

## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS .....	i
TABLE DES MATIÈRES .....	ii
LISTE DES NOTATIONS .....	v
LISTE DES TABLEAUX .....	vii
LISTE DES FIGURES .....	viii
LISTE DES IMAGES .....	ix
INTRODUCTION.....	1
PARTIE I – GÉNÉRALITÉS.....	2
1.1 Les turbines hydrauliques .....	2
1.2 Les turbines à Action.....	3
1.2.1 Principe de fonctionnement.....	3
1.2.2 Turbine Pelton.....	4
1.2.3 Turbine Crossflow .....	6
1.3 Les turbines à Réaction .....	7
1.3.1 Principe de fonctionnement.....	7
1.3.2 Turbine Francis .....	9
1.3.3 Turbines hélice et Kaplan.....	10
PARTIE II – ÉTUDES DES COMPOSANTS D'UNE TURBINE PELTON .....	12
2.1 La roue ou rotor .....	12
2.2 Les injecteurs .....	14
2.3 Générateur .....	14
2.4 Caisson de la turbine .....	16
2.5 Disposition du groupe Turbine-Générateur .....	16
2.6 Composition des matériaux .....	19

PARTIE III – ÉTUDE THÉORIQUE ET CINÉMATIQUE .....	20
3.1    Modèle de conduite .....	20
3.2    La dispersion du jet sur l'auget.....	21
3.3    Triangle de vitesse.....	22
3.4    Fonctionnement à chute et vitesse constantes .....	24
3.5    Équilibrage de la roue .....	24
PARTIE IV – DIMENSIONNEMENT POUR UN MICRO TUBINE PELTON .....	30
4.1    Classification des turbines .....	31
4.2    Rendement .....	33
4.2.1    Rendement de la turbine.....	33
4.2.2    Rendement du générateur.....	33
4.2.3    Rendement total .....	33
4.3    Vitesse spécifique et nombre de jet.....	34
4.4.1    Vitesse spécifique .....	34
4.4.2    Courbe de la vitesse spécifique.....	36
4.4.3    Nombre de jet.....	38
4.4    Etude injecteur et jet.....	39
4.4.1    Détermination du diamètre du jet : .....	39
4.4.2    Détermination du diamètre de la buse d'injecteur .....	40
4.4.3    Variation du débit en fonction de la position du pointeau .....	41
4.4.4    Technologie de l'injecteur.....	44
4.5    Détermination du diamètre de l'arbre .....	46
4.5.1    Calcul des puissances .....	46
4.5.2    Calcul des moments.....	47
4.5.3    Disque de centrage.....	49
4.6    Dimension de la roue et de l'auget .....	50
4.6.1    Diamètre de la roue.....	50
4.6.2    Dimensionnement et nombre d'auget.....	51

4.6.3	Dimensionnement et nombre des boulons .....	52
PARTIE V – AVANTAGES D’UNE MICRO TURBINE PELTON .....		56
5.1	Principaux atouts de la microcentrale hydraulique .....	56
5.1.1	Environnement .....	56
5.1.2	Economie.....	57
5.1.3	Distribution d’électricité .....	58
5.1.4	Logistique.....	58
5.2	Avantages du Pelton multi-jets.....	58
5.3	Perspectives à Madagascar .....	60
CONCLUSION .....		61
BIBLIOGRAPHIE .....		62
WEBOGRAPHIE.....		63
ANNEXE I	TURBINE PELTON .....	I
ANNEXE II	ROUE PELTON .....	II
ANNEXE III	TURBINE PELTON .....	III
ANNEXE IV	INJECTEUR .....	IV
ANNEXE V	NOMENCLATURE .....	V
ANNEXE VI	NOMENCLATURE.....	VI
ANNEXE VII	AUGET .....	VII
ANNEXE VIII	BUSE.....	VIII
ANNEXE IX	GUIDE A AILETTE.....	IX

