérifier tous les appareils.

Et pour la continuité de ce travail nous proposant au future PFE de faire un redimensionnement énergétique complet de ces centrales ou de faire des simulations numériques dans le but d'améliorer et de faire fonctionner les centrales qui sont en arrêt ou pour une nouvelle centrale comme celle qui en projet de BENI HAROUNE.

Sitographie

[1] : Observ'ER : L'observatoire des Energies Renouvelables - Rapport téléchargeable sur :

[Http://www.energies-renouvelables.org](http://www.energies-renouvelables.org)

[2] : <https://www.edf.fr/groupe-edf/espaces-dedies/l-energie-de-a-a-z/tout-sur-l-energie/produire-de-l-electricite/qu-est-ce-que-l-energie-hydraulique>

[3] : International Energy Agency : rapport disponible sur <http://www.iea.org/>

[4] : [www.hydroquebec.com/comprendre/hydroélectricité/types_turbine.html](http://www.hydroquebec.com/comprendre/hydroelectricite/types_turbine.html) Vu le

30/11/2018

[7] : <https://www.mtaterre.fr/dossiers/comment-ca-marche-lenergie-hydraulique/lhydraulique-la-premiere-energie-renouvelable-pour>

[9] : https://ww2.ac-poitiers.fr/electrotechnique/IMG/pdf/Production_ELEVE.pdf

[17] : https://tech-alim.univ-lille.fr/intro_gia/co/001_module1_11.html

[23] : <https://www.gunt.de/fr/entreprise>

[25] : <https://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr/sti/files/ressources/techniques/767/767-dimensionnement-des-turbines.pdf>

Bibliographie

[5] : GHENISSA H., 2014 étude comparative de l'alimentation en électricité d'un site isolé par voie classique et système photovoltaïque cas de willaya de BISKRA LABRECH-TOLGA

[6] : Robert, B. (2017). Exploration de la solution d'une installation hydroélectrique installée chez un particulier, le long du Ton, en vue d'une autonomie énergétique.

[8] : Naima, B. B. (2017). Potentiel et développement des énergies renouvelables en Algérie. *Communication science et technologie*, 1(18), 123-132.

[10] : NASIR, Bilal Abdullah. Suitable Selection of Components for the Micro-Hydro-Electric Power Plant. *Advances in Energy and Power* 7-12, 2014.

[11] : F. BELKAHLA, C. BENAMARA, N. DERROUCHE. Mémoire de Master "Conception et réalisation d'un banc d'essais d'une micro turbine hydraulique" unv : TIZI-OUZOU 2018/2019.

[12] : U.S. Department of Energy. Energy efficiency and Renewable Energy Wind and

[13] : Mekki Mounira, Récupération des déperditions d'énergie dans les complexes industriels et leur conversion en énergie électrique exploitable, thèse de doctorat, Algérie, 2014, page 15.

- [14] : International Energy Agency (IEA) ,07/05/ 2021, à 9:12.
- [15] : Mohamed Nasser, Supervision de sources de production d'électriques hybrides éolien/hydraulique dans les réseaux d'énergie interconnectés ou isolés, France, le05 mai2011, page 22 ,26.
- [16] : GRIB Sofiane, HANNOUN M'hamed.Mémoire de fin d'études "État de l'art des centrales de production d'énergie électrique"Université Tizi-Ouzou,2012.
- [18] : H. BELMAHDI, T. HOUARI, « Etude d'une mini station hydroélectrique (énergie renouvelable) » UNV Tizi-Ouzou,2020
- [19] : R. HADDAR, A. HAIL, Mémoire de fin d'études, « Commande indirecte en couple d'une MADA dédiée à une centrale hydro-électrique », Promotion 2018.
- [20] : MEGNINT, L., VERDURAND, G., & REY, R. (2008). Turbines hydrauliques: Description et fonctionnement. *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, (BM4405).
- [21]: KUMAR.R, SINGAL.S.K, Operation and Maintenance problems in hydro turbine material in small hydro power plant. 4th International Conference on arterials Processing and Characterization. Materials Today: Proceedings 2, 2015.
- [22] : F. BELKAHLA, C. BENAMARA, N. DERROUCHE. Mémoire de Master "Conception et réalisation d'un banc d'essais d'une micro turbine hydraulique" unv : TIZI-OUZOU 2018/2019.
- [24] : J.-M. Chapallaz, Petites centrales hydrauliques "Turbines hydrauliques", PACER, 1995
- [26] : Fiche technique du central DARGUINA, SONLGAZ Spe unité Dargina
- [27] : Fiche technique du central MANSOURIA, SONLGAZ Spe unité Dargina
- [28] : Fiche technique du central IGHIL-EMDA SONLGAZ Spe unité Dargina
- [29] : Fiche technique du central ERRAGUENE SONLGAZ Spe unité Dargina
- [30] : ThermExcel, « Dimensionnement pompes », sur thermexcel.com, 10 Mars 2015 (consulté le 3 octobre 2015).