REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Mécatronique

COCEPTION ET REALISATION D'UNE BOITE DE COMMANDE ET D'AQUISATION DE DONNEES POUR BANC D'ESSAI DE TURBINE A PELTON

Présenté par

NEKKAH Hannachi

BELBAHI Yahia

Proposé et Dirigé par

Dr. ALLICHE Mounir

Dr. REBEHI Redha

Promotion 2019

بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciement

Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude envers notre encadreur Ridha REBEHI et Dr. Mounir ALLICHE, pour sa constante disponibilité, ses précieux conseils, et sa patience pendant toute la durée de ce travail.

Nous exprimons notre gratitude à tous les consultants et surfeurs rencontrés lors de la recherche qui ont bien voulu répondre à nos questions.

Sans oublier nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.

Enfin, nous exprimons nos sincères remerciements à tous nos parents et amis qui nous ont toujours soutenus et encouragés lors de la mise en œuvre de ces mémorandums.

Merci à tous.

ملخص

في هذه المذكرة قمنا بدراسة نوع من انوع التر بينات وهي تربين بلتون حيث قمنا بالعمل على انشاء التربين ببرنامج (Solide Works) وكذلك حساب الابعاد اللازمة والمناسبة حسب العلاقات الفيزيائية التي تخص التدفق الحجمي والسرعة والاستطاعة اللازمة ومن ثم دراسة التربين بالتصميم والمحاكاة العددية ببرنامج (matlab-simulink)

الكلمات المفتاحية برنامج (Solide Works)، برنامج (matlab-simulink)، تربين بلتون

Abstract

Dans cette mémoire, nous étudions les types des turbines, Pelton, dans lequel nous avons travaillé sur la conception de la turbine à l'aide de logiciel (Solide Works). Ainsi que le calcul de dimensionnement nécessaire et appropriées en fonction des relations du débit volumétrique ainsi que de la vitesse et de la capacité requise. Et ensuite on a étudié la turbine par modélisation et simulation numérique (matlab- Simulink).

Abstract

In this note, we study a type of turbine, Pelton, where we worked on the formation of the turbines using(Solid Works), As well as the calculation of the dimensions necessary and appropriate according to the physical relations of the volumetric flow and the speed and capacity required And then study the turbines by design and numerical simulation(matlab-Simulink).

Sommaire

Section ***Page***

Sommaire……...i
Liste des figures…….... …….....ii
Liste des tableaux…… …iii

Introduction générale …….....……...…1
I. Généralité sur les centrales hydroélectriques …….....….3
I.1. Introduction ……..…..….....3
I.2. Discreption de la centrale hydrolique …….……...……...4
I.3. Classification ……..……..…..….....5
I.3.1. Installations à basse pression …….....5
I.3.2. Installations à moyenne et haute pression ……..….5
I.4. Utilisation des centrales hydroélectrique réversibles ……...……..……...5
I.5. Complexes hydroélectriques …….....5
I.5.1. Bassins ……..…….……..6
I.5.2. Les conduites …….…..……...……6
I.6. Les équipements électromécaniques ……..……..…..7
I.6.1. Les turbines hydrauliques ……..……..…7
I.6.1.1. Classification des turbines ……..…….....7
I.6.1.2. Diagramme De Choix Des Types De Turbine ……...…...……...12
I.7. Pompes ……...……....12
I.8. Générateurs (moteurs-alternateurs) ……..…….....13
I.9. Transformateurs ……..……..….14
I.10. Les type de groupes à vitesse variable ……..……..……....14
I.11Conclusion……..……....15

II. Dimensionnement de la turbine a Pelton ……..……..…16
II.1. Introduction ……...…16
II.2. Dimensionnement de la turbine a Pelton ……...…16
II.2.1. Triangles des vitesses ……...…….….17
II.2.2. Diamètre Pelton (PCD) ……...…….....…….18
II.2.3. Nombre d'injecteurs ……..…..……18
II.2.4. Nombre d'augets ……..…..…….……..…….....…19

II.3. Dimensions principales pour le Pelton coureur …….…….....21
II.3.1. Vitesse absolue de bec ……..…..…….21
II.3.2. Vitesse circonférentielle …….…..…..21
II.3.3. Équation d'Euler de turbine …….……..21
II.3.4. Le vrai coureur de Pelton ……..…21
II.3.5. La vitesse absolue de la buse sera ……..…21
II.3.6. l'équation de continuité ……..…..…..22
II.3.7. nombre d'injecteur …….…….…..22
II.3.8. Nombre de seaux ……..…23
II.3.9. Diamètre du coureur …….…24
II.3.10. Numéro de vitesse ……..24
II.4. Exemple de Dimensionnement d'un Turbine Pelton ……...25
II.5. Tableau des valeurs …….28
III. Conception de la turbine a Pelton……...…….…….…..29
III.1. Introduction …….….29
III.2. Conception Des éléments de la turbine ….……....…..29
III.2.1. Bâti ……...29
III.2.2. Distributeur ……..….30
III.2.3. Injecteur ……....31
III.2.4. Déflecteur ……....33
III.2.5. Les augets …….34
III.2.5.1. Le moulage sable ……...….35
III.2.5.2. Le moulage en coquille ……..35

III.2.5.3. Composition de l'acier ……..35
III.2.6. Les autres constituants ……36
III.2.7. Assemblages difficiles ……36

III.2.7.1. Assemblage auget –roue ……36
III.2.7.2. Equilibrage ……37
III.2.7.3. Les roulements ……...37
III.3. banc d'essai TP …… …..…38
III.3.1. objectifs……...…38
III.3.2. informations générales……38
III.3.4.la roue Pelton : ……42
III.3.5.procédure de test ……..…43
III.4 .Conception de la turbine de Pelton par solide Works……45
III.4.1Les dessin définition des éléments de la turbine ……..…46
III.5.Conclusion……...49
IV. Modélisation et simulation de la turbine ……....50
IV.1.Introduction…… ……...50
IV.2. Les turbines et leur régulation……....50
IV.3.modèle d'une microcentrale hydroélectrique en vue d'une simulation sous Simulink ……52.

IV.4.Modèle de la turbine Pelton……...52
IV.4 Topologie en mode ilote (vitesse fixe) ……55
IV.4.1 System Micro-hydraulique à base de Batteries……..…...55
IV.5.modèle de l'injecteur …….....56
IV.5.1Loi de fermeture de la buse d'injection……...58.
IV.5.2 Injecteurs avec servomoteur interne……..…….59
IV.6 schéma Simulink par matlab……..…….61
IV.6 .1résulta de stbilite le systme……..…62
IV.7 Conclusion……..…63
Conclusion générale……64
Références bibliographique……65

Liste des figures

Figure ***Page***

Figure I.1 Schéma d'une centrale de production hydro électrique ……..…....….4

FigureI.2 : Description générale du système …….….4

FigureI.3 : Classification des turbines ……....…….…..7

FigureI.4 : Turbine à Pelton ……..……8

Figure I.5 : Évolutions des auges ……....……..9

Figure I.6 : Schéma de fonctionnement d'une turbine Banki-Michelle ……..……..……...10

FigureI.7 : Turbine Francis ……..11

Figure I.8 : Turbine Kaplan …….…….……12

FigureI.9:Diagramme De Choix Des Types De Turbine ……12

Figure I.11 : Types D'installations a Vitesse Variable ……...……15

Figure II.1 : Turbine de Pelton…….……..16

Figure II.2 : Triangles des vitesses ……..……..…….....17

Figure II.3 : Illustration géométrique d'une roue Pelton …….……20

Figure II.4 : conception des augets par solide Works……..….....21

FigureIII.1 **:**Rendu général de la turbine conçue ……..…29

Figure III.2 : Injecteur type proposé par Thake……31

Figure III 3 : Pointeau type proposé par Vivier……....32

FigureIII.4 ***:*** Types de déflecteurs les plus communs……..….34

FigureIII.5 ***:*** image de roulements……37

Figure. III.6 :.La turbine de Pelton……38

Figure. III.7 : La roue de Pelton……39

Figure. III.8 : Vue du dos……..39

Figure. III.9 : Mesure du couple……...…41

Figure. III.10 : Disposition de la roue Pelton……42

Figure. III.11 :turbine de Pelton par solide Works……...…45

Figure .IV.1 : Principe de régulation « vitesse débit » ……..…50

Figure .IV.2*:* Principe de régulation « charge fréquence » ……..…51
Figure .IV.3*:* diagramme des blocs du système MCH…….……..…52
Figure .IV.4*:* modèle d'une turbine Pelton……...……...…55
Figure .IV.5 : System Micro-hydraulique à base de Batteries…….……56
Figure .IV.6*:* schéma de principe d'un injecteur…….…….56
Figure .IV.7*:* modèle de l'injecteur…….…….…58
Figure .IV.8 : Injecteurs avec servomoteur interne……...…60
Figure .IV.9 : Injecteurs avec servomoteur interne sont chargés.……..61
Figure .IV.10 :Simulink par matlab……..61
Figure .IV.11 :Stabilité de la courant ……...62
Figure .IV.11 : Stabilité de vitesse de rotation …….....62

Liste des tableaux

Tableau ***Page***

Tableau II.1 : Tableau qui résumé les valeurs……. 27
Tableau III.2 : résultats de TP……..….41

Liste des symboles

N : la vitesse de rotation de la génératrice,

D : le diamètre Pelton (en mètres)

x : le rapport de vitesse

U2 : la vitesse d'entrainement de l'auget

z : nombre d'injecteur

$\boldsymbol{d_s}$: diamètre idéal du jet

α : l'angle

Q : débit

Z : nombre d'augets

B : largeur du seaux

n : vitesse du coureur

H : hauteur

$\boldsymbol{Z_p}$: nombre de pôles du générateur

P : puissance

$\boldsymbol{U}$: vitesse d'entraînement de la turbine

$\boldsymbol{V}$: vitesse de l'eau au contact du jet avec l'auget

$\boldsymbol{g}$: accélération de la pesanteur

$\mathbf{Q_{tn}}$: Débit nominal de la turbine en (m^3/s)

$\mathbf{C_{tn}}$: Couple nominal de la turbine en (N.m)

$\mathbf{V_{1n}}$: vitesse nominale du jet en (m/s)

$\boldsymbol{\Omega_{tn}}$: vitesse nominale de la turbine en (rd/s)

Introduction générale

Les turbines hydrauliques sont utilisées pour transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Cette énergie est ensuite convertie en énergie électrique par un alternateur. L'électricité est finalement transformée et distribuée sur le réseau.

On peut classer les turbines hydrauliques en deux types, les turbines dites à action et celles dites à réaction. La turbine Pelton, principale turbine à action, fait appel à une roue munie d'augets en forme de cuillères qui récupèrent l'énergie cinétique de l'eau via des injecteurs. Ce type de turbine est installé dans les sites de hautes chutes (100 m à 2000 m). Parmi les turbines à réaction, où l'énergie de pression est en partie récupérée après la roue dans un diffuseur, le type de machine le plus utilisé est la turbine Francis. Les turbines Francis sont des machines le plus souvent à axe vertical, adaptées aux moyennes chutes de moins de 600 mètres (Voith-Hydro 2016).

Les turbines à réaction conçues pour les installations de basse chute avec forts débits font appel à des roues semblables aux systèmes de propulsion classique des bateaux, c'est-à dire une hélice munie de pales.

L'un des premiers besoins des pays du sud est évidemment le besoin en énergie, que ce soit pour produire de l'électricité ou simplement pour entraîner une machine agricole. L'un des moyens pour cela est d'utiliser l'énergie hydraulique et les turbines Pelton en particulier. En effet, ce type de turbine convient très bien pour les grandes hauteurs hydrauliques et les petits débits. Elles ont de plus un bon rendement pour les petites et moyennes puissances (de quelques centaines de watts à quelques dizaines de kilowatts), ce qui est souvent le cas des applications dans les pays en voie de développement. Enfin, elles sont relativement faciles à réaliser localement.

Dans une telle turbine, le couple est généré par la force exercée par un jet d'eau sur un ensemble d'augets que l'on pourrait comparer à des sortes de cuillères fixées sur un rotor. Ces machines peuvent avoir un ou deux jets par roue dans les cas où l'axe du rotor est horizontal. On peut même aller jusqu'à six jets si l'on est dans le cas d'une turbine à axe vertical.

De manière simple, une turbine Pelton est constituée des éléments suivants : un rotor, un ou plusieurs injecteurs et un bâti. Les plus grandes roues construites peuvent avoir un diamètre de plus de cinq mètres et peser plus de quarante tonnes. Dans l'injecteur, la pression de l'eau dans la conduite forcée est convertie en vitesse. Ce dernier est constitué d'une pièce en forme de tuyau connectée à la conduite et d'un point rotor. Les turbines Pelton sont caractérisées par

ce qu'on appelle le diamètre de Pelton ou Pitch Circle Diamètre (PCD) en anglais. Il s'agit du diamètre du cercle tangent auget d'eau.
Ainsi, ce mémoire s'articule en quatre chapitres :

Le premier chapitre est une généralité sur les centrales hydroélectriques et définie les types des turbines hydrauliques et les Classification des turbines pour choisie le type qui réalisé et étude le type qui choisit.

Le deuxième chapitre est un le dimensionnement de la turbine a Pelton par les relations étude pour calcule tous le dimensionnement le diamètre du rouet et nombre des augets et autre élément qui calcule.
Le troisième chapitre est un la conception des éléments de la turbine a Pelton avec les dimensionnements qui calcules dans le deuxième chapitre et concept par solide Works et
Définie chaque élément Common concept et donne un bond essaie pour réaliser comme un TP
Finalement, Le quatrième chapitrées un le Modélisation et simulation de la turbine qui applique une simulation pour régulation et stabilise le système.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES CENTRALES HYDROELECTRIQUES

I.1. Introduction

D'une manière générale une centrale électrique désigne tout système permettant de transformer une énergie primaire (l'eau, de la vapeur d'eau, du vent) en énergie mécanique, de manière à faire tourner un alternateur, qui à son tour, transforme cette énergie mécanique en énergie électrique. Dans le cas des centrales hydroélectriques, l'eau est l'énergie primaire. Une centrale hydroélectrique comporte de nombreux équipements mais un seul produit de l'électricité et c'est l'alternateur. Pour assurer sa production, l'alternateur doit être mis en rotation par une turbinequi tourne elle-même grâce à la forcede l'eau. L'électricité générée par l'alternateur sera élevée à de hautes tensions par un transformateur pour être ensuite envoyée sur les lignes de transport vers les consommateurs d'énergie électrique à des fins de différents usages. Ce chapitre est consacré à la technologie des turbines hydroélectriques, et au fonctionnement des différents éléments les constituant, avec un accent sur la turbine Pelton qui est laroue choisiepour notre étude. Le principe est simple et repose sur le phénomène de gravité : il s'agit de transformer l'énergie potentielle de l'eau retenue dans des réservoirs en énergie mécanique au moyen d'une turbine, puis de convertir cette énergie mécanique en électricité grâce à un alternateur. Le barrage permet d'accumuler de l'eau en quantité en formant un lac (1). Lorsque les vannes sont ouvertes, l'eau s'engage dans une conduite ou un chenal (2) qui la canalise vers la centrale. L'eau entraîne la rotation de la turbine (3) qui entraîne à son tour l'alternateur (4) produisant ainsi du courant électrique. Celui-ci est ensuite adaptéau réseaupar un transformateur 5) avant d'être transporté par les lignes à haute tension. À la sortie de l'usine, l'eau rejoint la rivière par le canal de fuite (6).

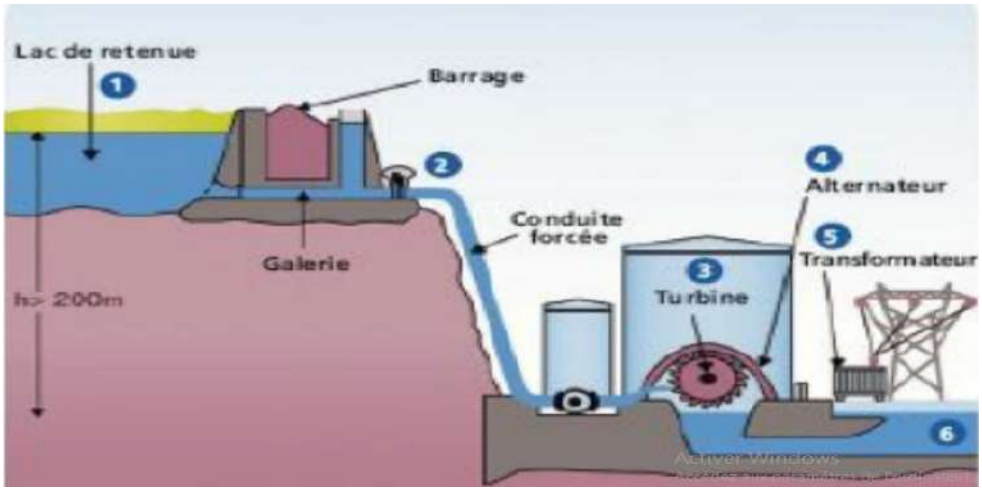


Figure I.1 : Schéma d'une centrale de production hydro électrique

I.2. Discreption de la centrale hydrolique :

L'introduction des énergies renouvelables, qui sont à caractère intermittent, dans le réseau électrique conventionnel requirent des capacités de stockage de l'énergie électrique et de réglage du réseau que les centrales hydroélectrique de pompage turbinage peuvent fournir.

De ce fait les groupes de pompage turbinage constitue un appui important pour les énergies renouvelables qui prend de plus en plus place dans le secteur énergétique vue leur caractère non polluant et gratuit.

Le système à étudier se met entre une source d'énergie, renouvelable et le réseau électrique, figure 2 et il sert d'appui pour une meilleur injection de la puissance produite /extraite au réseau L'évolution des technologies relatifs au centrale hydroélectrique de pompage turbinage fait que les anciennes centrales tra(vaillant à vitesse fixe devient des centrales a vitesse variablepour plusieurs raisons, et acquis un meilleur rendement et une meilleur flexibilité pour réglerle problème de la demande en électricité et aussi une meilleur injection de la puissance issuedes énergies renouvelables au réseau. (Lissage de puissance).

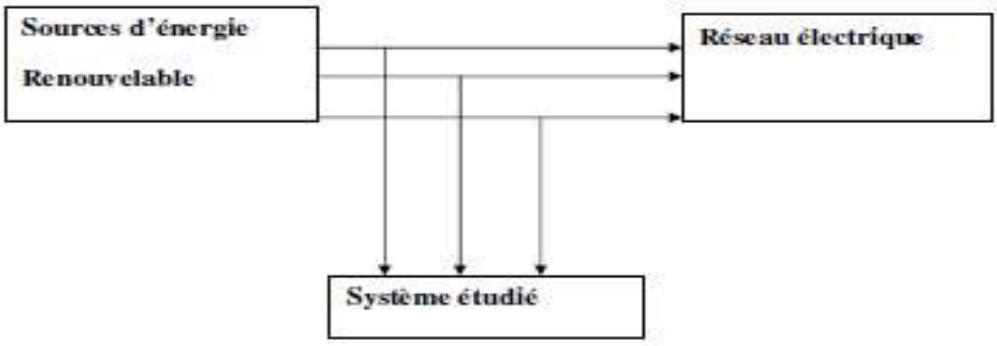


Figure I.2 : Description générale du système**[1]**

I.3. Classification

La classification s'effectue en fonction de la manière dont l'eau est captée et conduite à la turbine, de l'emplacement de cette dernière et de la hauteur de chute ou dénivellation exploitée.

On distingue deux classes principales de petites centrales :

I.3.1 Installations à basse pression

Lelong d'un cours d'eau ou sur un canal de dérivation. L'ouvrage le plus important est le barrage, ou prise d'eau, le plus souvent construit-en béton. Sa fonction est de détourner le débit nécessaire directement vers la turbine ou dans un canal de dérivation tout en laissant passer les crues. La centrale est soit intégrée directement dans le barrage, soit placée à l'extrémité d'un canal.

Il n'y a en règle générale pas de conduite forcée, ou celle-ci reste très courte. Les chutes situent entre 2 et 20 mètres et la pression dans la turbine est faible (0,2 à 2 bars)

I.3.2 Installations à moyenne et haute pression

Sur des cours d'eau, des sources de montagne, des réseaux d'eau potable et dans des circuits hydrauliques industriels.