## LISTE DES NOTATIONS

### *Notations grecques :*

$\rho_1, \rho_2, \rho$  : masse volumique de l'eau

$\alpha$  : angle de l'arête médiane

$\beta$  : angle de dispersion sur l'intrados

$\varphi$  : coefficient de vitesse de l'injecteur

$\xi$  : rapport de la vitesse d'entraînement de l'auget à la vitesse absolue du jet d'eau

$\eta$  : rendement manométrique

$\eta_t$  : rendement de la turbine

$\eta_g$  : rendement du générateur

$\eta_{total}$  : rendement total

$\delta$  : longueur de pointe de pointeau en position fermée

$\sigma_{adm}$  : contrainte admissible

$\sigma_p$  : contrainte pratique

$\sigma_e$  : contrainte élastique dépendant de chaque matériau

$\omega$  : vitesse angulaire

### *Notations latines :*

$C_1, C_2$  : vitesse à l'entrée et à la sortie de la conduite

$g$  : accélération due à la pesanteur

$H, H_1, H_2$  : hauteur de chute

$p_1, p_2$  : pression atmosphérique

$u_1, u_2, u$  : vitesse d'entraînement

$w_1, w_2$  : vitesse de recule du jet

$P$  : puissance transmise à la roue

$Q$  : débit total de l'eau

$k$  : coefficient du rapport  $w_2/w_1$

$F$  : force tangentielle du jet sur l'arbre

$C$  : couple

D	: diamètre de la roue
$P_{hyd}$	: puissance hydraulique
Z	: nombre de jet
$d_{jet}$	: diamètre du jet
$n_s$	: vitesse spécifique
N	: vitesse de rotation
$P_{mec}$	: puissance mécanique
$P_{elec}$	: puissance électrique
$q_i$	: débit par injecteur
$d_b$	: diamètre de l'orifice de la buse
a	: rapport inversée du coefficient de contraction
$C_c$	: coefficient de contraction
L	: longueur de la distance entre la buse de l'injecteur et l'auget
$X_d$	: course du pointeau
S	: section du jet
$m_{it}$	: moment idéal de torsion
$m_{tf}$	: moment de flexion
$m_{tt}$	: moment de torsion
$m_{tmoteur}$	: moment du couple mécanique provoquer par le jet d'eau
$m_{trésistant}$	: moment du couple résistant produit par l'alternateur
f	: fréquence du courant
p	: nombre de pair de pole
$w_z$	: module de résistance en flexion
$d_a$	: diamètre de l'arbre
$Z_a$	: nombre d'auget
B	: dimension intérieure d'un auget

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Choix du générateur .....	15
Tableau 2 : Puissance et Caractéristiques d'un turbine selon la catégorie .....	31
Tableau 3 : Valeurs de $n_s$ en fonction du débit et de la hauteur .....	36
Tableau 4 : tableau de classification des turbines selon la vitesse spécifique $n_s$ .....	37
Tableau 5 : Nombre de jet en fonction de $n_s$ .....	38
Tableau 6 : Tableau de valeur expérimental du rendement de la turbine .....	46

## LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Ecoulement à travers un orifice.....	40
Figure 2 : Grandeurs expérimentales concernant l’injecteur.....	42
Figure 3 : Modèle hydraulique de l’actionneur .....	44
Figure 4 : Les composantes des forces pour la commande .....	45
Figure 5 : Figure du disque après tournage .....	49
Figure 6 : Figure du disque après perçage .....	50
Figure 7 : Proportions des augets en fonction du diamètre de jet .....	52
Figure 8 : Représentation des forces de cisaillements sur les boulons 1 et 2 .....	53
Figure 10 : Représentation des forces de cisaillements sur les boulons 3 .....	54

## LISTE DES IMAGES

Image 1 : Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique.....	2
Image 2 : Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement .....	3
Image 3 : Turbine Pelton .....	5
Image 4 : Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux .....	6
Image 5 : Vue en coupe d'une turbine Crossflow avec ses paramètres principaux .....	7
Image 6 : Image schématique d'une turbine à réaction .....	8
Image 7 : Turbine Francis.....	9
Image 8 : Turbine Kaplan .....	11
Image 9 : Rotor Pelton avec les augets fixés autour .....	12
Image 10 : Croquis d'un auget Pelton.....	13
Image 11 : Roue Pelton avec diamètre du cercle tangent au jet d'eau .....	13
Image 12 : Dispositions possibles de groupes turbine-générateur .....	18
Image 13 : Différence de pression, Bernoulli.....	20
Image 14 : Dispersion du jet sur un auget Pelton.....	21
Image 15 : Triangle de vitesse.....	22
Image 16 : Schématisation de la turbine et du guidage en rotation .....	25
Image 17 : Paramétrage du positionnement des masselottes.....	27
Image 18 : Classification des turbines selon H et $n_s$ .....	32
Image 19 : Perte dans un petite centrale hydraulique .....	34
Image 20 : Déflecteur sur une Pelton à 6 jets .....	46



## INTRODUCTION

Aujourd'hui, 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. Dans les pays en voie de développement, plusieurs sources d'énergies sont envisageables : comme l'énergie solaire, l'énergie éolienne ou la biomasse dans la mesure où, pour cette dernière, sa consommation est équilibrée par des plantations équivalentes ; les ressources en électricité fournies par la force d'écoulement de l'eau sont susceptibles de répondre, en divers endroits, à l'énorme demande d'électricité, quand les conditions hydrologiques s'y prêtent. Or, c'est une énergie propre et renouvelable pouvant satisfaire un besoin local avec un impact social et environnemental maîtrisé.

Ne doit-on pas contribuer fortement à la promotion de ces énergies renouvelables partout où cela est possible, particulièrement dans un pays comme Madagascar où les problèmes liés à l'approvisionnement en électricité dans certaines zones se fait beaucoup ressentir ? De ce fait, les ingénieurs dans le domaine de l'énergie appliquent en tout temps leur savoir pour la recherche de solutions.

En outre, divers types de turbines hydrauliques peuvent être mis à disposition pour l'exploitation de l'énergie de l'eau et pour sa transformation en énergie électrique.

Effectivement, ce travail expose l'étude d'une micro turbine Pelton multi-jet ; notamment dans l'étude théorique dont la mise en avant de l'exploitation de l'énergie hydraulique en amont de la turbine et ensuite le dimensionnement des éléments qui la constitue selon la hauteur de chute et le débit sans oublier l'étude de ses composants et l'équilibrage de la turbine ainsi que la mise en exergue de la multiplication du jet dans la réalisation d'une micro turbine Pelton.