Aux composants mentionnés pour la première catégorie s'ajoute une conduite forcée

I.4.Utilisation des centrales hydroélectriques réversibles

Elles sont actuellement utilisés de façons différentes par le gestionnaire du réseau en tant que réserves d'énergie pour :

- Contribuer à produire l'énergie électrique au coût minimum ;
- Lisser la courbe de production journalière d'énergie (effacement des heures de pointe) ;
- Gérer de façon saisonnière la consommation d'énergie hydraulique ;
- Participer au niveau tertiaire rapide d'intervention en cas de décrochage sur défaut du réseau de transport de l'énergie électrique.

I.5.Complexes hydroélectriques

Un complexe hydroélectrique est un ensemble d'ouvrages de génie civil e d'installations mécaniques et électriques dédiés à la production d'énergie électrique. Généralement, un complexe hydroélectrique comprend les ouvrages suivants :

- Un barrage (bassin) pour stocker les surplus d'eau et augmenter la hauteur de chute.
- Des évacuateurs de crue pour écouler les surplus d'eau au besoin.
- Des conduites forcées pour amener l'e4au à la centrale. Elles doivent supporter les surpressions et les dépressions causées par les coups de bélier et les fermetures brusques des turbines. Les surfaces intérieures doivent être suffisamment lisses de façon à minimiser les pertes de charge.
- Des salles de machine abritant les groupes turboalternateurs, les appareillages électriques et les équipements de commande et d'exploitation.
- Un canal de fuite pour permettre la restitution de l'eau dans le lit de la rivière.

I.5.1. Bassins

Les retenues d'eau, haute et basse, peuvent être soit naturelle, soit artificielles. Dans ce dernier cas, les bassines sont généralement réalisées par creusement et par utilisation des matériaux de déblai pour créer une ceinture de digues fermant la cuvette. Suivant la topographie du terrain à l'origine, plat ou déjà en dépression, les travaux de terrassement sont plus ou moins importants. La cuvette ainsi réalisée est ensuite généralement étanchée par un revêtement en béton bitumineux ou en brai vinyle. Le cout de construction de telle installation est donc très variable en fonction du terrain **[2]**

I.5.2. Les conduites

On distingue généralement, une entrée d'eau munie d'une grille crapaudine, d'une vanne et d'une entrée alimentant un canal, une conduite forcée ou directement la turbine selon le type de centrale.

- L'entrée est généralement en béton armé, la grille en acier et la vanne en bois ou en acier.
- Un canal, un tunnel et/ou une conduite forcée, qui amène l'eau jusqu'à la centrale, dans les installations où la centrale se trouve à une certaine distance en aval de l'entrée d'eau
- Les canaux sont généralement excavés et suivent les contours du terrain. Les tunnels sont souterrains et creusés par forage et dynamitage ou à l'aide d'un tunnelier.
- Les conduites forcées, qui amènent l'eau sous pression, peuvent être en acier, en fer, en fibre de verre, en plastique ou en béton.
- L'entrée et la sortie de la turbine, qui incluent les soupapes et les vannes nécessaires pour arrêter l'arrivée d'eau lors de la fermeture et de l'entretien. Ces composants sont

généralement en acier. Lorsqu'il faut avoir des vannes en aval de la turbine pour des travaux d'entretien, celles-ci peuvent être en bois.

- Un canal de fuite, qui transporte l'eau de la sortie de la turbine jusqu'à la rivière. Ce canal est aussi excavé. **[2]**

I.6.Les équipements électromécaniques

Les principaux composants électriques et mécaniques d'une petite centrale sont la turbine et la génératrice qui peuvent être en plusieurs exemplaires. Différents types de turbines ont été conçues afin de s'adapter à tous les types de sites hydroélectriques se trouvant dans le monde.

I.6.1. Les turbines hydrauliques

Introduction

Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit une énergie mécanique à partir d'eau en mouvement destinés de produire l'électricité à partir d'un flux d'eau, elle a été inventée par Benoit Fourneyron en 1832 qui installa sa première machine à pont sur l'ognon. Les principaux composants électriques et mécaniques d'une petite centrale sont la turbine et la génératrice qui peuvent être en plusieurs exemplaires. Elle assure la transformation de l'énergie potentielle de l'eau, en énergie mécanique qu'elle fournit à l'alternateur, qui lui converti cette force Motrice en énergie électrique. Il est important de noter que les turbines doivent pouvoir fonctionner à des débits variables, en fonction de l'apport d'eau inégal du cours d'eau, ou encore des besoins en énergie du réseau. Ces conditions différentes peuvent entraîner des pertes d'énergies importantes.

I.6.1.1. Classification des turbines

An distingue deux grandes familles de turbines hydrauliques de grande puissance, les turbines action et réaction**[3]**

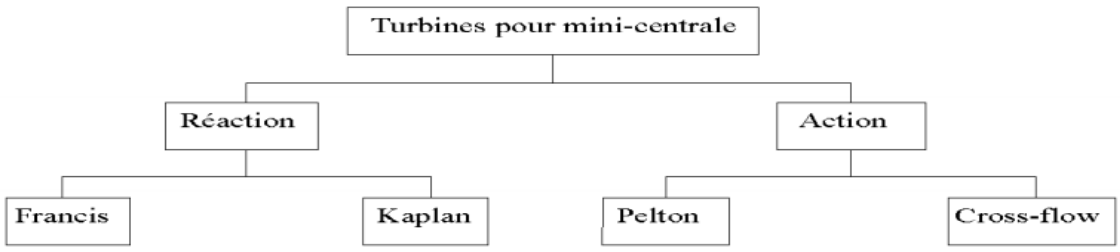


Figure I.3: Classification des turbines

a) 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'ai

- **Turbine à Pelton**

Est une turbine munie d'une roue à augets qui est mise en rotation par un jet d'eau provenant d'un injecteur. Le jet exerce une force sur les augets placés à la périphérie de la roue, qui est transformée en couple et en puissance à l'arbre. Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget. L'énergie potentielle de la chute d'eau est convertie par les injecteurs à pointeau en énergie cinétique. L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion.



Figure I.4 : Turbine à Pelton

Historique :

Inventée en 1879 par Lester Allan Pelton en Californie, la turbine Pelton est un type de turbine utilisé dans les centrales hydroélectriques. Sa taille peut aller de 50 cm jusqu'à 5 mètres de diamètre. Elle est l'emblème de la production d'énergie hydroélectrique dans les

Alpes car elle est utilisée dans les aménagements de haute et moyenne chute pour produire de l'électricité.

- **Evolution Des Augets**

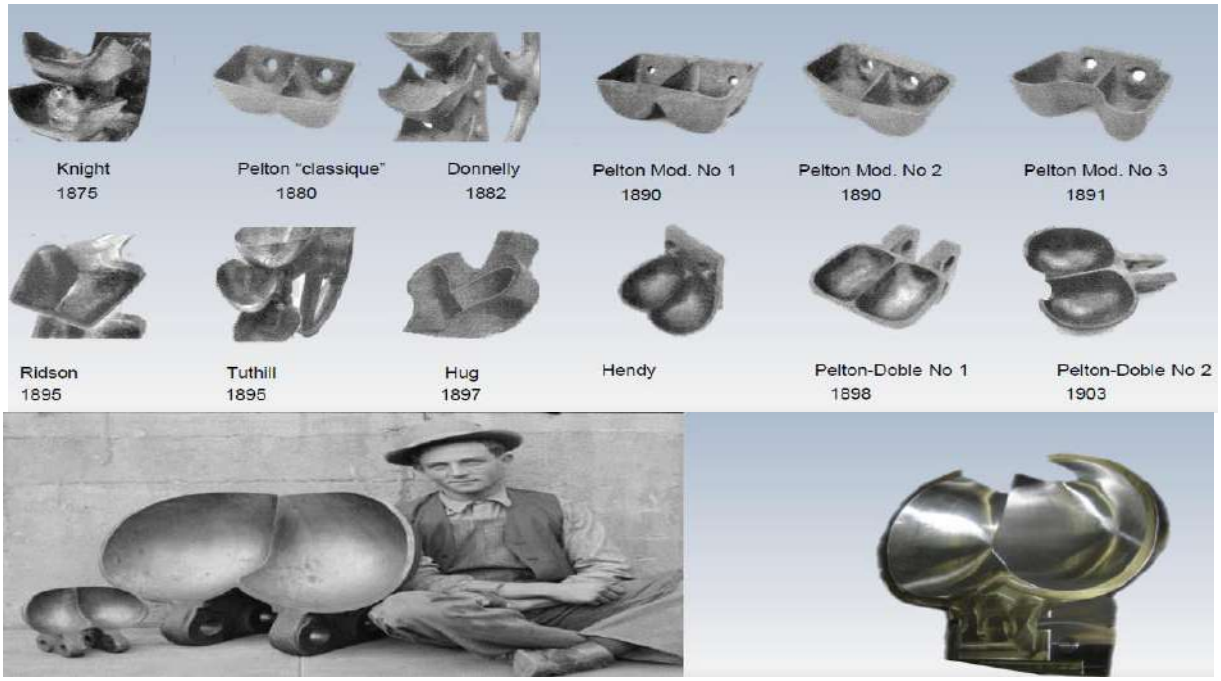


Figure I.5: Évolutions des auges

- **Turbine Cross flow (Banki Mitchell)**

La turbine Cross flow, appelé aussi turbine à flux traversant, est une machine à action qui a ceci de particulier que l'eau traverse deux fois la roue. De construction simple, elle est constituée de trois parties principales :

- Un injecteur de section rectangulaire et dont le débit est réglé à l'aide d'une aube profilée rotative, similaire à une vanne papillon ;
- -Une roue en forme de tambour, dotée d'aubes cylindriques profilée ;
- Un bâti enveloppant la roue et sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.

En général sa vitesse de rotation est faible, ce qui justifie l'emploi d'un multiplicateur pour la coupler à une génératrice ou bien d'utiliser des machines avec un nombre de pôles. Important

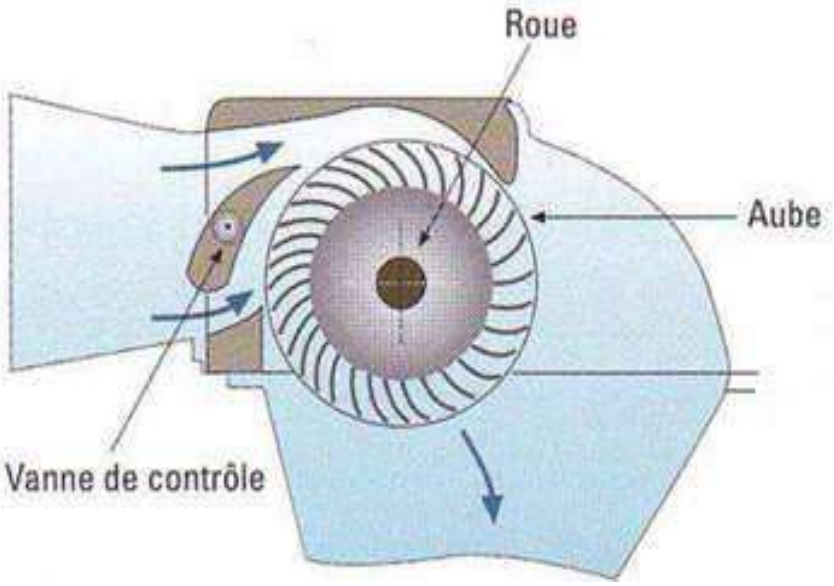


Figure I.6 :Schéma de fonctionnement d'une turbine Banki-Michelle**[4]**

b) Turbine à réaction :

L'énergie potentielle est convertie en partie dans le distributeur, et en partie le rotor. Une différence de pression existe son entrée et sa sortie .L'écoulement de liquide est dévié et accélère dans le rotor .Dans ce type de turbine, i a entre autres les turbines Francis qui sont adaptées pour les hauteurs de chute de 10 à 15 m.

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 bâche 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

- **Turbine Francis**

La turbine Francis est une turbine à réaction constituée par une roue actionnée à l'aide du distributeur à directrices mobiles. L'aspirateur est scellé dans une dalle de bêton, et seul le coude de l'aspirateur reste libre afin d'être relié au distributeur. Celui-ci permet de régler le débit : il est constitué d'une série d'ailettes entraînées par des biellettes, elles-mêmes liées à un cercle de vannage. Celui-ci est mis en rotation par un ou deux vérins placés sur Le diamètre.



Figure I.7: Turbine Francis

- **Turbine Kaplan**

La turbine Kaplan est une turbine à réaction tout comme la turbine Francis. La caractéristique principale de cette turbine est la roue. La roue possède des pales mobiles ou fixes, et le distributeur peut être soit mobile, soit fixe (voir figure). De plus, les Kaplan sont ce qu'on appelle des machines axiales. Elles peuvent être placées dans différentes position selon les contraintes dusite (voir figure). Etant donné qu'il s'agit de turbines de basses chutes, l'environnement est primordial, il faut choisir la meilleure configuration la m pour avoir le meilleur rapport performance/coût.

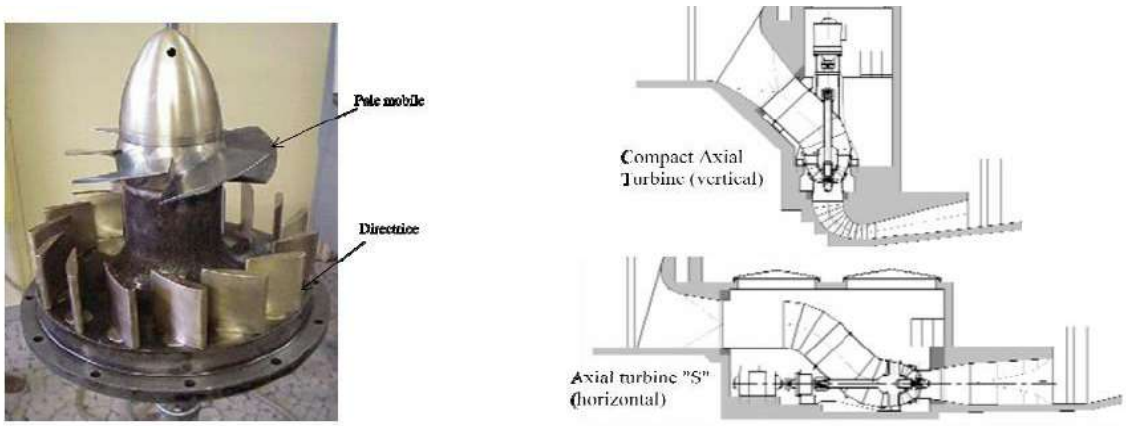


Figure I.8 : Turbine Kaplan

I.6.2. Diagramme De Choix Des Types De Turbine

Le choix de l'une ou l'autre de ces turbines se fait en fonction de plusieurs paramètres, les principaux : le débit, la hauteur de chute, et la vitesse de rotation du groupe turbo-alternateur, tels que présentées par la figure

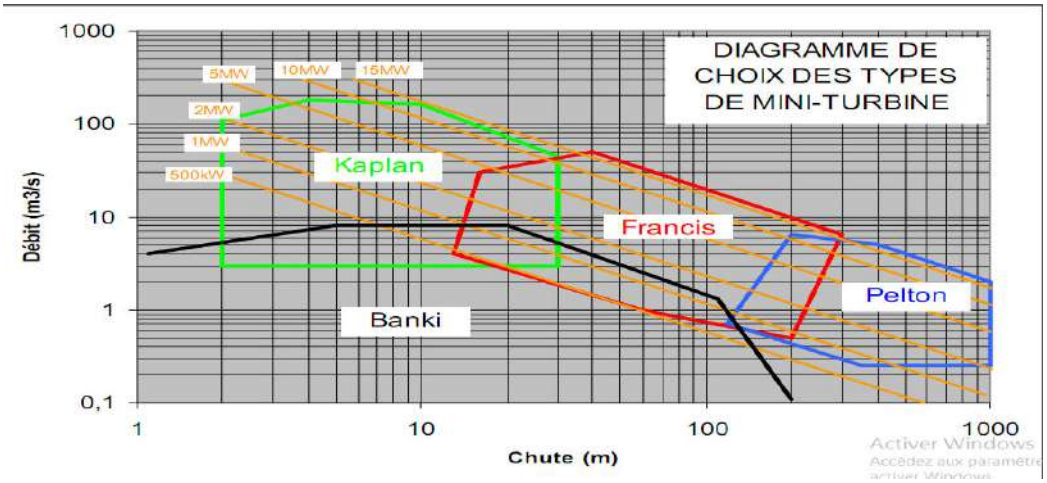


Figure I.9 : Diagramme De Choix Des Types De Turbine

I.7.Pompes

Les pompes hydrauliques sont des générateurs de débit, elles transforment l'énergie mécanique en énergie hydraulique, vers des récepteurs.

Le rendement des pompes se situe généralement entre 70 % (pour les pompes centrifuges) et 90 % (pour les Pompes volumétriques).

Le choix d'un type de pompe doit être fait en accord avec les caractéristiques hydrauliques de l'installation envisagée (débit, hauteur manométrique) :

- Les pompes centrifuges sont adaptées aux débits moyens et élevés pour des hauteurs limites ;
- Les pompes volumétriques sont destinées à des faibles débits et des grandes hauteurs.

Dans le cas de pompes de surface, elles seront auto amorçâtes. Le couple au démarrage (3 à 5 fois le couple nominal) nécessite systématiquement l'usage d'un contrôleur.

Depuis que les stations de turbinage-pompage sont devenues des moyens de stockage très efficaces et économiques, de nombreux efforts ont été faits pour améliorer la cote économique de ces stations. Actuellement, les groupes de pompage-turbinage en exploitation ont quasiment tous réalisés avec des moto-générateurs synchrones à la fréquence du réseau et par conséquent à vitesse constante. Les performances de tels groupes peuvent être massivement améliorées en recourant à des moto-générateurs à vitesse variable.

Les principales caractéristiques des systèmes de stockage avec des pompes à vitesse variable sont :

- une régulation de la puissance active de la pompe ;
- une grande efficacité et une large gamme d'opérations en mode de turbinage, particulièrement sous chargement partiel ;
- une amélioration de la stabilité du système en injectant de la puissance active ou par compensation de la puissance réactive.

Les couts de pompe estimés dans l'outil sont basés sur des pompes à vitesse constante et non-réversibles. **[2]**

I.8.Générateurs (moteurs-alternateurs)

La puissance mécanique est transformée en puissance électrique par un générateur électrique. Il est mis en rotation par la turbine ; en général par un accouplement direct ou par un système de transmission.

Les générateurs synchrones sont généralement utilisés en réseau autonome, pour des unités de grande puissance, souvent supérieure à 2 000 kW, raccordés au réseau national.

Les générateurs asynchrones, quant à eux, sont essentiellement utilisés lorsque la production de la centrale est prévue pour une vente, car dans ce cas, la génératrice est pilotée par le réseau qui régule la fréquence et la tension du courant produit. Ils sont utilisés pour des puissances inferieures à 2 000 kW.

I.9.Transformateurs

Les transformateurs sont des appareils extrêmement divers, par leur fonction, mais aussi par leur taille et leur cout.

Les deux grandes catégories sont les transformateurs de puissance et les transformateurs de mesure.

Les transformateurs de puissance sont indispensables quand la centrale doit débiter sur un réseau de tension 20 kV ou plus

I.10.Les types de groupes à vitesse variable

Il existe principalement deux types de groupes à vitesse variable (Figure I.11). La première variante consiste simplement en une machine synchrone alimentée à travers un convertisseur de courant permettant de varier la fréquence de la machine et par conséquent sa vitesse. L'inconvénient majeur est que l'électronique de puissance constituant le convertisseur doit être dimensionnée pour une puissance nominale de la machine. Cette solution n'est donc ni techniquement ni économiquement réalisable pour des machines de très grande puissance.

Le deuxième type d'installation est constitué d'une machine asynchrone à rotor bobiné équipée d'une cascade rotorique comportant un convertisseur. Contrairement au cas précédent, la puissance active traversant le convertisseur se limite à la puissance de glissement. Bien évidemment le dimensionnement du convertisseur doit également tenir compte du transit de puissance réactive à travers le rotor de la machine asynchrone. Le convertisseur de la cascade rétorque peut être de type cyclo convertisseur ou convertisseur de tension (VSI, Voltage Source Invertir). Le cyclo convertisseur est constitué de thyristors alors que le convertisseur VSI se compose de deux onduleurs à pulsations avec IGBT ou IGCT et d'un circuit continu commun qui peut être à deux ou multi-niveaux.

La variante VSI a les avantages suivants comparativement à la versioncycla convertisseur :

- un seul transformateur classique au lieu de trois transformateurs à trois enroulements
- pas de sous-harmoniques,
- possibilité de produire du réactif, utilisation en compensateur statique de réactif.
- possibilité de démarrer en mode pompe sans équipement supplémentaire.

Ainsi l'installation à vitesse variable la plus adaptée pour des applications à grande puissance est la machine asynchrone à rotor bobiné avec cascade rotorique de type VSI et c'est par conséquent cette structure qui sera considérée dans cette étude. **[4]**

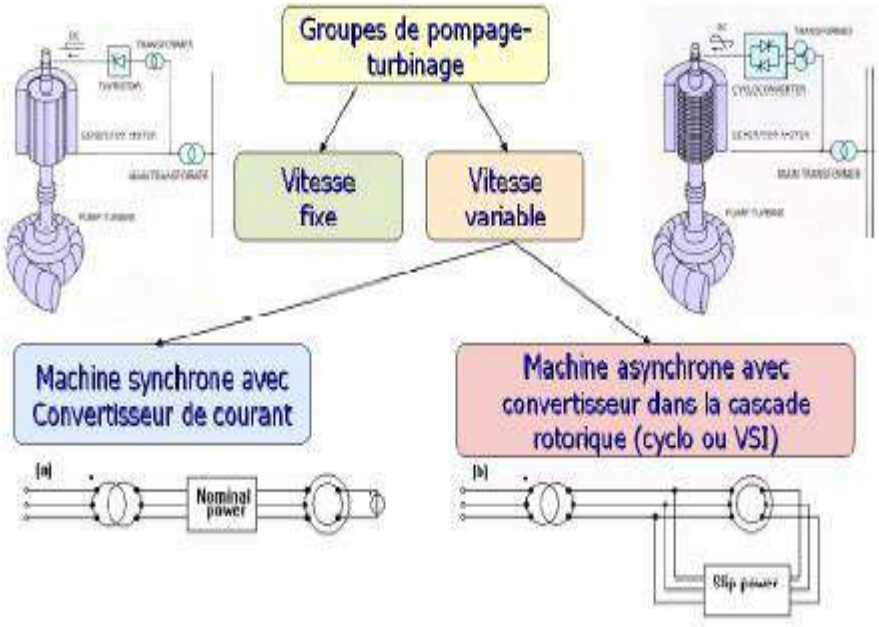


Figure I.11 : Types D'installations à Vitesse Variable**[4]**

Conclusion

Les turbine hydrauliques est constitué a plusieurs type turbin Kaplan et Francis et Pelton chaque type réalisé Solon les Paramètre et les conditions qui appliqué, dance nous allons choisi la turbine de Pelton.

.

CHAPITRE2

DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE A PELTON

II.1.Introduction

Cette section explique l'ensemble des démarches et calculs réalisés dans le but de dimensionner les différents éléments de la turbine du point du vue théorique. Nous nous limiterons ici à la méthode mise en place pour déterminer les caractéristiques d'une turbine Pelton à axe vertical. La roue est donc directement montée sur l'arbre de la génératrice, ce qui entraine que la vitesse de rotation est fixée par la génératrice choisie.

Le dimensionnement d'une turbine Pelton ne demande pas énormément de données (en tout cas pour les calculs préliminaires). Les données relatives au site d'installation sont les suivantes :

- Débit Q
- Hauteur de chute H
- Vitesse de rotation N

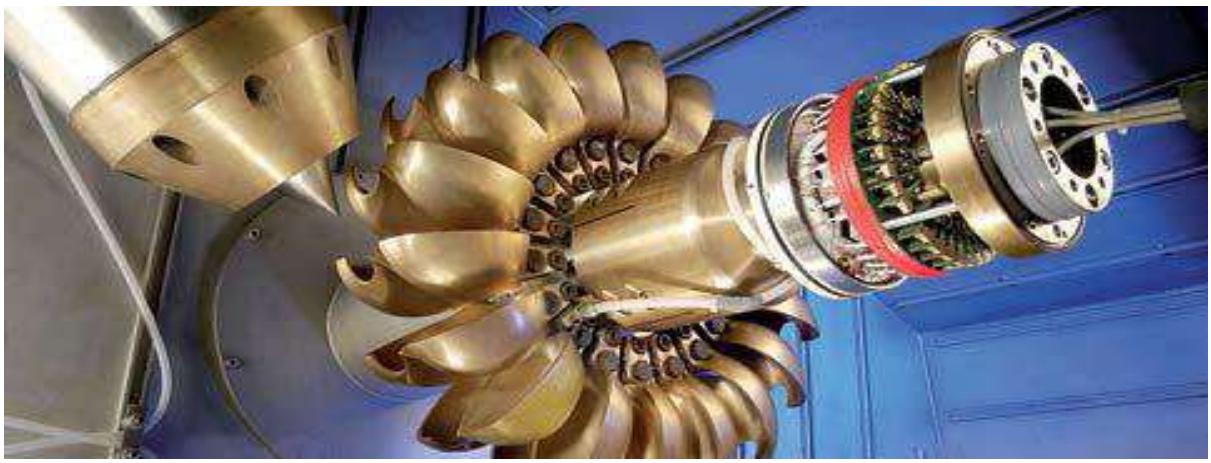


Figure II.1: Turbine de Pelton

Il existe trois grandeurs principales qu'il convient de déterminer en premier lieu afin de définir la turbine Pelton qui s'accorde le mieux aux caractéristiques du site d'exploitation.

Il s'agit du diamètre Pelton (PCD soit Pitch Circle Diamètre), du nombre d'injecteurs et du nombre d'augets. Il est de bonne pratique de déterminer ces paramètres de manière itérative dans le but d'obtenir le meilleur compromis possible. En effet, de nombreuses contraintes telles que le rendement, l'encombrement, le coût, et contraintes mécaniques etc., imposent des compromis dans la détermination des trois grandeurs principales.

II.2. Dimensionnement de la turbine a Pelton

II.2.1. Triangles des vitesses

Pour un angle de 180° entre la sortie de l'auget et le jet d'eau incident que la Transformation de l'énergie cinétique est la plus grande.

Soient W 1 et W 2 les vitesses relatives de l'eau par rapport à l'auget, à l'entrée (1) et à la sortie (2) de l'auget. Soit *U* la vitesse d'entraînement de l'auget.

D'après la loi de composition des vitesses comme illustrée graphiquement à la figure (2), les vitesses absolues de l'eau sont alors.

$$\overrightarrow{V_1} = \overrightarrow{W_1} + \vec{U} et \overrightarrow{V_2} = \overrightarrow{W_2} + \vec{U}$$

Il s'agit de sommes vectorielles représentées à la figure(II.2)

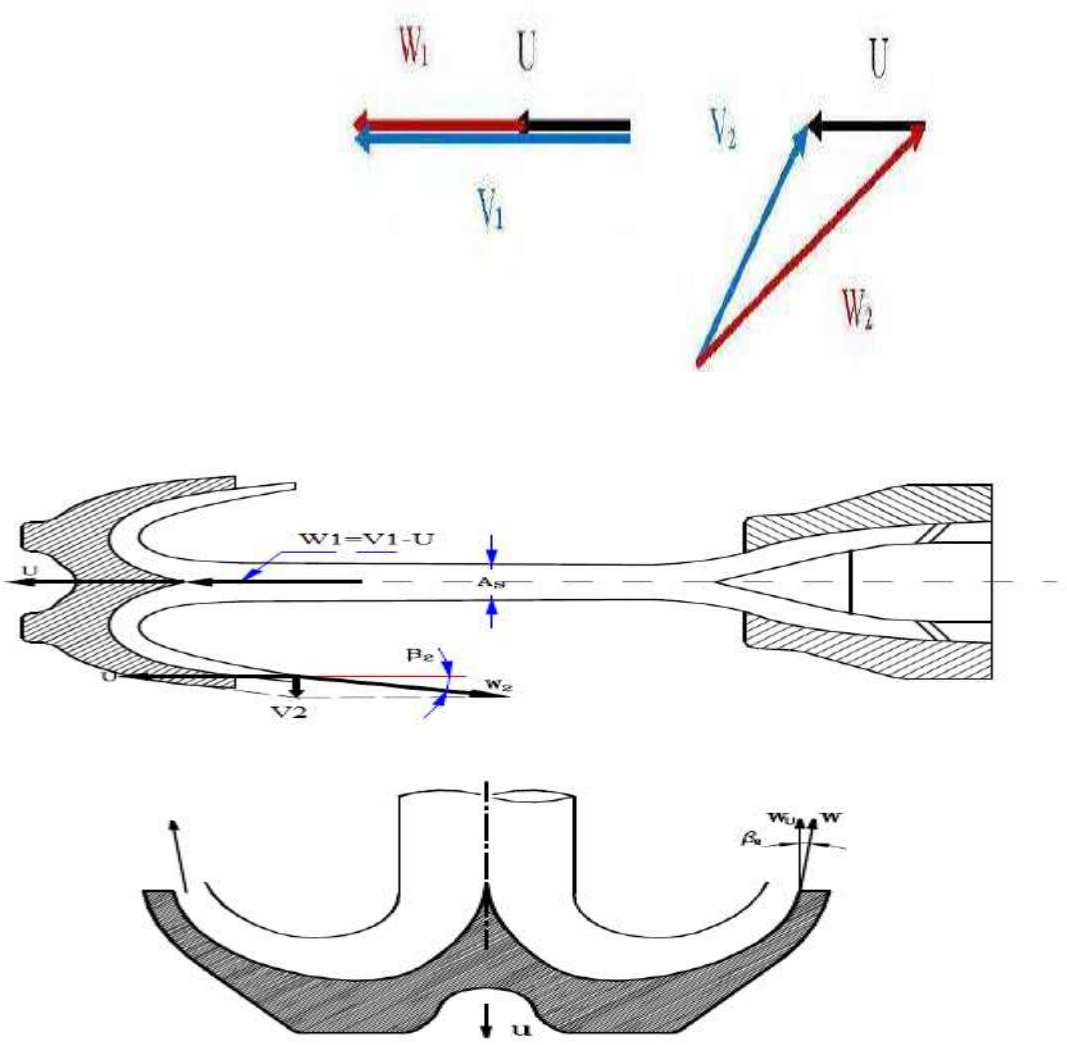


Figure II.2 : Triangles des vitesses**[3]**

Figure (2) Triangles des vitesses dans une roue d'une turbine Pelton l'énergie cinétique incidente (1) est complètement transformée, si elle est nulle à la sortie de l'auget (2). Il faut donc que la vitesse absolue V2 à la sortie de l'auget soit nulle

II.2.2.Diamètre Pelton (PCD)

Étant donné l'axe vertical de la machine, la roue sera directement montée sur l'arbre de la génératrice. La roue Pelton est donc dimensionnée de telle manière que la vitesse angulaire soit celle demandée par la génératrice. **[5]**

Le PCD (Pitch CircleDiamètre), c'est à dire le diamètre Pelton, est calculé sur base de la vitesse moyenne de la veine de fluide en sortie d'injecteur ($V1$ en [m/s]).

En appliquant la loi de la conservation de l'énergie nous avons :

$$V_1 = C_v\sqrt{2.g.H_n}$$

Où $g$est la constante de gravité et Cv le coefficient de vitesse traduisant les pertes de charges dans l'injecteur (sa valeur est soit 0,97 soit 0,98 pour l'injecteur présenté dans la section 3.3, nous prendrons 0,97)

Connaissant la vitesse $V1$, nous appliquons l'équation de la vitesse d'entrainement Pelton, soit:

$$\frac{\pi.N.D}{60} = x.V_1$$

N : la vitesse de rotation de la génératrice,

D : le diamètre Pelton (en mètres)

x : le rapport de vitesse $\frac{U_2}{V_1}$

U2 : la vitesse d'entrainement de l'auget

II.2.3.Nombre d'injecteurs

Cette valeur est déduite du diamètre idéal du jet au débit de dimensionnement. Cediamètre dépend des dimensions des augets ainsi que du diamètre Pelton et est censégarantir un rendement optimal.

Règles de base :

$$3.1 > \frac{B}{d_s} \geq 3.4$$

B=3, 1 $* Dd$ 1 injecteur

B= 3, 2$* Dd$ 2injecteur

B= 3, 3 $* Dd$ $4-5$ injecteur

B>3, 3 $* Dd$ 6injecteurs .

Fort de cette information, il incombe au concepteur de choisir le nombre d'injecteur qui lui convient le mieux en fonction de sa propre gamme d'auget, des contraintes d'encombrement, etc. Il est néanmoins important, pour le bon fonctionnement de la machine, que le rapport entre le diamètre de jet (au débit de dimensionnement) et le diamètre Pelton, reste compris entre 0,067 et 0,125 avec la possibilité d'aller jusqu'à 0,14 pour de faibles puissances.

Il y a cependant une certaine limite au nombre de jets. L'expérience montre qu'il faut une rotation de la roue d'environs 70°entre le moment où le jet impacte l'auget et le moment où toute l'eau a été évacuée de celui-ci. Pour cette raison, on préconise un espacement de minimum 75°entre chaque jet pour garantir aucune perte d'efficacité.

Des turbines à axe vertical à 6 jets existent (soit un espacement de 60°entre les injecteurs) mais il faut concéder une certaine partie du rendement. De plus, ces turbines présentent des difficultés de conception pour des fabricants non expérimentés.

Pour finir, le coût d'un injecteur est assez élevé. Il est donc plus sage de se limiter à 4 jets pour des entreprises qui ne disposent pas encore d'une grande expérience en matière de turbines Pelton.

II.2.4.Nombre d'augets

En règle générale, le nombre d'augets placé sur une roue.

Cependant, il est important de déterminer cette valeur avec précaution pour éviter tout problème de faufile ment. Ce phénomène apparait lorsqu'une partie du jet incident ne parvient à rentrer en interaction avec aucun auget. Cette portion du jet se faufile entre les augets pour terminer sa course contre le bâti de la turbine. Le faufile ment est, par conséquent, très néfaste pour le rendement de la machine étant donné que l'énergie contenue dans la portion de jet qui se faufile est tout bonnement perdue.

Pour éviter tout faufile ment il faut que la condition suivante soit remplie (figII. 3)

$$\widehat{AB} + \widehat{BC} \leq \widehat{AC}$$

Avec

$$\widehat{AB} = D_P \alpha$$

Où Dpreprésente le diamètre de pointe de la roue et α est l'angle entre la perpendiculaire à la génératrice du jet passant par le centre de la roue Pelton et la droite rejoignant le point C au centre.

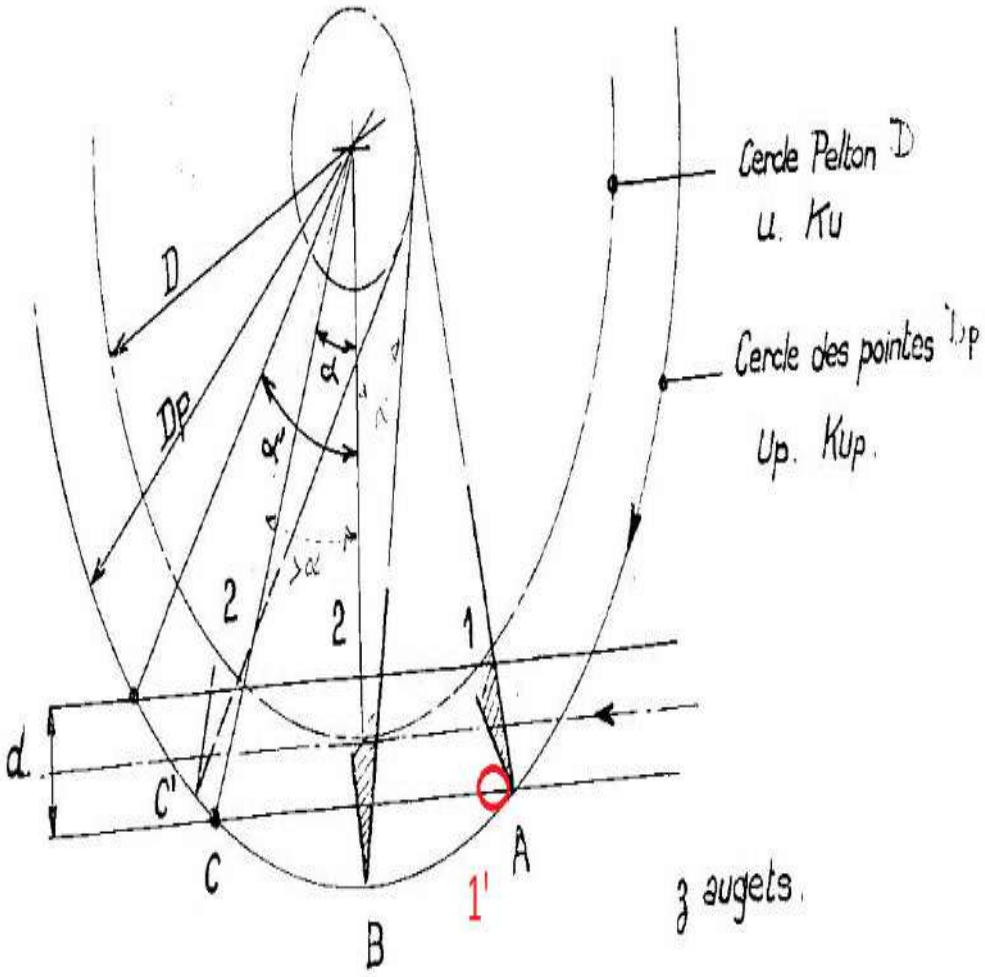


Figure II.3: Illustration géométrique d'une roue Pelton

La condition de non faufile ment nous indique le nombre minimal d'auges à installer sur la roue. Le nombre maximum d'auges n'est pas défini théoriquement mais dépend de l'encombrement ainsi que du coût de fabrication d'un auget.