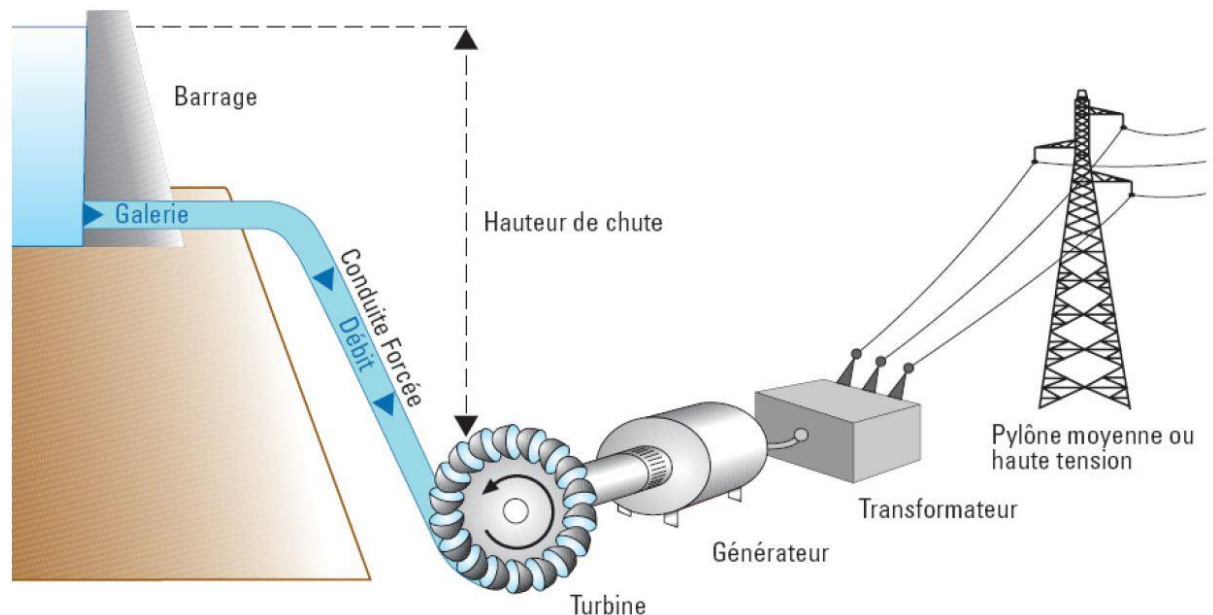
## PARTIE I – GÉNÉRALITÉS

### 1.1 Les turbines hydrauliques

Depuis la roue à aubes entraînant un moulin, les machines hydrauliques ont subi une évolution technique considérable.

Il est donc important pour l'ingénieur s'occupant de l'acquisition d'une turbine, de posséder un certain nombre de connaissances au sujet de ces machines, de leur implantation et de leur fonctionnement. En collectant de l'eau dans un barrage, il est possible d'extraire l'énergie potentielle stockée pour produire de l'électricité en phase avec la demande.

Les turbines hydrauliques servent à transformer l'énergie potentielle de l'eau en énergie mécanique lors de l'écoulement d'un réservoir supérieur à un réservoir inférieur. Il existe actuellement plusieurs types de turbines hydrauliques, regroupés en deux catégories : les turbines à action et les turbines à réaction, et pour chaque type, une large plage de caractéristiques. La turbine entraîne un générateur qui convertit ensuite cette énergie en électricité qui peut être utilisée sur place ou vendue.