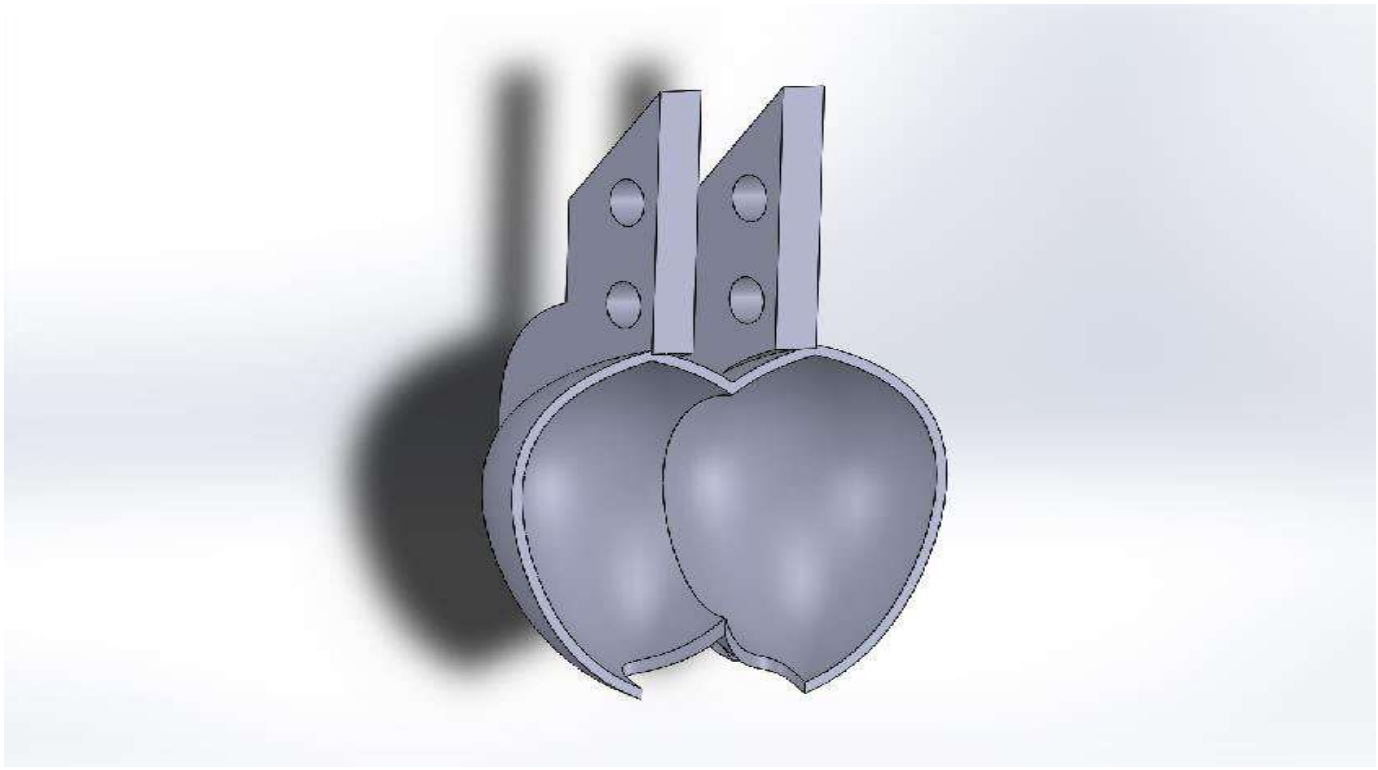


Figure II.4:conception des augets par solide Works

II.3. Dimensions principales pour lePelton coureur

L'idéal coureur de Pelton :

II.3.1. Vitesse absolue de bec

$$V_1 = \sqrt{2.g.Hn} \quad (1)$$

II.3.2. Vitesse circonférentielle

$$u_1 = \frac{c_{1u}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (2)$$

II.3.3. Équation d'Euler de turbine

$$\eta_h = 2.(U_1.C_{1u} - U_2.C_{2u}) \quad (3)$$

II.3.4. Le vrai coureur de Pelton

Pour un vrai coureur Pelton, il y aura toujours une perte Nous allons donc régler l'efficacité hydraulique pour :

$\eta h = 0.96$

II.3.5. La vitesse absolue de la buse

$0.99 \leq C1u < 0.995$

C1U peut être réglé à 1,0 lors du dimensionnement de la turbine. Cela nous donne

$$\eta h = 2\ (U1.\ C1u\ -\ U2.\ Cu2) \quad (4)$$

$$\Downarrow$$

$$U_1 = \frac{\eta h + U2.\ Cu2}{C1u}$$

II.3.6. l'équation de continuité

$$Q = z \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot C1u \quad (5)$$

⇓

$$d_s = \sqrt{\frac{4.Q}{z.\pi.C_{1u}}}$$

Où :Q = débit

Z = nombre de buses

II.3.7. nombre d'injecteur

Règles de base :

$$\mathbf{3.1} > \frac{B}{d_s} \geq \mathbf{3.4} \quad (6)$$

B=3, 1 $\cdot d_s$ 1 injecteur

B= 3, 2$\cdot d_s$ 2 injecteur

B= 3, 3 $\cdot d_s$ 4−5 injecteur

B> 3, 3 $\cdot d_s$ 6 injecteurs

II.3.8. Nombre de seaux

(7)

Empirique $Z \geq 17$

II.3.9. Diamètre du coureur

Règles de base : (8)

D=10 $\cdot d_s H_n \leq 500m$
D=15$\cdot d_s H_n = 1300$m

D< 9,5 $\cdot d_s$ doit être évité car l'eau sera perdue

D> 15 $\cdot d_s$ est pour très haute tête Pelton (9)

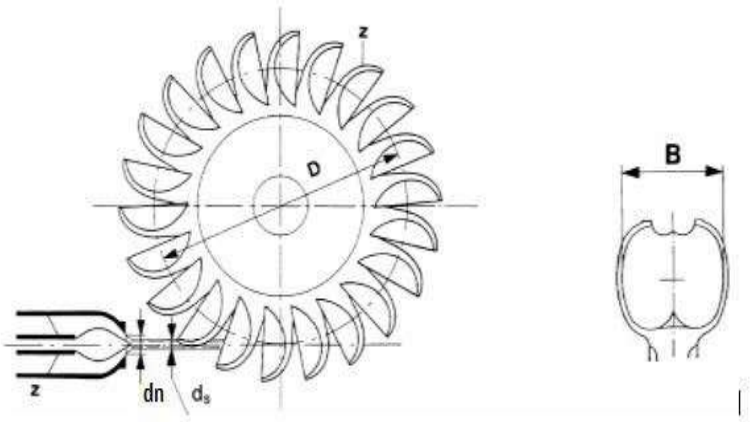


Figure II. 5 : Dissent définition de diamètre

II.3.10. Numéro de vitesse

$\Omega = W\sqrt{Q.z}$ (10)

$Q=\frac{\pi.d_s^2}{4}\cdot C_{1u}=\frac{\pi.d_s^2}{4}C_{1u}=1{,}0$

$u_1=0{,}5$

$$W=\frac{\omega}{\sqrt{2.g.H_n}}=\frac{2.u_1}{D.\sqrt{2.g.H_n}}=\frac{\sqrt{2.g.H_n}}{D\sqrt{2.g.H_n}}=\frac{1}{D} \quad (11)$$

$$\Omega=W.\sqrt{Q.z}=\frac{1}{D}\cdot\sqrt{\frac{\pi.z.d_s^2}{4}} \quad (12)$$

$$\Omega^*=\frac{d_s}{D}\sqrt{\frac{\pi.z}{4}}$$

II.4.Exemple de Dimensionnement d'un Turbine Pelton

- Turbine à action,
- Adaptée aux plus hautes chutes (100- 1000 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.

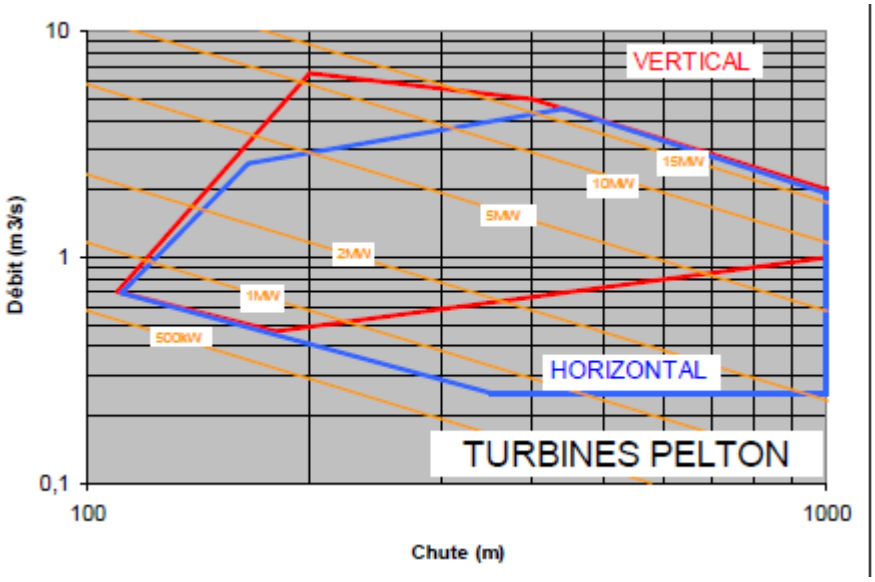


Figure II.6 : Diagramme De Choix Des Types De Turbine**[6]**

II.4.1. Le débit et la tête sont donnés

- H=0.5m
- Q=0.0009m^3/s
- P=4 .41KW

II.4.2. Choisisses des valeurs réduites

V1 = $\sqrt{2gH_t}$ ⟹V1 =3.13m/s

u1 =1.56 $^m/_s$

II.4.3. Choisisses le nombre d'injecteur

z=2

II.4.4. Calculer des à partir de la continuité pour une injecteur

$$D_d = \sqrt{\frac{4.Q}{z.\pi.C_{1u}}} = 14.53mm$$

II.4.5. Choisisses le nombre d'augets

Z=18

II.4.6. ses la largeur du seaux

B= 3, 2· D_d 2 injecteur

B=3,2.14, 53

B=46,5mm

II.4.7. Trouver le diamètre

Diamètre du coureur

Règles de base

D=10· D_d $H_n \leq 500m$

D=15· D_d H_n = 1300m

Donce : D=10 . 14.53=145.3mm

II.4.8. Numéro de vitesse

Pour le diamètre :

D= 10. D_d

Et une buse : z= 2

$$\Omega^* = \frac{D_d}{D}\sqrt{\frac{\pi.Z}{4}} = \frac{1}{10}\sqrt{\frac{\pi.2}{4}} = 0.12$$

Le nombre maximum de vitesse

$$\Omega^* = 0.12$$

II.4.9. Calcule la puissance

P=$Q\rho g$h

p=0.9 .9.8 .0.5

P=4 .41kW

II.4.10. Calculez la vitesse

$$u_1 = \omega.\frac{D}{2} = \frac{2.\Pi.n}{60}\cdot\frac{D}{2}$$

$$\Downarrow$$

$$n = \frac{u_1.60}{\Pi.D} = 213rpm$$

II.4.11. Choisisses le nombre de pôles sur le générateur

La vitesse du coureur est donnée par le générateur et la fréquence nette :

$$n = \frac{3000}{Z_p}[rpm]$$

Ou Z_p: nombre de pôles du générateur

Le nombre de pôles sera :

$$Z_p = \frac{3000}{n} = 14$$

II.4.12. Recalculer la vitesse

$$n = \frac{3000}{Z_p} = 213[rpm]$$

II.4.13. Recalcule le diamètre

$$u_1 = \omega . \frac{D}{2} = \frac{2.\Pi.n}{60} \cdot \frac{D}{2} \Longrightarrow D = \frac{60.u_1}{\Pi.n} = 0.1395\text{m}$$

II.5.Tableau De caractéristique de la turbine

Valeurs données :	Valeurs choisies :	Valeurs calculées :
• Q=0.0009m^3/s • H=0.5m	✓ V_1 = 3.13 ✓ u_1 = 0,48 ✓ Z=22 B=0,046m ✓ Z=18 ✓ Z_p = 7	➢ Dd = 0.014m ➢ n =213 rpm ➢ D=0.14m ➢ P=4.41 KW

Tableau. I. 1 : Tableau qui résumé les valeurs

CHAPITRE III
CONCEPTION DE LA TURBINE A PELTON

III.1.Introduction

La conception d'une machine est un processus hautement itératif qui débouche sur une multitude de versions différentes. Il sera donc présenté ici certaines pièces capitales ainsi que les choix qui ont influencé leur design. Nous n'abordons pas l'entièreté de la conception afin de rester succinct et de respecter la confidentialité de ce travail.

À la figure 1 est présenté un rendu général de la turbine conçue dans le cadre du travail de fin d'étude. **[3]**

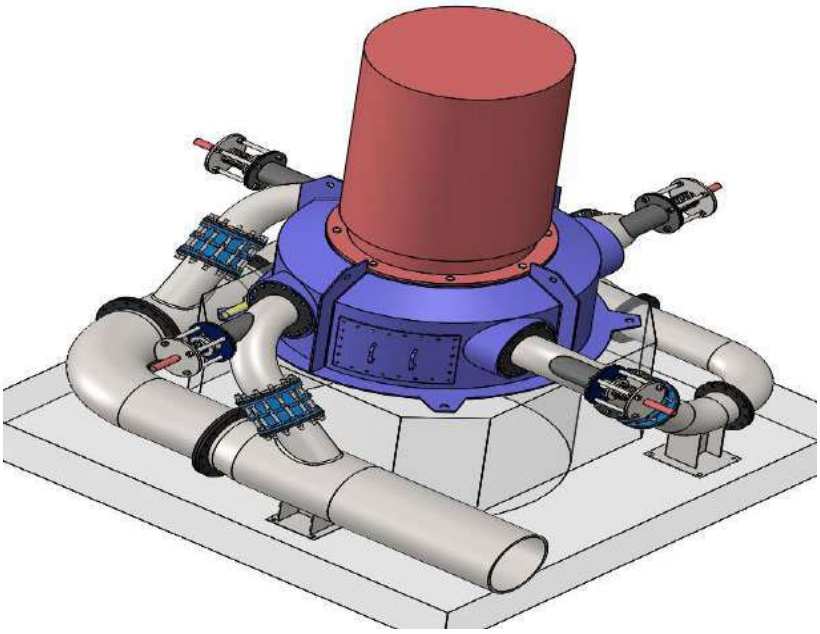


Figure III.1: Rendu général de la turbine conçue

III.2.Conception Des éléments de la turbine

III.2.1.Bâti

La conception du bâti d'une turbine peut paraitre banale et peu complexe. Or, il s'agit pourtant d'un élément crucial ayant pour rôle de canaliser l'eau vers la sortie de la machine.

Il existe donc des règles de bonne pratique concernant les dimensions minimales du bâti, comme par exemple le diamètre intérieur, ou encore l'espace entre la roue et le sommet du bâti, qui garantissent la bonne évacuation de l'eau. Dans le cas de figure où le bâti ne remplit

pas correctement sa fonction, des pertes de rendement seront observées au niveau de la turbine. En effet, après que la veine de fluide soit passée dans un auget de la roue, elle ne contient plus d'énergie. Si elle vient à entrer à nouveau en intersection avec la roue, cela engendre des pertes significatives (cela peut également altérer la qualité du courant électrique produit).

Dans la conception du bâti de la turbine Pelton, les dimensions minimales issues des règles de bonne pratique ont été légèrement rehaussées pour les raisons suivantes :

- Ces dimensions sont des valeurs empiriques issues de l'expérience des constructeurs pour des micro-turbines Pelton au rendement acceptable, mais pas excellent (de l'ordre de 80 %).
- L'encombrement des différents organes de la turbine (mécanisme de déflection, injecteurs, étanchéité, chambre de visite, etc.) impose un diamètre de bâti élevé.
- Vu les 4 injecteurs, le débit pour cette turbine peut être conséquent. Il faut donc prévoir des dimensions à la hausse pour garantir une bonne évacuation pour toute la plage de débit.

Un autre élément important dans la conception de cette pièce est la flèche, c'est-adirela déformation du sommet du bâti après l'installation de la génératrice et la roue.

Minimiser cette flèche permet un alignement parfait entre les splitter des augets etl'axe des injecteurs.

III.2.2.Distributeur

La conception du distributeur tient compte de 3 contraintes principales : la faisabilité en termes d'installation sur site, le coût de fabrication et la réduction des pertes de charge. Ce dernier point n'est pas le plus important car la différence de rendement du distributeur entre un bon design hydraulique et un mauvais est très faible (del'ordre du pourcent). Pour de faibles puissances, telles que dans notre cas (environ300 kW), il faut pouvoir concéder une partie du rendement au profit d'un coût de développement et de fabrication plus faible. Cependant, la concurrence présentant de très bon rendement (avoisinant les 90 %) : il ne faut pas négliger cet aspect de la conception pour autant.

Nous avons opté pour une géométrie de distributeur telle qu'à la figure 4 car elle tient la route hydrauliquement. En effet, les bifurcations et les coudes sont modérés pour introduire peu de pertes de charges mais aussi maintenir un écoulement stable(peu turbulent). Ceci est important pour garantir un jet homogène jusqu'à son interaction avec les augets. Une attention particulière à également été portée à l'assemblage des éléments. Il ne faut pas oublier qu'une

pièce de chaudronnerie peut avoir des tolérances allant jusqu'au centimètre. Le distributeur a donc été conçu en différente pièces dont l'assemblage permet de récupérer les jeux. Des joints de démontage sont aussi prévus entre le corps du distributeur et les injecteurs pour permettre un ajustement précis du positionnement des injecteurs. De plus, la conception par modules facilite énormément le transport de la machine. Le site étant au Rwanda avec

- une accessibilité réduite, il est bon de ne pas s'encombrer de pièces trop volumineuses.

III.2.3.Injecteur

L'injecteur est un organe phare de la turbine Pelton. Cet organe a deux fonctions principales : opérer la transformation d'énergie de pression en énergie cinétique en créant un jet homogène et réguler avec précision le débit en introduisant peu de pertes de charges.

Pour permettre à l'injecteur de remplir correctement ses fonctions, il faut s'inspirer dans sa conception des conclusions tirées au cours des décennies qui ont vu évoluer la turbine. En réalité, la littérature propose beaucoup de designs différents, mais qui fonctionnent tous aussi bien les uns que les autres. C'est pourquoi l'injecteur conçu dans le cadre de ce travail respecte les proportions indiquées par ces deux auteurs.

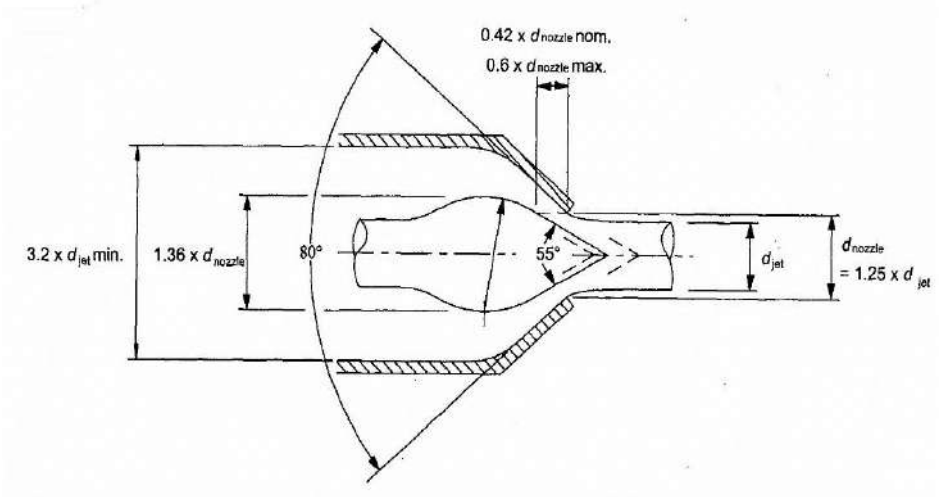


Figure III.2 : Injecteur **[3]**

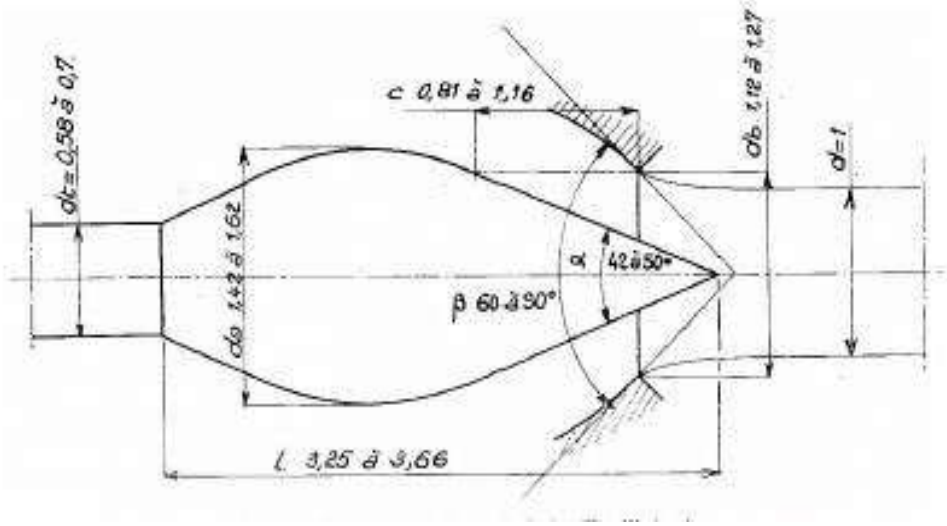


Figure III. 3 : Pointeau

Certains détails, non énoncés sur les représentations, sont tout de même à souligner.

Comme expliqué plus haut, il est capital pour le rendement que l'injecteur crée un jet le plus uniforme et net possible. Une des règles de conception pour obtenir un bon résultat est d'avoir une arête tranchante en sortie d'injecteur (comme schématisé la figure 6). Or, cette arête sera très vite sujette à de l'abrasion, d'autant plus que l'eau risque d'être légèrement chargée en sable et autres impuretés, ce qui entrainera une rapide dégradation de la qualité du jet. Nous avons donc opté pour une arête

« Plate » (l'arête de la figure 6 est donc chanfreiné dans notre cas), légèrement moinsefficace mais bien plus résistante à l'usure.

L'actionnement des pointeaux se fait par l'intermédiaire de vérins hydrauliques. Lechoix de vérins hydrauliques et non électriques est motivé par la sécurité de fonctionnementde la machine. En effet, si le pointeau permet de réguler le débit, il permet aussi de l'annuler complètement. En cas de dysfonctionnement de la turbine (parexemple un emballement de la roue), il faut pouvoir fermer les injecteurs indépendammentde tout problème électrique. Cette fermeture est régie par un ressort qui tend à pousser le pointeau vers le bout de l'injecteur et un étrangleur sur le circuithydraulique qui évite une fermeture trop brusque afin de ne pas engendrer un coupde bélier dans les conduites.

III.2.4.Déflecteur

Le déflecteur est un organe de sécurité, il est chargé de dévier le jet hors de la roue Pelton en cas d'emballement de la turbine. Il fonctionne donc de pair avec le pointeau, mais al 'avantage de pouvoir être actionné très rapidement sans aucun risque de coup de bélier et ainsi permettre au pointeau de se refermer doucement par la suite.