Source : Jean Paul KATOND MBAY, Technologie propre et innovante, page 9

**Image 1 : Principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique**

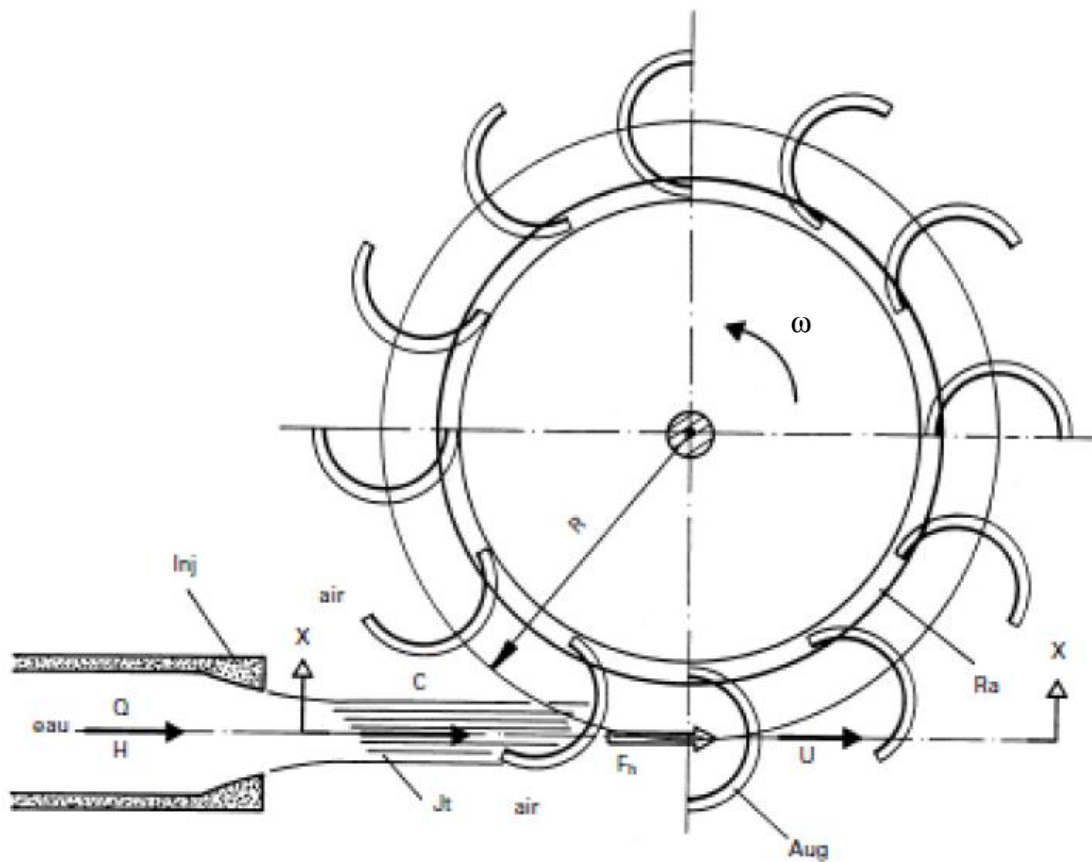
## 1.2 Les turbines à Action

Les turbines à action sont dénoyées, c'est à dire qu'elles ne sont pas entourées d'eau. L'énergie produite dépend uniquement des conditions de l'écoulement avant la roue.

### 1.2.1 Principe de fonctionnement

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 dénoyée tourne dans l'air.

La figure suivante présente schématiquement une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement :



Source : PACER, Turbines Hydrauliques, 1995, page 45

**Image 2 : Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement**

### 1.2.2 Turbine Pelton

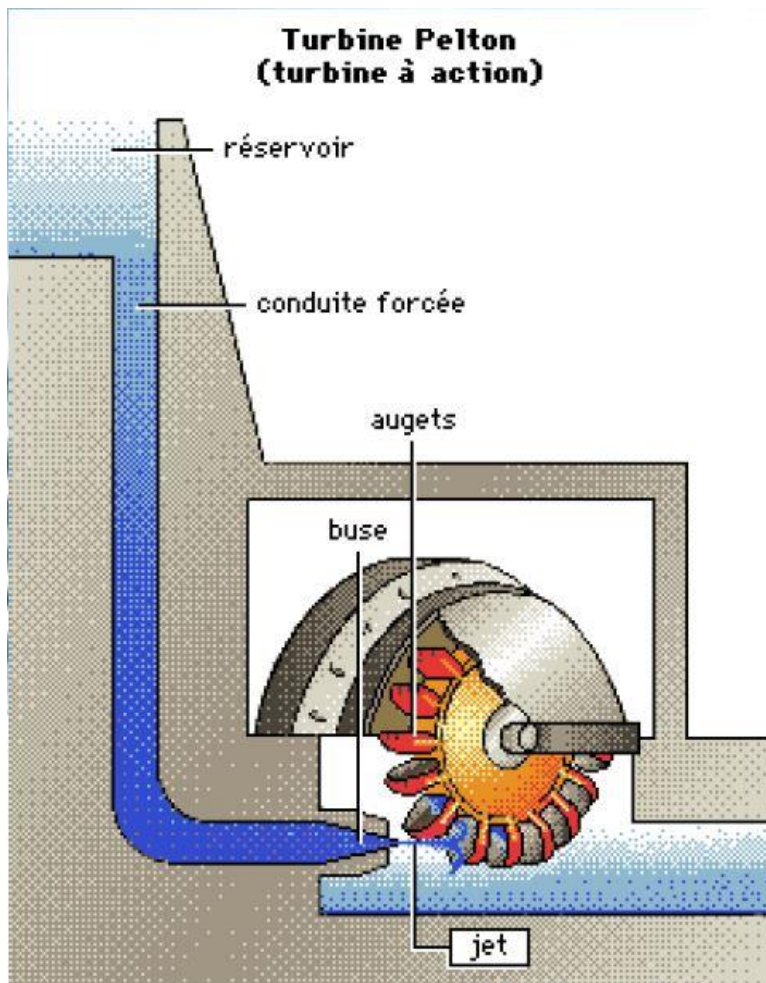
La turbine à action typique est la turbine Pelton. L'énergie potentielle de l'eau est transformée en jet qui frappe une roue, constituée principalement de godets et d'un moyeu, et l'entraîne en rotation.