La vitesse d'emballement est la vitesse maximale que peut atteindre la turbine lorsqu'elle n'a aucun moyen de dissiper l'énergie qu'elle produit. Ce cas de figures produit quand la charge sur le générateur devient nulle suite à un dysfonctionnement quelconque dans l'installation électrique.

Cette vitesse est définie comme étant 1,8 $\times Nnominale$. Une telle vitesse est susceptible d'endommager la turbine mais surtout le générateur dont les bobinages risquent de céder sous l'effet de la vitesse angulaire élevée. C'est pourquoi la sécurité est généralement enclenchée pour une vitesse 1,25 fois supérieure à la vitesse nominale.

Les deux principaux types de déflecteurs sont représentés ici (voir fig.) :

- . Le premier type possède une arête tranchante sur le dessus pour venir couper puis dévier une partie du jet de plus en plus importante au fur et à mesure de la rotation.
- Le deuxième type s'insère par le dessus du jet. Il suffit de couper environ la moitié du jet pour que l'ensemble de l'eau soit déviée hors de la roue (la pénétration exacte dépendra de la géométrie du déflecteur ; toutefois, de manière générale, une pénétration de 50 % du jet suffit).

La plupart des turbines utilisent le second type car bien que cette solution augmente la distance injecteur-auget, l'action de celui-ci est plus rapide étant donné qu'il suffit de couper seulement une fraction du jet. De plus, en positionnant le déflecteur au dessus du jet, il protège partiellement celui-ci des gouttelettes d'eau voltigeant dans tout le bâti et pouvant perturber son l'homogénéité.

C'est donc le deuxième type de déflecteur qui a été retenu dans la conception de la turbine.

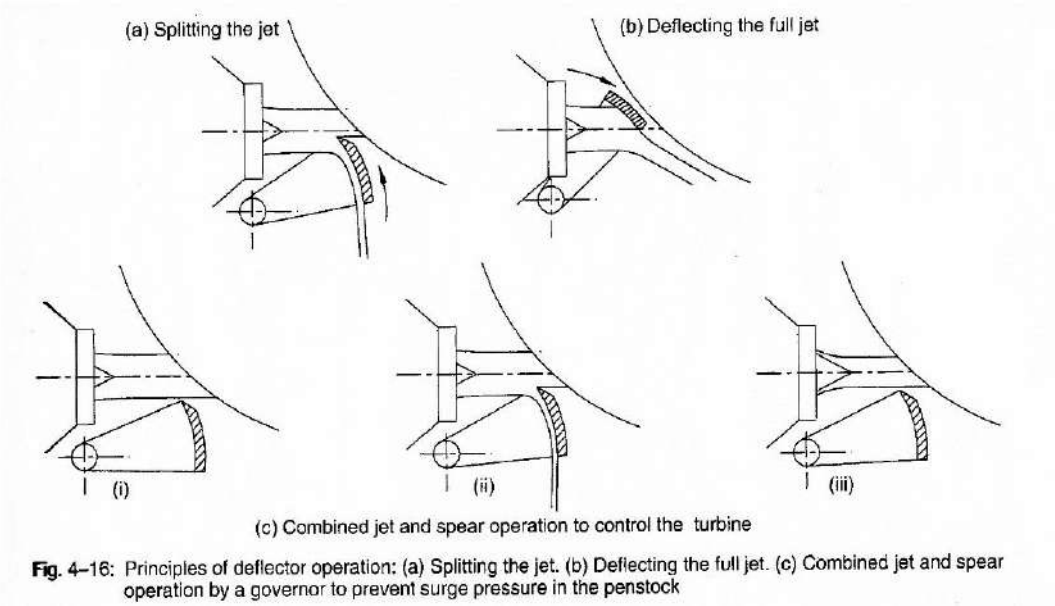


Fig. 4–16: Principles of deflector operation: (a) Splitting the jet. (b) Deflecting the full jet. (c) Combined jet and spear operation by a governor to prevent surge pressure in the penstock

Figure III.4 : Types de déflecteurs les plus communs

III.2.5.Les augets

Les augets sont les pièces de la turbine qui demande le plus haut degré de technicité. Réalisé par moulage, il nécessite la maîtrise des techniques de fonte de l'acier. **[7]**

III.2.5.1.Le moulage sable

Cette technique de moulage est traditionnellement utilisée pour les petites et moyennes séries de pièce. Elle nécessite un modèle de la pièce pour inscrire son empreinte dans le sable dans lequel on viendra ensuite couler l'acier.

En premier lieu, il est nécessaire de réaliser un ou plusieurs modèles de la pièce à mouler. Ces modèles sont réaliser de préférence en aluminium et usiné avec une grande précision, notamment au niveau de la face interne de l'auget. Monté sur les plaques modèles, le modèle est coupé en deux et chaque partie est fixée sur une plaque comportant des dispositifs de positionnement sur le châssis. Le châssis et les plaques modèles doivent être réalisés avec une grande précision. Dans un premier temps, ces pièces spécifiques peuvent être réalisé en France, puis importées à Madagascar, à condition que la fonderie soit susceptible de l'utiliser correctement.

Une fois en possession du châssis et des plaques modèles, il faut que la fonderie maîtrise la mise en sable du moule. Afin de garantir un état de surface lisse pour l'auget, le sable utilisé est de type « sable siliceux » avec un indice de finesse supérieur à 80 AFS.

III.2.5.2.Le moulage en coquille

L'autre solution consiste à réaliser un moule permanent en acier de la pièce dans le quelle le métal est coulé à la pression atmosphérique. Ce type de moulage garantit un état de surface incroyablement lisse et une vitesse de production plus importante.

Cependant, le degré de technicité à mettre en œuvre est supérieur étant donné que :

- Les moules sont plus complexes à réaliser, ils nécessitent la mise en œuvre de machines-outils à commande numérique. Cependant, ils peuvent également être importés de France.
- Les moules sont beaucoup plus lourd à manœuvrer, et l'outillage doit prendre en compte cette difficulté supplémentaire (vérins, treuils…)
- Il faut systématiquement préchauffer les coquilles avant de pouvoir mettre en œuvre le moulage afin d'éviter les chocs thermiques.
- Il est nécessaire d'effectuer un poteyage entre chaque moulage, c'est-à-dire d'enduire les parties du moule en contact avec le métal en fusion de produits spécifiques afin d'éviter que l'acier liquide s'accroche. **[7]**

III.2.5.3.Composition de l'acier

L'auget est réalisé en en acier inoxydable fortement allié afin de résister à la corrosion. Traditionnellement, les roues Pelton sont réalisées en G – X5 CrNi 13.4. Cela signifie qu'il s'agit d'un acier :

- Moulé (G)
- Fortement allié (X)
- Comportant 0,05% de carbone
- 13% de chrome et 4% de nickel

La teneur des éléments d'additions peut varier un peu, mais dans une plage limité. En effet ce type d'acier n'est pas excessivement difficile à souder et permet des soudures de bonne qualité. Afin de rendre un état de surface encore plus lisse pour la face interne de l'auget, on pourra utiliser une rectifieuse afin de d'avoir un état de surface poli. **[7]**

III.2.6.Les autres constituants

Les autres pièces constituant une turbine Pelton sont relativement simples de conception. La roue qui soutient les augets est aisément constructible par tournage et fraisage à partir d'un moulage.

L'arbre de transmission est obtenu à partir d'un profilé en long cylindrique. Il faut y ajouter des opérations de tournage pour la pose de circlips afin de bloquer l'arbre en translation, ainsi quelques opérations de fraisage afin de le rainurer pour recevoir les clavettes qui permettront d'effectuer le blocage en rotation des roues.

Les roulements et les joints étanches qui assurent le guidage en rotation de l'ensemble seront nécessairement importé ou fournit par une firme extérieure. La qualité des roulements peut-être choisi de manière à anticiper la corrosion et à être légèrement sur-dimensionner afin de prendre en compte l'environnement difficile d'utilisation. De plus, il faut veiller à ce que les paliers soit facilement accessible pour les opérations de lubrification afin d'assurer une bonne maintenance de l'ensemble des chambres de roulement.

Le bâtit de la turbine ne pose pas de problème au niveau conception. Réalisé en tôle, certaines parties pourront être pressé et plié pour obtenir des formes particulières. L'assemblage se fait par soudage MIG de préférence. L'ensemble du bâtit mécano soudé est ensuite enduit avec une peinture anticorrosion.

III.2.7.Assemblages difficiles

III.2.7.1.Assemblage auget -roue

Cet assemblage est un peu délicat puisqu'il nécessite que les augets soient placés de manière strictement identique autour de la roue. Outre les encoches qui peuvent être pratiqué dans la roue à auget pour positionner sous l'angle adéquate les augets, il faut prévoir l'utilisation d'un gabarit pour fixer la vingtaine d'augets radialement à la roue.

Classiquement, la soudure entre les deux aciers s'effectue à l'aide d'un soudage MIG ou plus moderne par un soudage par résistance.

III.2.7.2.Equilibrage

Il est nécessaire d'équilibrer statiquement puis dynamiquement la roue Pelton ainsi que son arbre. Si l'équilibrage statique des pièces ne pose en général pas de problème, l'équilibrage dynamique nécessite un banc d'équilibrage supportant une cinquantaine de kilogrammes, avec un diamètre de roue et une longueur de un mètre La vitesse de rotation du

banc doit pouvoir varier entre une centaine de tours par minute et 5400 $tr.min^{-1}$. Cette plage de vitesse correspond celle d'utilisation de la turbine, 5400 $tr.min^{-1}$ étant la vitesse maximum d'emballement pour une turbine entraînant un alternateur à la fréquence de 50 Hz et n'ayant qu'une paire de pôle sur le rotor.

La technologie d'équilibrage s'approche de celle utilisée pour équilibrer les roues de voiture. Cette étape est indispensable afin d'éviter toutes vibrations au cours du fonctionnement. Les vibrations ont deux conséquences néfastes : elles entraînent des nuisances sonores et participent à l'usure prématurée des roulements.

III.2.7.3.Les roulements

Il important que les ajustements entre l'arbre, les roulements et le bâtit soit effectuer correctement afin d'avoir une bonne tenu des roulements sur le long terme. Etant donné la configuration de la turbine, il faut monter les roulements serrées sur l'arbre intérieur et ajusté avec jeu par rapport au bâtit.

Il est donc nécessaire de posséder les techniques d'usinage par tournage ou par fraisage afin de pouvoir mettre en œuvre les ajustements suivants :

- Pour des roulements à bille ou des roulements à rotule sur rouleaux, il faut prévoir un ajustement de type K6 pour la bague extérieur par rapport au bâtit.
- Pour des roulements à billes et un diamètre d'arbre inférieur à 100mm, l'ajustement entre l'arbre et la bague intérieure est un k6, voir un m6 pour des roulements à rotule sur rouleaux. **[7]**

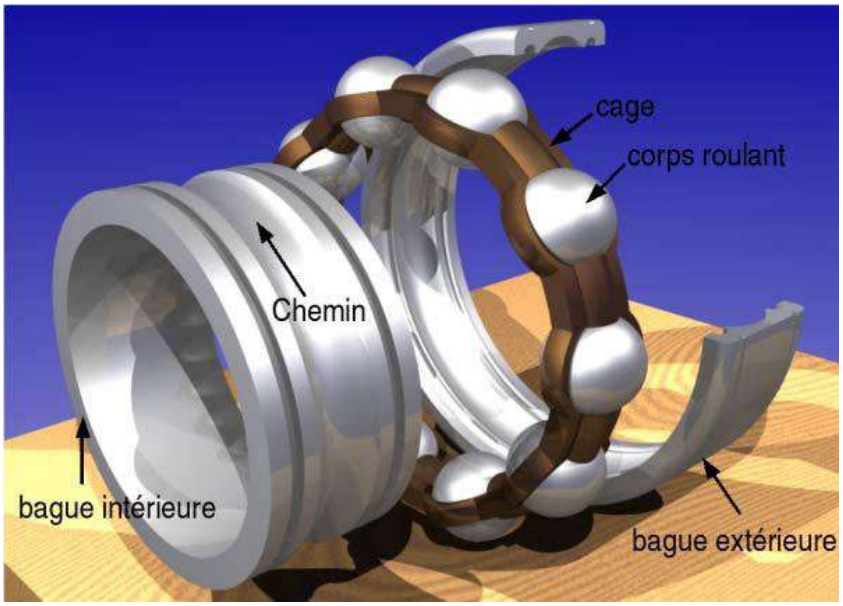


Figure. III. 5 : roulement

III.3.BANC D'ESSAI TP

III.3.1. OBJECTIFS

Pour tester la turbine Pelton à différentes charges et paramètres de vanne de distribution, vous obtiendrez des courbes illustrant les performances de la turbine et l'effet de différents paramètres de vanne de distribution. **[8]**

III.3.2. INFORMATIONS GÉNÉRALES

La turbine Pelton est une turbine «à impulsion» hydraulique dans laquelle un ou plusieurs jets d'eau frappent des «seaux» sur une roue. La force produite par l'impact du jet perpendiculairement aux augets génère un couple qui provoque la rotation de la roue, produisant ainsi de la puissance. Le nom 'Pelton' vient d'un ingénieur américain qui a recherché la forme optimale des godets nécessaires à la turbine.

Bien que le concept soit très simple, de très grandes machines à haut rendement ont été développées, avec des puissances de sortie de plus de 100 MW et des rendements d'environ 95%. Cependant, sur un petit modèle de laboratoire, la sortie peut ne représenter que quelques watts. Le rendement sera donc beaucoup plus faible, car les pertes en paliers et par frottement sont proportionnellement beaucoup plus élevées que dans une grande turbine puissante.

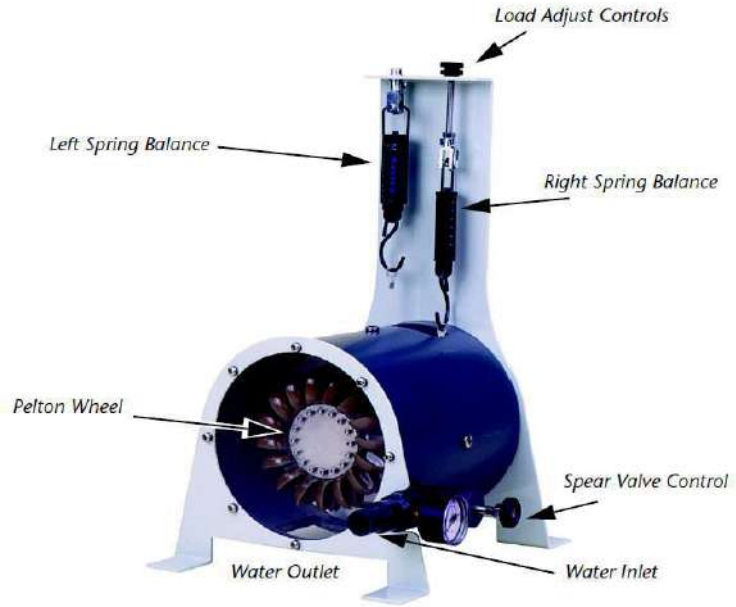


Figure. III. 6. La turbine de Pelton

Voir la figure 7. La turbine est une roue avec ‘des seaux’ sur son pourtour. L'eau passe à travers une vanne à flèche qui contrôle et dirige le flux d'entrée à travers une buse et sur les seaux en raison de la gravité.

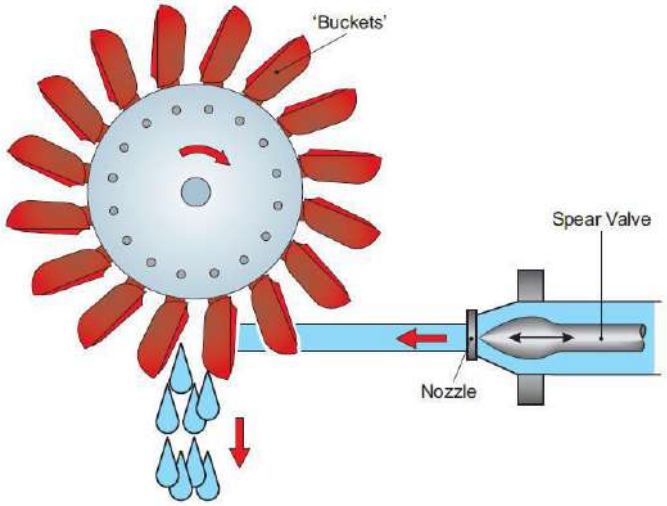


Figure. III.7.. La roue de Pelton

Voir la figure8. À l’arrière de la roue se trouve un tambour de «frein» qui fonctionne avec un câble et deux balances à ressort pour mesurer le couple dans la turbine. Le tambour a un réflecteur et un couvercle transparent pour fonctionner avec un tachymètre en option pour mesurer la vitesse de la turbine. Un petit manomètre mécanique à l'entrée de la turbine mesure la pression d'eau à l'entrée.

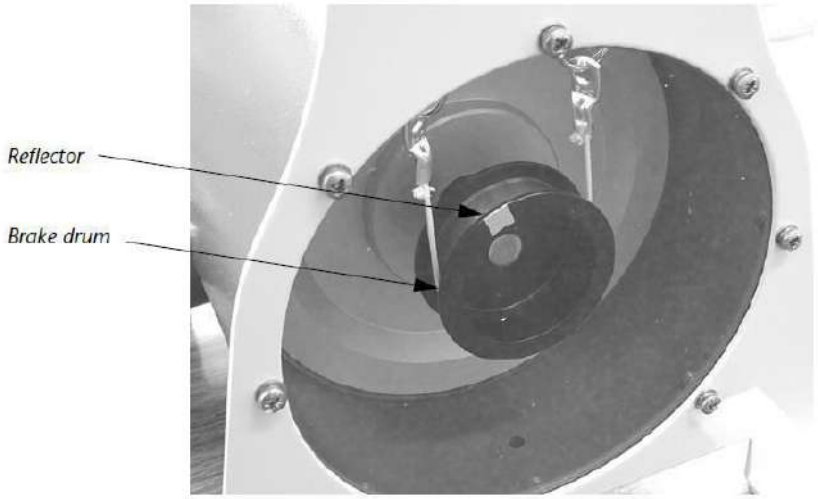


Figure. III.8. Vue du dos

Les détails techniques sont donnés ci-dessous:

symbole	Description	Unités
N	vitesse de rotation de la turbine	tour/min
P_h	force hydraulique	W
P_m	puissance mécanique	W
η_h	efficacité hydraulique	%
T	Couple	Nm
P	Pression	Pa (Pascal)
Q_v	débit volumique	m^3/s
R	Rayon	M
A	lecture de la balance à ressort gauche	N(Newton)
B	lecture de la balance à ressort droite	N(Newton)
F	Force	N(Newton)

III.3.3. ÉQUATIONS UTILES

Puissance de la turbine

C'est la puissance absorbée par la roue de turbine extraite de l'eau,

$$p_w = \frac{2\pi NT}{60} \quad \text{Ou} = \omega T$$

Couple (T)

C'est le couple mesuré par les deux balances à ressort. Les balances mesurent la force de rotation du tambour à l'arrière de la turbine (voir Figure III.9). **[8]**

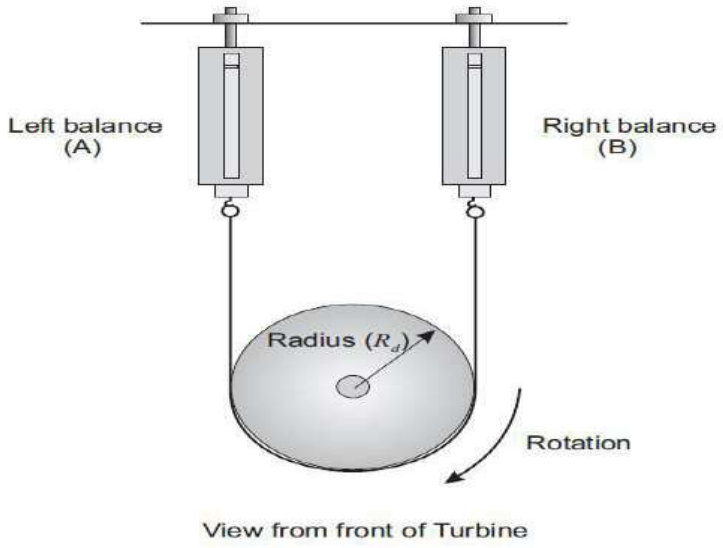


Figure. III.9. Mesure du couple

La force totale est la différence entre les lectures. En raison du sens de rotation, la balance à droite donnera une lecture plus grande que la balance à gauche, donc pour simplifier:

$$FD = B - A$$

Le couple est le rayon du tambour multiplié par la force: $T = Rd \times Fd$

III.3.4.LA ROUE PELTON :

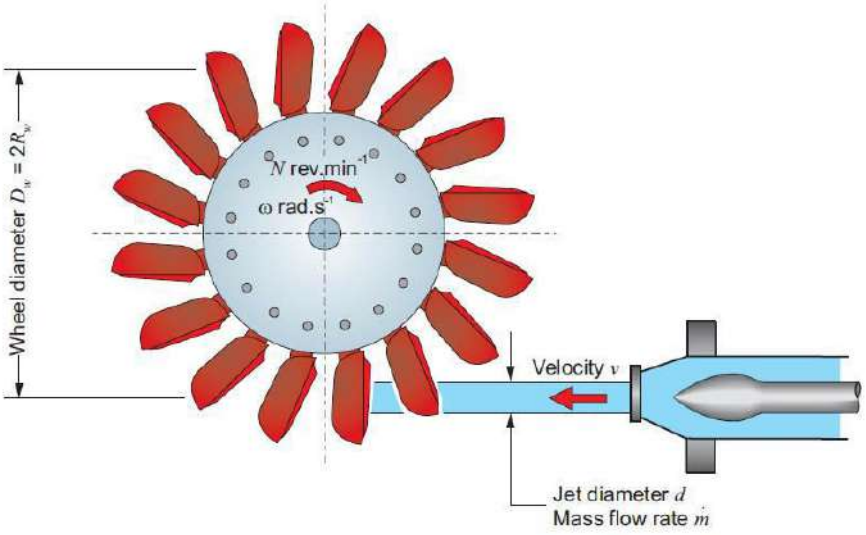


Figure. III.10. Disposition de la roue Pelton

La Pelton Wheel a besoin d'une source d'eau pour fonctionner. Si la hauteur d'eau est connue, ainsi que le débit, il est alors possible de trouver la meilleure taille de roue à utiliser, la vitesse à laquelle elle doit tourner pour obtenir le maximum d'efficacité et quelle puissance elle est susceptible de développer.

La vitesse dans le jet peut être estimée en utilisant la tête fixe connue. Le diamètre du jet peut alors être trouvé à partir du débit connu. Un diamètre de roue approprié peut être choisi en fonction de la taille du jet; typiquement la roue aurait un diamètre de 10 fois celui du jet. La meilleure vitesse de rotation peut alors être choisie, de sorte que la vitesse des godets soit environ la moitié de celle du jet.

La puissance délivrée dans le jet peut être calculée à partir de la vitesse et de la section du jet. La puissance développée par la roue Pelton sera inférieure à celle-ci, dans le rapport efficacité de la roue, qui peut être estimé en se référant aux performances connues de machines existantes de taille et de rendement comparables.

En fonction de la hauteur disponible et du débit disponible, la taille et la vitesse de la roue Pelton obtenue de cette manière peuvent se révéler impraticables ou non rentables. Heureusement, d'autres types de turbines à eau sont disponibles pour répondre à une grande variété de circonstances.

La roue Pelton est généralement choisie lorsque la hauteur disponible est élevée, mais le débit est comparativement faible

III.3.5.PROCÉDURE DE TEST :

1. Créez trois tableaux de résultats vierges, similaires au tableau 1.

flux initial **réglage de la lance** **pression d'entrée** **puissance d'entrée**					
Vitesse de rotation (tour/min)	**Force de ressort gauche (N)**	**Force de ressort droit (N)**	**Couple(Nm)**	**Puissance (W)**	**Efficacité %**

Tableaux III.2 : résultats de TP

2. Ajustez les balances à ressort pour ne pas charger et assurez-vous qu'elles affichent 0 (zéro).

3. Fermez complètement la valve de lance (tournez-la complètement dans le sens des aiguilles d'une montre).

4. Mettez le banc hydraulique en marche et ouvrez lentement sa vanne de régulation tout en ouvrant la vanne à flèche (tournez-la dans le sens inverse des aiguilles d'une montre) jusqu'à ce que le débit du banc soit au maximum et que la vanne à flèche soit complètement ouverte.

5. Utilisez le banc hydraulique pour mesurer le débit initial à titre de référence. Notez la pression d'entrée.

6. Utilisez le tachymètre optique pour mesurer la vitesse maximale (sans charge) de la turbine. Pour ce faire, placez le tachymètre contre la fenêtre transparente à l'arrière de la turbine et utilisez-le pour détecter l'autocollant réfléchissant sur le tambour.
7. Augmentez lentement la charge par étapes pour obtenir au moins six séries de résultats. À chaque étape, enregistrer la vitesse de la turbine et la lecture de chaque balance à ressort. Arrêtez-vous lorsque la vitesse devient instable ou que la turbine cesse de tourner.
8. Répétez l’essai avec la valve à harpon environ 50% ouverte et environ un quart ouvert (25%). La quantité exacte d'ouverture du clapet n'est pas importante, tant qu'elles sont différentes les unes des autres pour comparer l'effet.

III.4 .Conception de la turbine de Pelton par solide Works

L'assemblage avec vue d'éclaté des éléments de la turbine Pelton pour défini le fonctionnement de mouvement de la turbine avec les injecteurs.

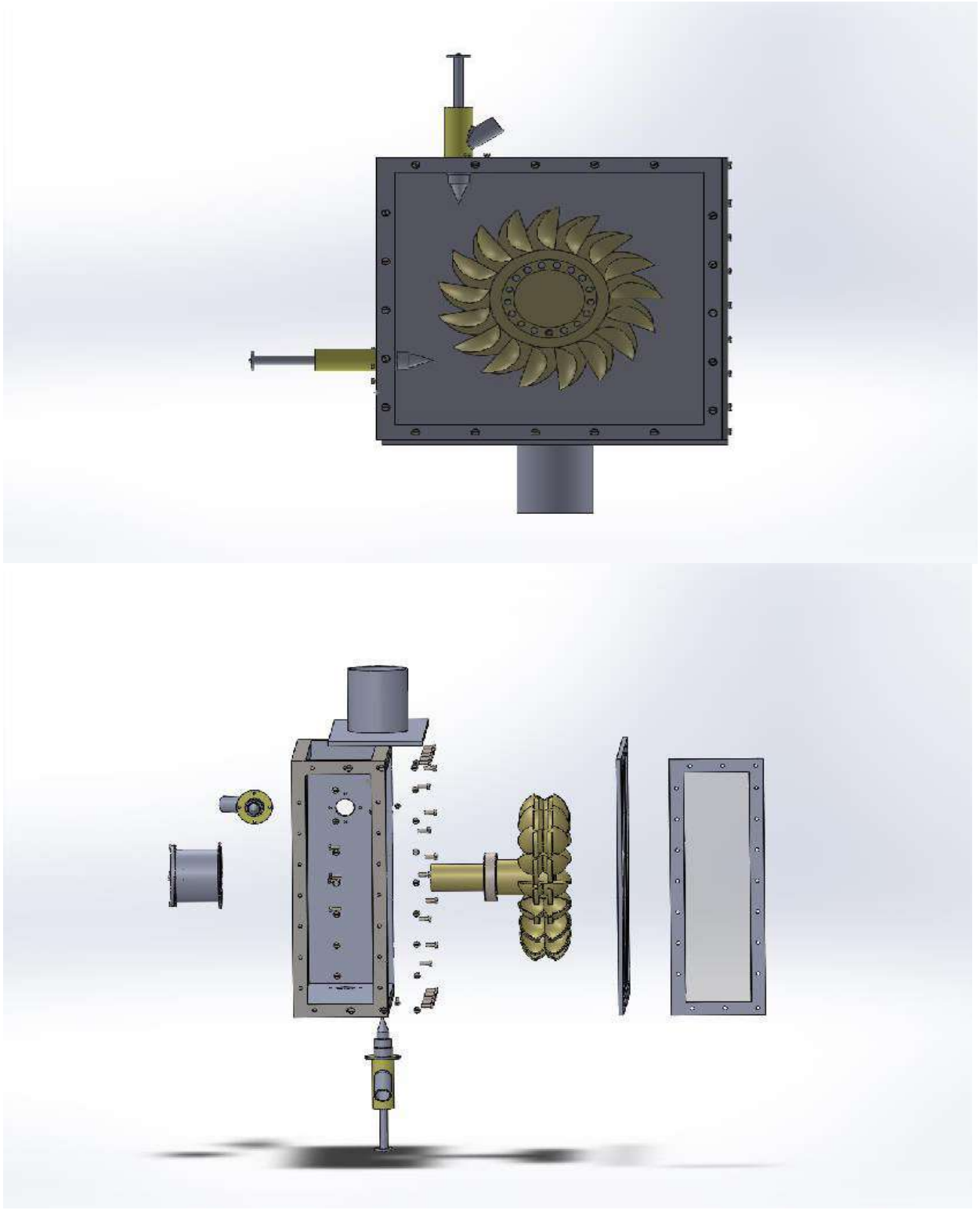
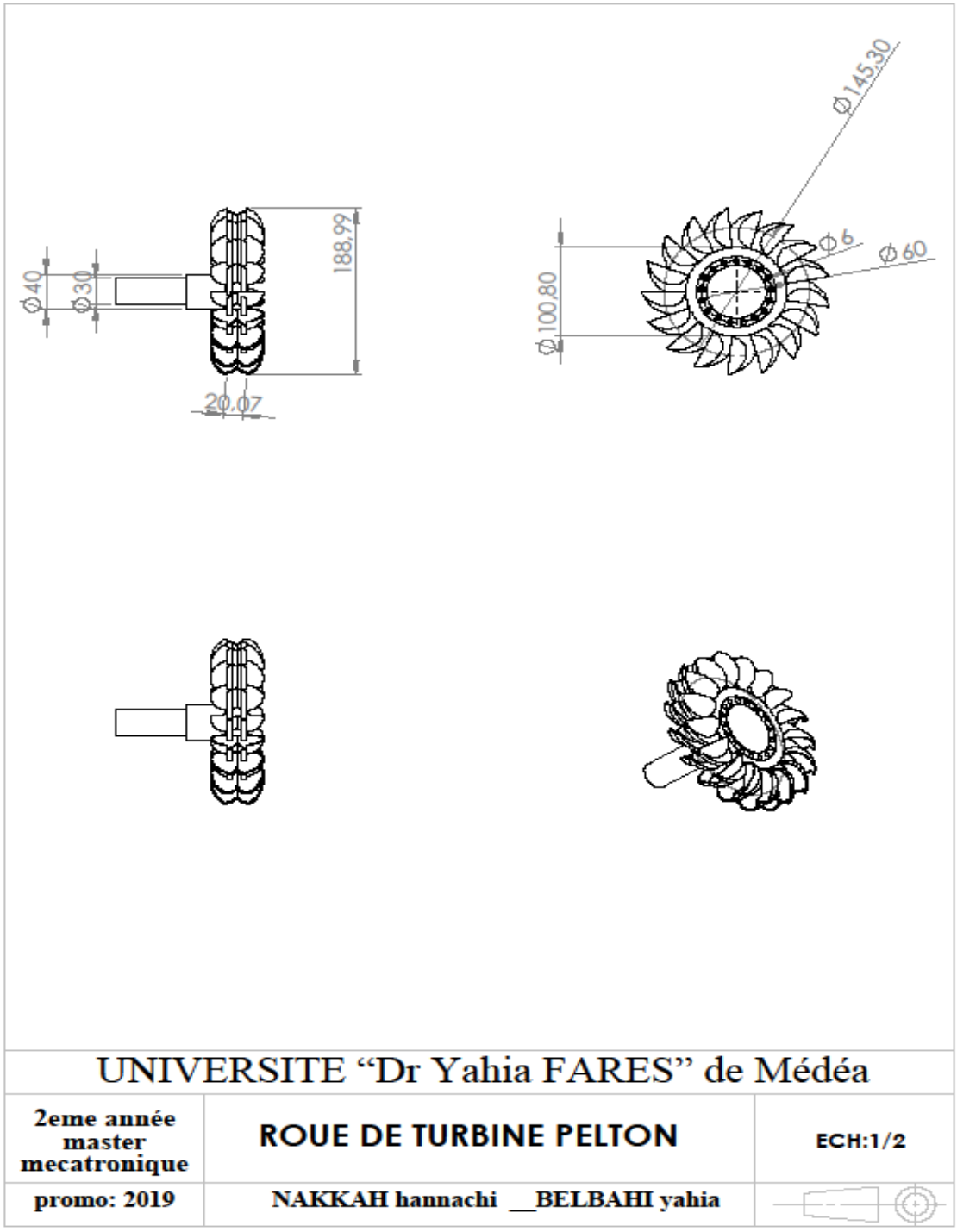
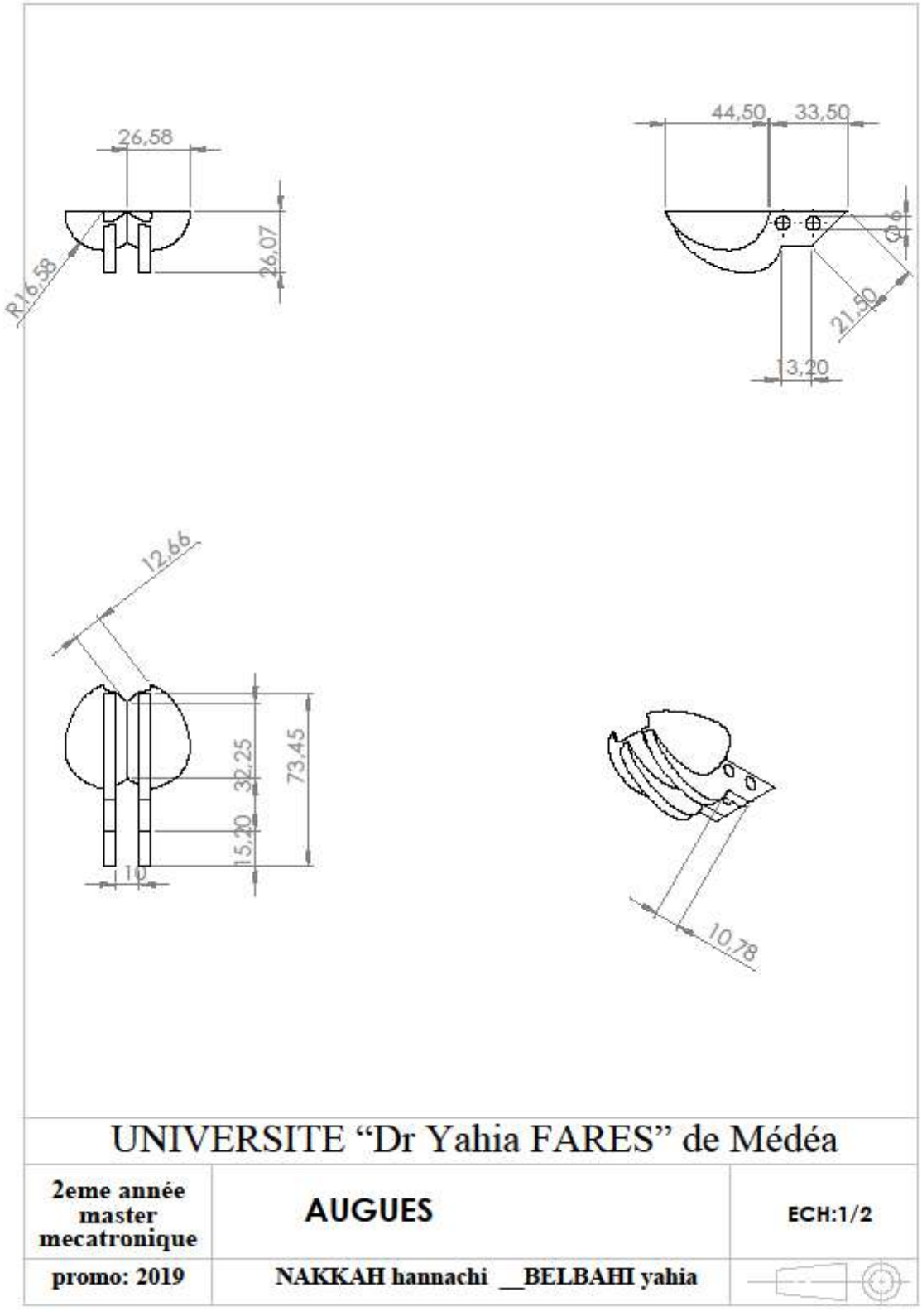


Figure. III.11turbine de Pelton par solide Works

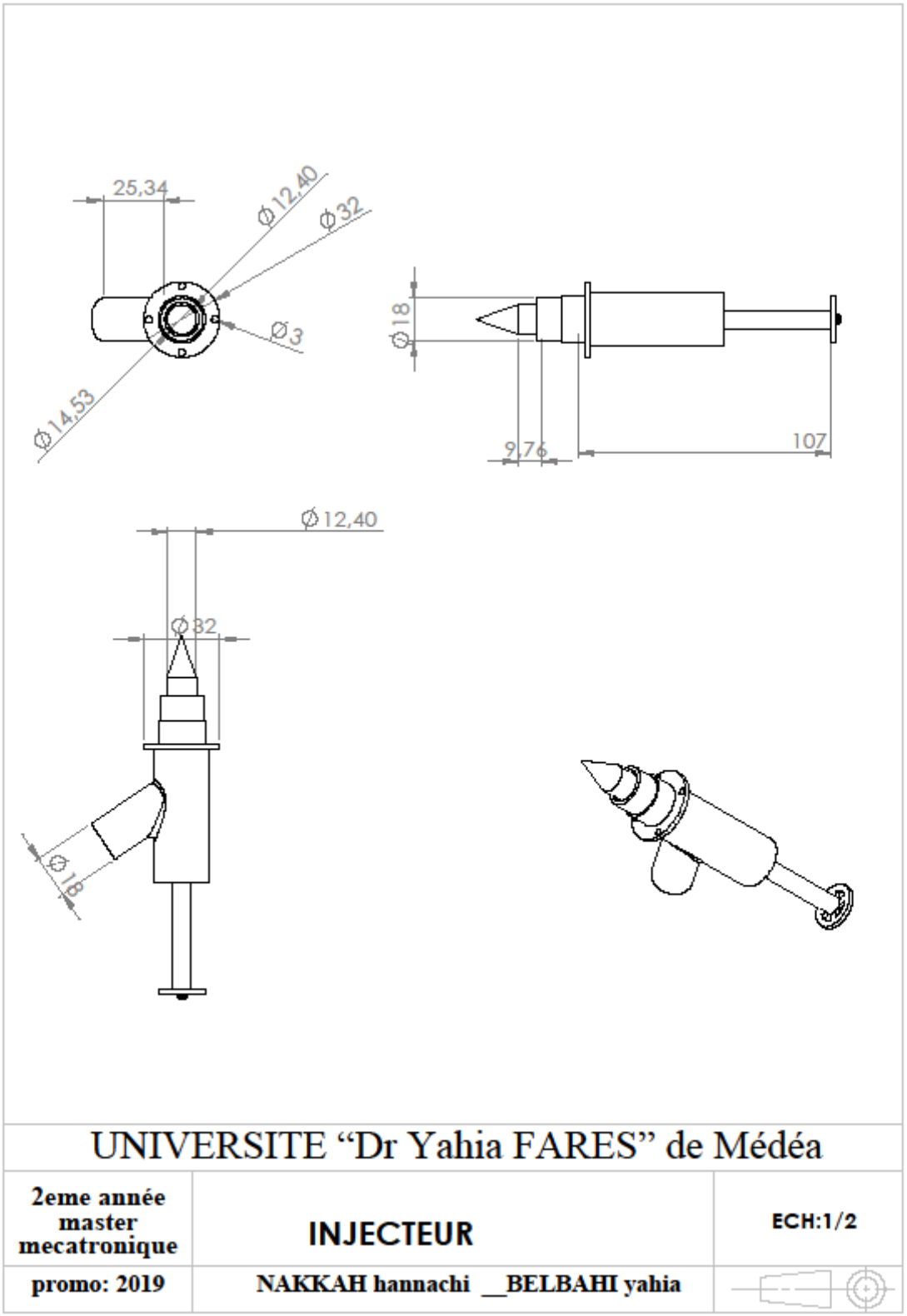
III.4.1Les dessin définition des éléments de la turbine :

Dessin définition de l'assemblage des éléments de la roue avec l'auget par solidWorks





Dessin définition des auges par solidworks avec les dimensionnements réel, voir le chapitre II



Dessin définition de l’assemblage des éléments de l’injecteur par solidworks comme on a calcules dans le chapitre du dimensionnement

III.5.Conclusion

Dans ce chapitre on a fait la conception de la turbine de Pelton par solide Works et l'assemblage des éléments, c'est un important pour réaliser et définie la turbine avec le dimensionnement de chaque élément.