L'un des moyens pour résoudre cette nécessité en énergie 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 centaines 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 provenant d'un injecteur sur un ensemble d'augets que l'on pourrait comparer à des sortes de cuillères fixées sur un rotor. 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. 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. L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion. Le débit est réglable à l'aide d'un pointeau mobile à l'intérieur de l'injecteur, qui est déplacé par un servomoteur hydraulique ou électrique. Ce pointeau est asservi à la régulation de la turbine.

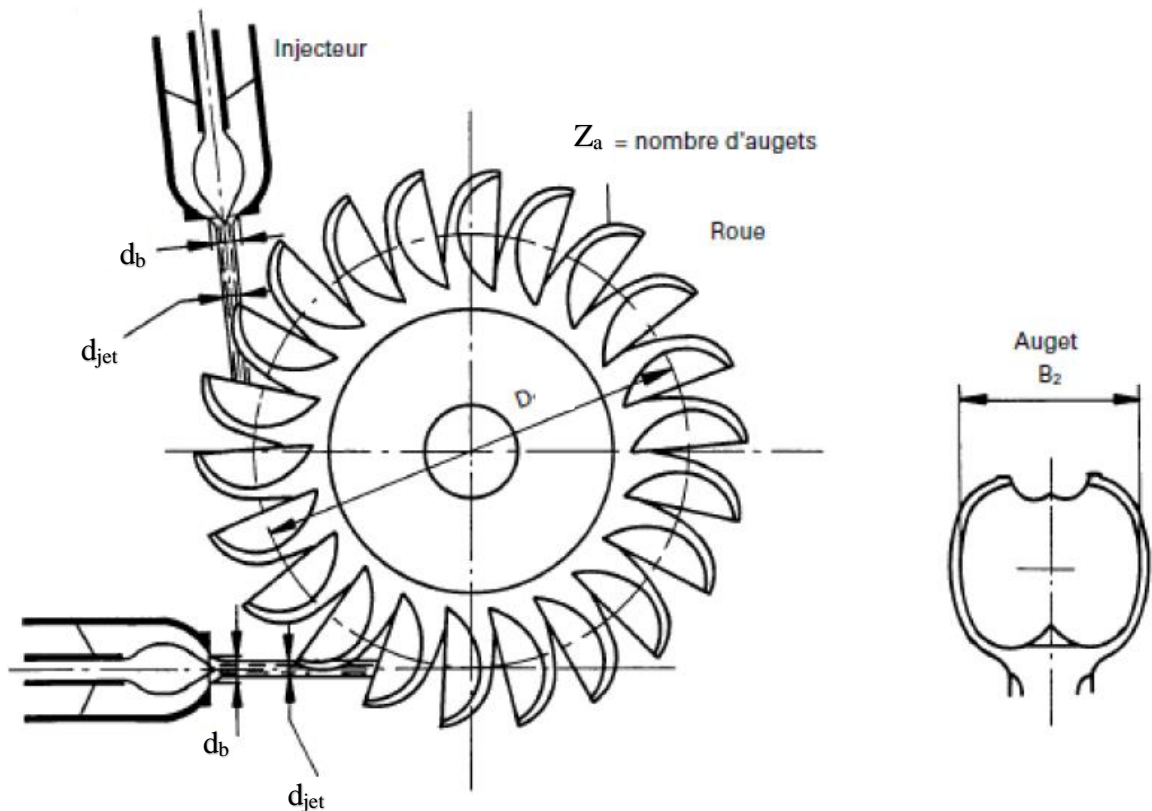
La turbine Pelton comporte aussi dans la majorité des cas un déflecteur qui se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet, ceci pour éviter l'emballement de la turbine en cas de déclenchement brusque de la génératrice. Ce déflecteur est souvent manœuvré par un ressort ou un contrepoids qui permet sa mise en action sans nécessité de source d'énergie extérieure. Ces différents organes sont placés dans un bâti, ou bête posée sur le canal de fuite de la turbine. Étant donné que la roue de la turbine tourne dans l'air, les joints d'arbre n'ont pas à être étanches à la pression, mais doivent simplement éviter que l'eau ne sorte de la bête. Ils sont constitués par des disques qui centrifugent les gouttelettes d'eau infiltrées dans un boîtier relié à la sortie de la turbine.



Source : *Info énergie en Bretagne, Fiche pratique micro hydraulique, page 15*

### **Image 3 : Turbine Pelton**

La figure suivante donne une vue schématique d'une roue Pelton avec deux injecteurs. Les paramètres principaux, permettant de déterminer le diamètre de la roue et le nombre de jets, y sont indiqués.



Source : PACER, Turbines Hydrauliques, 1995, page 49

**Image 4 : Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux**

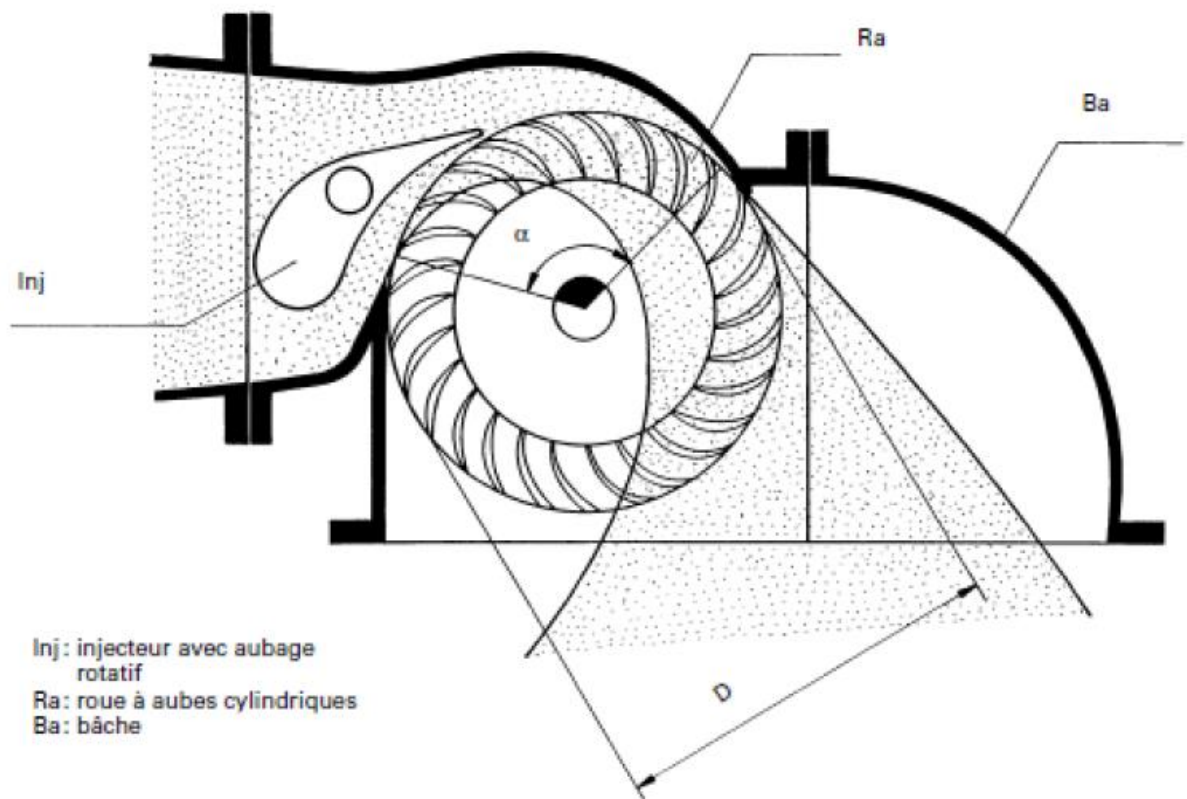
Ce mémoire se porte sur l'étude d'une turbine Pelton mais l'ensemble de la théorie est applicable aux turbines à actions en général.