Chapitre IV

Modélisation et simulation de la turbine

IV.1.Introduction

Pour faire fonctionner une turbine correctement, un système de régulation doit être mis en place. Ce dernier doit permettre d'adapter le régime de vitesse de la turbine en fonction de la consommation électrique et du débit à l'entrée de la prise d'eau. Cette régulation doit permettre de maintenir la vitesse de rotation la plus constante possible afin que le réseau reste calé sur sa fréquence propre, en l'occurrence 50 Hz.

IV.2. Les turbines et leur régulation

Il existe deux types de régulation :

- **La régulation vitesse débit**

Elle consiste à adapter le débit de l'eau afin de réguler la vitesse de rotation. Le contrôle du débit se fait par l'intermédiaire de pointeaux amovibles dans les injecteurs de la turbine Pelton En général, le contrôle des vannes se fait par l'intermédiaire de vérins qui sont commandés sur le principe de la rétroaction. La vitesse de rotation en sortie de turbine est mesurée à l'aide d'un capteur ou de la fréquence de réseau, l'information étant ensuite transmise à un micro-contrôleur qui calcule la course à donner aux vérins pour adapter le débit. Les meilleures régulations sont de type PID, c'est-à-dire Proportionnelle Intégrale Différentielle qui assure une correction à la fois précise et rapide.

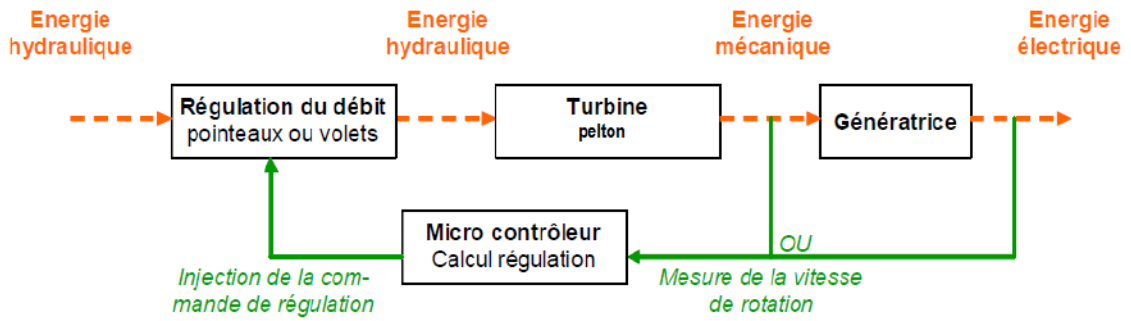


Figure .IV.1 : Principe de régulation « vitesse débit » **[9]**

De la même manière que pour la régulation « débit vitesse », le délestage de l'énergie excédentaire peut s'effectuer de manière automatique ou de façon manuelle. Lorsque la fréquence du réseau augmente, on connecte des charges résistives qui dissipe une partie de l'énergie sous forme d'effet joule. On augmente du même coup le couple mécanique de la génératrice et on réduit donc la vitesse de rotation de la turbine. Inversement, en déconnectant des résistors, on réduit la charge du réseau, le couple dans la génératrice devient moins important et la vitesse de rotation de la turbine augmente.

- **La régulation charge fréquence :**

Elle agit afin de garder constante la charge électrique du réseau, sans système de contrôle du débit. La régulation s'effectue par dissipation du surplus d'énergie dans des charges résistives. Toute l'énergie non consommée est redirigée dans une batterie de résistance. La centrale tourne donc toujours au maximum de sa capacité, produisant sa puissance nominale.

Lorsque la connexion des charges se fait de manière automatique, il est nécessaire qu'un régulateur contrôle la vitesse de rotation de la turbine. En cas de rupture du circuit électrique, les charges résistives s'annulent et la vitesse de rotation de la turbine s'accélère puisque la charge hydraulique demeure inchangée. La turbine va donc s'emballer et une vitesse trop importante risque d'être fatale aux équipements. La présence d'une alimentation électrique de secours est donc obligatoire afin de limiter tout phénomène d'emballement. De plus, la régulation « charge fréquence » s'adapte mal pour des centrales ayant une puissance nominale supérieure à 100 kW, l'énergie à dissiper étant trop importante.

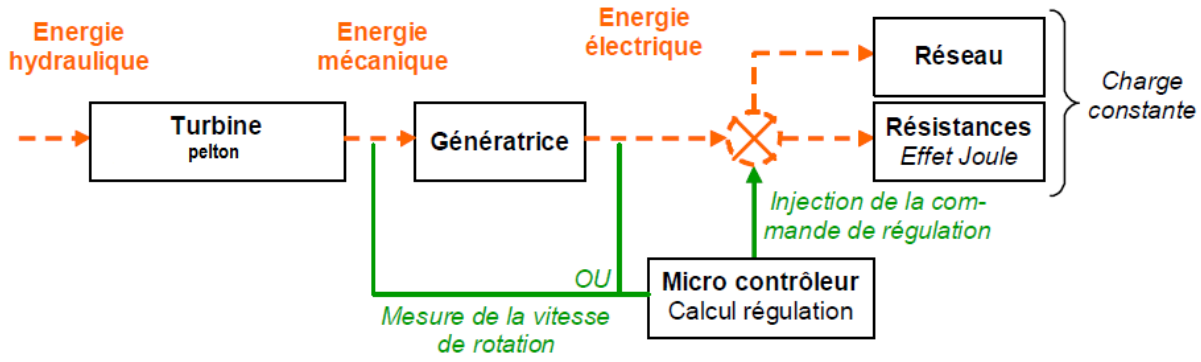


Figure .IV.2: Principe de régulation « charge fréquence » **[9]**

IV.3.modèle d'une microcentrale hydroélectrique en vue d'une simulation sous Simulink :

Les composants essentiels d'une microcentrale hydroélectrique (MCH) sont représentés sur la Figure .IV.3suivante :

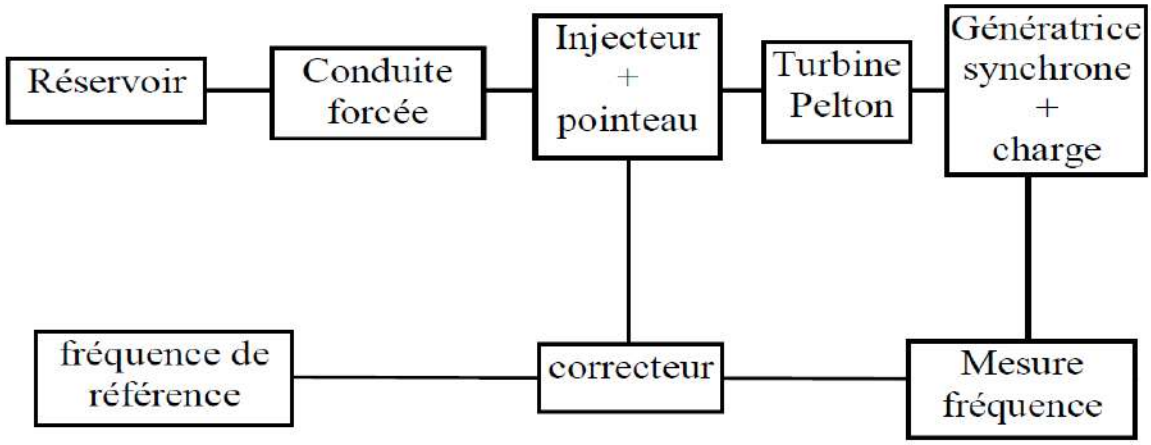


Figure .IV.3*:* diagramme des blocs du système MCH

IV.4.Modèle de la turbine Pelton

C'est une turbine à action, c'est-à-dire que l'énergie de l'eau à l'entrée de la turbine est entièrement transformée en énergie cinétique et elle sort à la pression atmosphérique. La puissance hydraulique fournie à la turbine est donnée par l'expression de la chute efficace suivante**(10)** :

$$H_e = \frac{U}{g}(V - U)(1 + m\cos\beta) \qquad (2.1)$$

U: vitesse d'entraînement de la turbine

V: vitesse de l'eau au contact du jet avec l'auget

g : accélération de la pesanteur

m : rapport des vitesses relatives de l'eau au contact du jet avec l'auget et à la sortie à l'extrémité de l'auget.

β: Angle entre les vecteurs de vitesse de l'eau d'entrée et de sortie au contact de l'auget

La puissance de la turbine est donnée par :

$$p_t = \rho g Q_t H_e \qquad (2.2)$$

Q_t: Débit volumique de la turbine [m3/s]

ρ= 1000kg/m3 : masse volumique de l'eau

H_e: Hauteur efficace[m]

Le couple fournie par la turbine est :

$$C_t = \frac{P_t}{\Omega_t} \quad (2.3)$$

la vitesse linéaire de la turbine s'écrit :

$$U = \Omega_t \frac{D_t}{2} \quad (2.4)$$

Avec :

Ω_t: vitesse angulaire de la turbine en rd/s

D_t: Diamètre de la turbine en mètre.

Finalement les relations (2.1), (2.2), (2.3), et (2.4) conduisent à l'expression suivante du couple:

$$C_t = \rho Q_t \frac{U}{\Omega_t}(V - \frac{D_t}{2}\Omega_t)(1m\cos\beta) \quad (2.5)$$

Les unités SI sont utilisés, pour les grandeurs physiques, alors que pour le modèle nous utilisons les grandeurs réduites « per unit system » :

q_t: Débit de la turbine en (pu)

γ_t: vitesse du jet en (pu)

n_t: vitesse de la turbine en (pu)

c_t: Couple de la turbine en (pu)

Ainsi on a :

$$Q_t = q_t\, Q_{tn}$$
$$V_1 = \gamma_t\, V_{1n}$$
$$\Omega_t = nt\Omega_{tn}$$

$$C_t = ctC_{tn}$$

Q_{tn}: Débit nominal de la turbine en (m^3/s)

C_{tn}: Couple nominal de la turbine en (N.m)

V_{1n}: vitesse nominale du jet en (m/s)

Ω_{tn}: vitesse nominale de la turbine en (rd/s)

La relation (2.5) devient :

$$ct = \rho qtQ_{tn}\frac{D_t}{2Ctn}(\gamma tV_{1n}\text{-}\frac{D_t}{2}Q_n n_t)(1 + m\cos\beta) \quad (2.6)$$

On pose :

$$K_t = \frac{Dt\Omega tn}{2V1n} \quad (2.7)$$

Pour les valeurs nominales :

$q_t = 1$;$\gamma_t = 1$; $n_t = 1$;$c_t = 1$

La relation (2.6) conduit donc à l'expression du débit suivante :

$$Q_{tn} = \frac{2C_{tn}}{\rho D_t V_{1n}(1-K_t)(1+m\cos\beta)} \quad (2.8)$$

en remplaçant Qtnpar l'expression (2.8) dans la relation (2.6) on obtient donc :

$$ct = \frac{q_t(\gamma_t - k_t n_t)}{1-k_t} \quad (2.9)$$

La puissance de la turbine est donnée par la relation :

$$p_m = c_t n_t \quad (2.10)$$

pour la vitesse du jet, et en considérant certaines approximations on a :

$$V1 = \sqrt{2gH_t} \quad (2.11)$$

Ou$H_t$représente la chute nette.

La chute nette en fonction de la chute nette nominale et la chute nette en (pu) s'écrit :

$$H_t = h_t H_{tn} \quad (2.12)$$

la relation (2.11) s'écrit en utilisant les grandeurs réduites sous la forme :

$$V_1 = \gamma_t V_{1n} = V1 = \sqrt{2g} H_t \qquad (2.13)$$

D'ou l'expression de la vitesse de la turbine en (pu) :

$$\gamma_t = \sqrt{h_t} \qquad (2.14)$$

la turbine peut donc être représentée par le modèle suivant

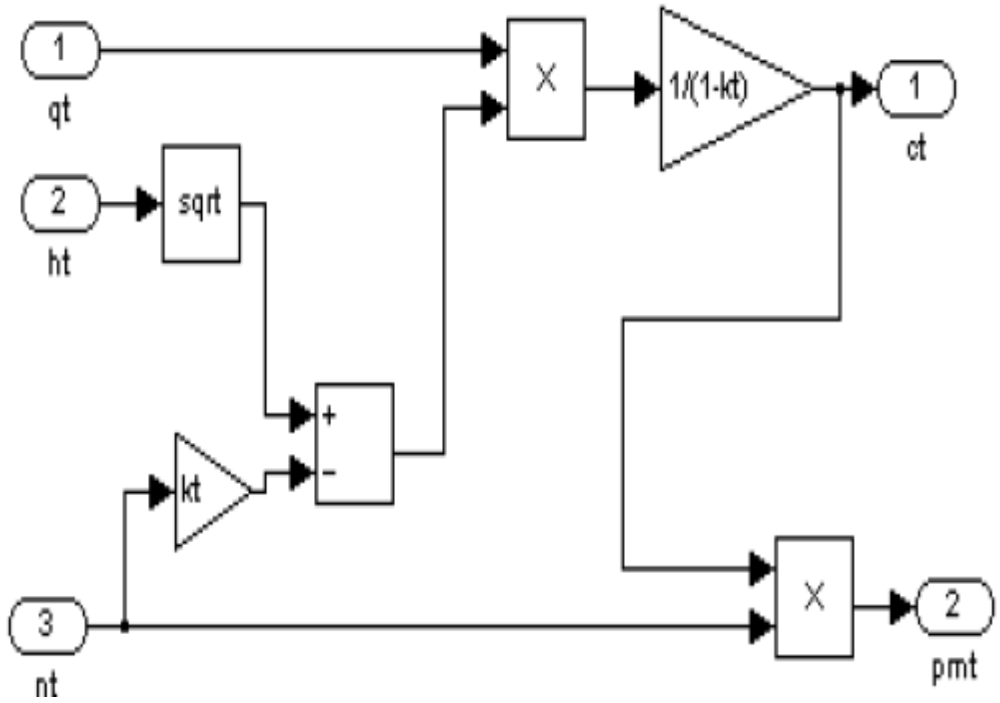


Figure .IV.4*:* modèle d'une turbine Pelton**. [10]**

IV.4 Topologie en mode ilote (vitesse fixe)

IV.4.1 System Micro-hydraulique à base de Batteries

Roberto et Guillermo [Lei-1998], affirment que traditionnellement, la topologie des microcentrales hydroélectriques utilise les génératrices à courant continu ou synchrone, principalement pour la charge de batteries et / ou pour pomper de l'eau. L'inconvénient de cette topologie est que le générateur a besoin d'un système d'excitation indépendant et de balais.

Cette topologie est montrée sur la figure 9. Le système basé sur les batteries présente une flexibilité et il peut être combiné avec d'autres sources renouvelables, comme les aérogénérateurs et les systèmes photovoltaïques. Il est souvent possible d'utiliser un banc de

batteries réduit, parce que le débit est relativement invariant. La puissance de sortie est limitée par la taille de l'onduleur, La différence de puissance entre la consommation et la demande sera stockée ou absorbé par les batteries. Occasionnellement, la charge de dissipation est introduite dans le système pour évacuer l'excès de puissance produite lorsque les batteries

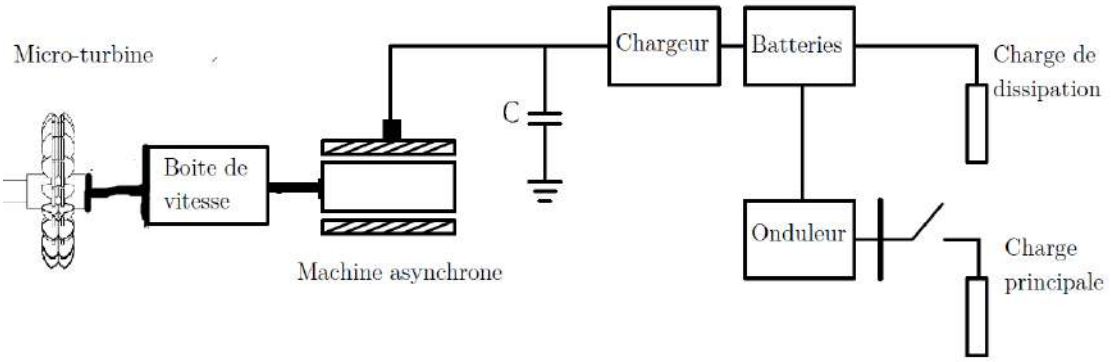


Figure .IV.5 : System Micro-hydraulique à base de Batteries**[11]**

IV.5.modèle de l'injecteur :

L'injecteur étant donné qu'il est formé par un pointeau qui se déplace dans une sorte de forme Conique, sa modélisation revient à calculer la surface par laquelle passe le jet d'eau. En Prenant un injecteur de la forme suivante :

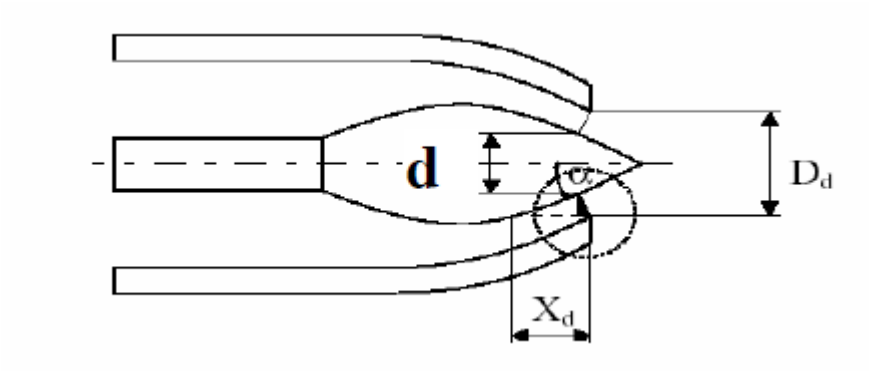


Figure .IV.5*:* schéma de principe d'un injecteur

La surface par laquelle passe l'eau s'exprime par :

$$S_d = \pi \frac{D_d - d}{2} X_d \sin \alpha \qquad (2.15)$$

Avec :

D_d : Diamètre extérieur de l'injecteur

d : diamètre tangentiel du pointeau avec l'ouverture de la buse

α: angle d'ouverture du pointeau

X_d: ouverture en mètre du pointeau (avancement)

or:

$$d = D_d - 2X_d \sin\alpha \,.\cos\alpha \qquad (2.16)$$

en remplaçant d dans (2.15) on trouve pour S_d:

$$S_d = \pi \sin\alpha (D_d X_d - X_d^2 \frac{\sin 2\alpha}{2}) \qquad (2.17)$$

Le débit dans la turbine est :

$$Q_t = S_d V_1 \qquad (2.18)$$

En grandeurs réduites, la surface $S_d$et l'avancementdu pointeau X_ds'expriment :

$$S_d = s_d S_{dn} \qquad (2.19)$$

$$X_d = x_d X_{dn} \qquad (2.20)$$

En combinant les relations (2.19), (2.20) et (2.17) on trouve :

$$Sd = \frac{\pi D_d X_{dn} \sin\alpha}{S_{dn}} (x_d - k_d x_d 2) \qquad (2.21)$$

Avec :

$$k_d = \frac{\sin 2\alpha^2}{2D_d} X_{dn} (2.22)$$

pour des valeurs nominales: $S_d = 1$; $X_d = 1$ On a :

$$1 = \frac{\pi D_d X_{dn} \sin\alpha}{S_{dn}} (1 - k_d) \qquad (2.23)$$

Donc :

$$S_{dn} = \pi \sin\alpha D_d \, X_{dn} (1 - kd) \qquad (2.24)$$

En remplaçant S_{dn}par sa valeur on aura :

$$S_d = \frac{x_d (1 - k_d x_d)}{1 - k_d} (2.25)$$

Et :

$$q_t = S_d \gamma_t \qquad (2.26)$$

D'ou le modèle suivant pour l'injecteur :

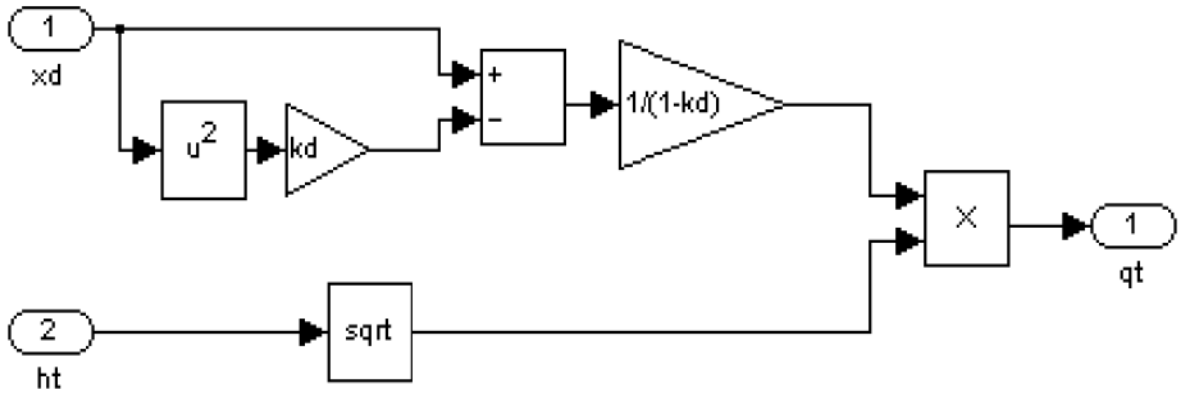


Figure .IV.6*:* modèle de l'injecteur

IV.5.1Loi de fermeture de la buse d'injection

L'injecteur d'une turbine Pelton est utilisé pour convertir l'énergie de pression de l'eau en l'énergie cinétique du jet à grande vitesse d'une part et de réguler le débit d'écoulement d'autre par. Parce que les turbines Pelton sont très flexibles dans l'équilibrage de la charge du réseau, ils sont fréquemment démarrés et éteints, même en quelques heures. Quand l'arrêt de la turbine, l'injecteur doit être fermé dans un délai donné parles mesures prescrites. Une telle loi de clôture prédéfinie est généralement basée sur l'analyse des éléments suivants la réponse du système en termes de coups de bélier. La fermeture rapide de l'injecteur permet de provoquent toujours une augmentation rapide de la pression du système et peuvent entraîner des dommages de composants du système.

La fermeture linéaire de l'injecteur par changement linéaire de la course de l'aiguille est pratiquement déconseillée. Comme le montre la Fig. 3.13, qui est calculée à l'aide de la fonction (3.12), la fermeture linéaire de l'injecteur (ligne pleine) entraîne une fermeture non linéaire de l'injecteur. Modification du débit. Un changement rapide du débit, tout en atteignant l'aiguille stroke s=0 provoquera certainement une augmentation rapide de la pression du système et devrait le faire, donc, le plus probablement être évité. Une méthode efficace consiste à définir la méthode de clôture. **[12]**

Dans la pratique, une loi de clôture non linéaire est souvent utilisée pour obtenir un meilleur résultat. Réponse de pression dans le système. La figure 3.14 montre une telle réponse de pression dans un système hydraulique commun, à la fois à partir des mesures et des calculs. Dans le cadre du temps de fermeture (t < 47s), l'augmentation de la pression au niveau de l'injecteur pourrait être amorti avec succès. Pour des raisons de comparaison, la réponse de pression possible l'injecteur à une loi de fermeture linéaire de l'injecteur doit être pris en compte. Voici illustrée à la Fig. 3.15 sur la base des calculs de débits transitoires avec le même algorithme. Qui a déjà été validé de manière satisfaisante à la figure 3.14. Évidemment, la pression pendant le temps de fermeture dépend fortement de la loi de fermeture de l'injecteur.

Les résultats ci-dessus suggèrent la question de savoir comment la loi de fermeture de l'injecteur afin de minimiser l'augmentation de pression dans le système. En général, la loi de fermeture peut être approchée par une équation parabolique. Pour le débit nominal

soit l'ouverture nominale (s0,N) de la buse de l'injecteur et pour un temps de fermeture t0,

N, la loi de fermeture peut être définie par

$$s = S_{o,N} - S_{o,N}(2 - \frac{t}{t0,N})\frac{t}{t0,N}$$

IV.5.2 Injecteurs avec servomoteur interne

Dans la configuration des injecteurs de turbine Pelton, le servomoteur est parfois installé dans la conduite de refoulement. L'avantage d'une telle configuration est que l'optionnel amont de l'injecteur n'a pas besoin d'être plié. Le flux qui s'approche à l'injecteur reste ainsi intact. Toutefois, l'inconvénient connexe est le suivant la faible accessibilité pour l'entretien et les inspections. Un injecteur avec servomoteur interne est représenté sur la Fig. IV.7. Pour déterminer la force d'appui requise du servomoteur, la force de l'aiguille ainsi que la force d'appui de l'aiguille.la force du ressort doit être connue. La condition que la buse, dans chaque situation, soit en mesure de fermer automatiquement s'applique également ici. La force de l'aiguille se compose principalement d'une force intégrée qui exerce une tendance à l'ouverture et une force de pression à l'arrière du côté de l'aiguille, provoquant une tendance à la fermeture. La détermination de la force d'ouverture de l'intégration de la pression statique sur la tête de l'aiguille peut être réalisée par la même procédure de calcul que celle décrite dans la section pour l'injecteur avec le servomoteur externe. La force de pression statique

constante(p) sur la face arrière de l'aiguille produit une force avec une tendance à la fermeture **[12]**;

elle est donnée par

$$F_{Rearp}=(p_{tot}+P_{0\ -}\frac{1}{2}\rho c^2)\frac{\pi}{4}(D_N^2{}_-\ D_s^2)$$

La vitesse d'écoulement c est calculée à partir du débit et de la section de débit constante àla position correspondante.

C'est presque indépendamment de la course de l'aiguille et donc du débit.

La force totale avec une tendance à la fermeture représente la force d'appui qui doit être fournie par le servomoteur pour équilibrer l'aiguille à chaque position donnée. Il s'agit calculé comme

$$F_{Motor}=F_{aiguille,In}\text{-}F_{recule}+F_{piston}+F_{ressort}$$

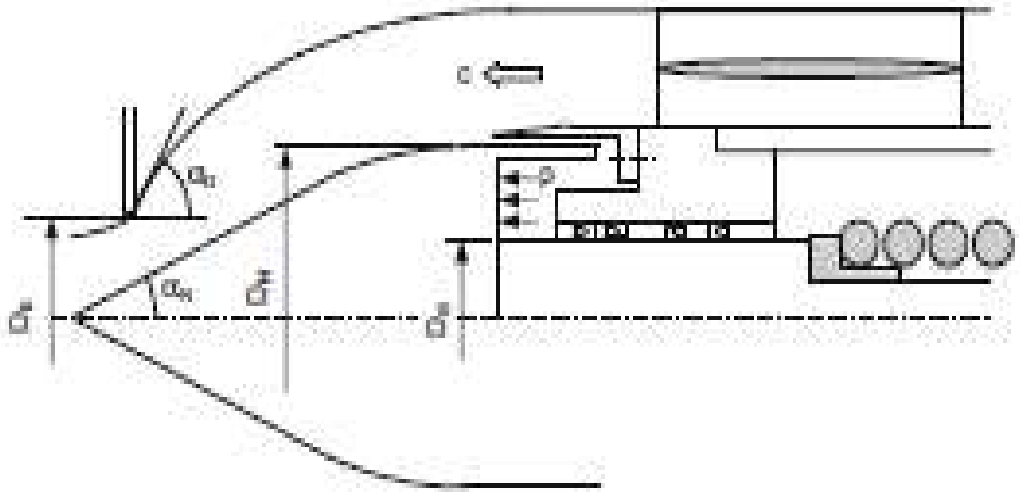


Figure .IV.7 Injecteurs avec servomoteur interne

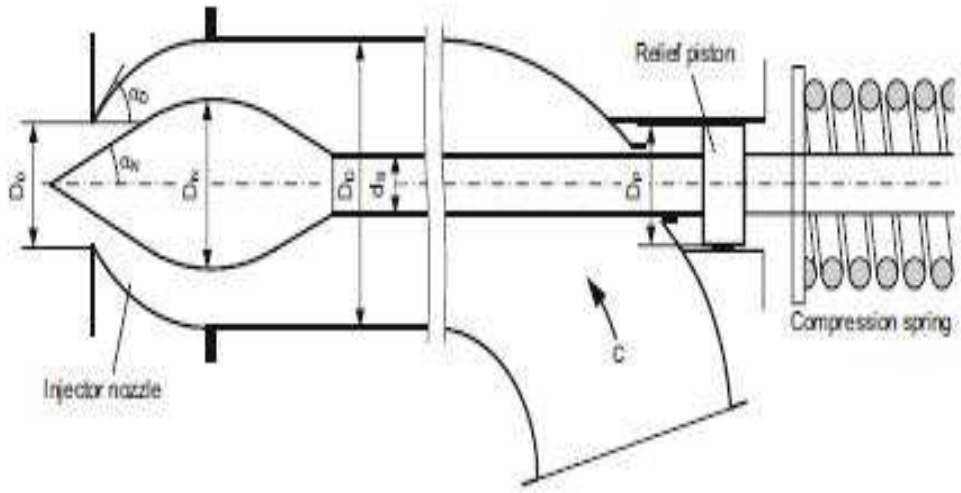


Figure .IV.8 : Injecteurs avec servomoteur interne sont chargés. **[12]**

IV.6 schéma Simulink par matlab

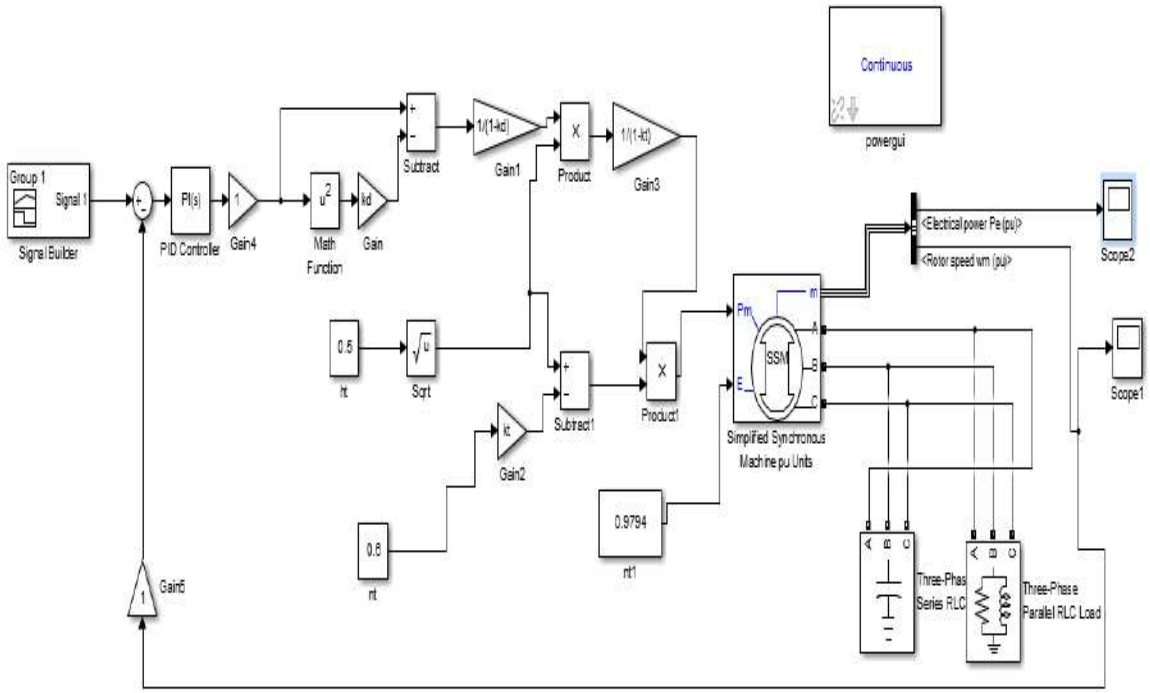


Figure .IV.10 Simulink par matlab5

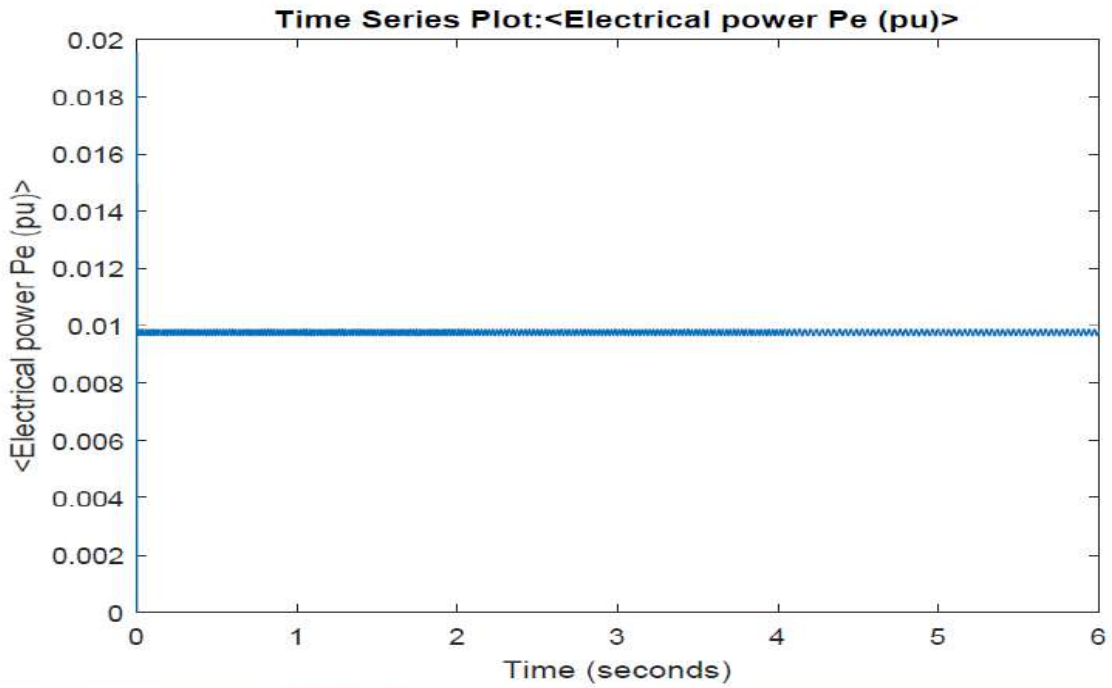
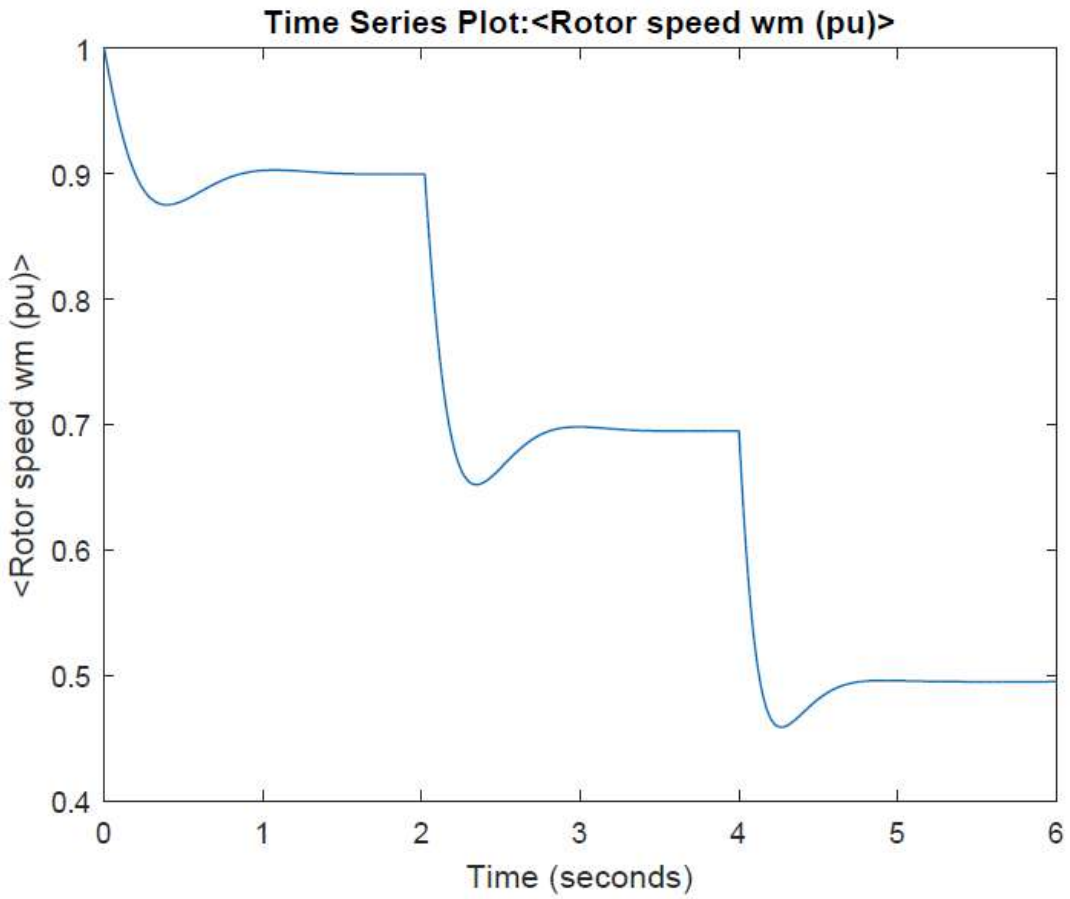


Figure IV.11 stabilité de courant



FigureIV.12 stabilité de vitesse de rotation

IV.7 Conclusion

La simulation et la régulation sont très importantes pour l'étude et la réalisation du schéma bloc de simulation afin de réaliser un système stable.

Conclusion générale

Dans ce travail, nous sommes intéressés à l'étude et la simulation d'un banc d'essai de turbine de Pelton.

On a proposé une conception de la turbine avec un dimensionnement des différents éléments nécessaires du banc.

En outre, on a proposé un schéma bloc pour réaliser système de régulation stable. Il permettra de contrôler les paramètres d'entrée (Input) et les paramètres de sortie du banc.

L'outil utilisé pour arriver à ce but est l'environnement « matlab Simulink » et logiciel de dessin « SolidWorks».

Cette modalisation nous a permis aussi d'aboutir à des schémas blocs qui seront exploités dans la simulation du système turbine Pelton.

En perspectives, on propose la réalisation du banc sur la base du dossier technique proposé dans ce travail suivi d'un manuel d'utilisation. Ce banc d'essai pourra être exploité dans les TP de Turbomachines par les étudiants ou même utilisé par un investisseur qui veut fabriques des turbines Pelton.

Références bibliographique

[1]Mr. hachemi Tarik Mr. djerbi lyes, Etude et commande d'un système hydraulique à vitesse variable, Mémoire de Master, Université Abderrahmane MIRA Bejaia, Promotion 2017

[2]Tahir Raouf, Drehbuche el Aziz, Commande en puissance d'une centrale Hydroélectrique, Mémoire de Master, Université Abderrahmane Mira, 2015

[3] kifumbi francis mafuta, conception et modélisation numérique d'un simulateur de mini-centrale hydroélectrique muni des turbines francis, Pelton et cross-flow pour la caractérisation des performances et l'étude de la cavitation, université du québec en abitibi-témiscamingue, Mémoire de Master ,2018

[4]Yves pannatier, Optimisation des stratégies de réglage d'une installation de pompa Turbinage à vitesse variable, thèse doctorat, 2010,

[5]ing. r. Vermeulen ir v. kelner, Conception d'une turbine hydraulique de type Pelton à axe vertical, http://www.isilf.be/Articles/ISILF18p1gramme.pdf, Rwanda, 2018

[6]Dimensionnement des Turbines, Lycée Chevrollier ,https://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr.sti/files/ressources/techniques/767/767-dimensionnement-des-turbines.pdf, mars 2010

[7]Site web, https://docplayer.fr/33139707-Turbine-pelton-micro-hydraulique-carte-d-identite-de-la-technologie-1-description-technique-i-presentation.html

[8]prof. Dr. Kemal furkan sökmen, res. Asst. Emre Demirci, pelton turbine test expriment sheet, Bursa technical University, 2016

[9]Steve lescan -sylvain jerared ,element de micro hydraulique rapport de projet industriel 2/3,http://www.energies-sans-frontieres.org/pdf/docs-techniques/Turbine_hydro_electrique/Notions/Rapport%20partie%202%20-%20elements%20de%20micro%20hydraulique.pdf, 2009

[10] schenani, m., & doubabi, s. régulation avec compensateur anti-windup d'une micro centrale hydroélectrique, université cadi ayyad Marrakech, Maroc

[11]Lakhdar Belhadj, Optimisation du contrôle commande d'un système Hydraulique réversible à vitesse variable, thèse université de Grenoble, français, 2013

[12] Zhang, Z. (2016). Multi-jet Pelton Turbines. In Pelton Turbines (pp. 243-246). Springer, Cham.