### 1.2.3 Turbine Crossflow

La turbine Crossflow, appelée 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 :

- a. Un injecteur de section rectangulaire et dont le débit est réglé à l'aide d'une aube profilée rotative, similaire à une vanne papillon. Afin d'assurer un arrêt de la turbine sans énergie d'appoint, la fermeture est souvent réalisée à l'aide d'un contrepoids, et l'ouverture par un vérin hydraulique ;
- b. Une roue en forme de tambour, dotée d'aubes cylindriques profilées ;
- c. Un bâti enveloppant la roue et sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.

La turbine Crossflow est de construction simple, ce qui a conduit à sa popularité dans les pays en voie de développement.



Source : PACER, *Turbines Hydrauliques*, 1995, page 53

**Image 5 : Vue en coupe d'une turbine Crossflow avec ses paramètres principaux**

### 1.3 Les turbines à Réaction

#### 1.3.1 Principe de fonctionnement

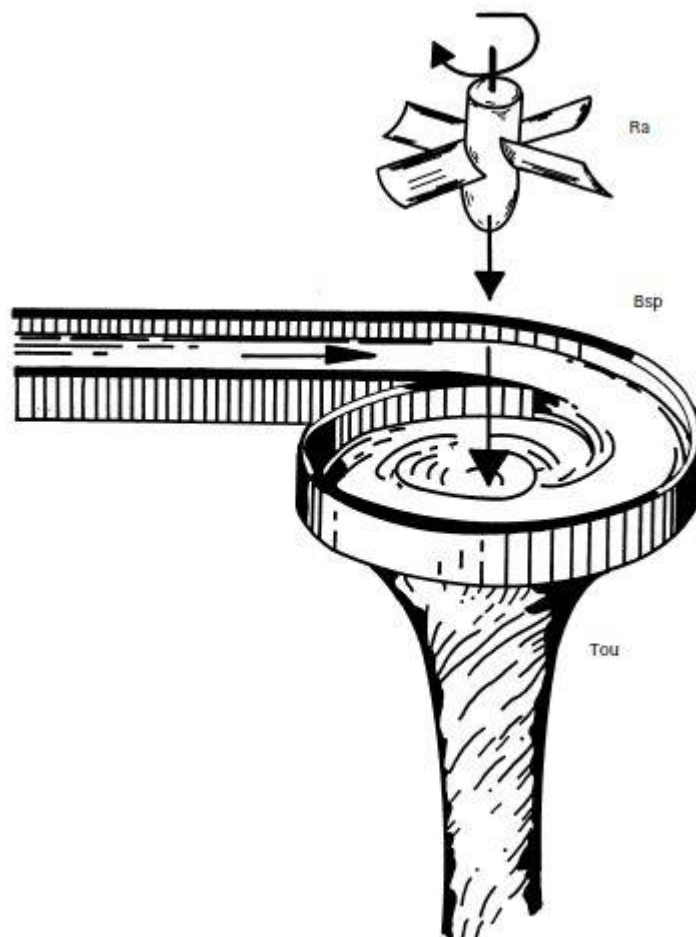
Une turbine à réaction est une machine fermée (noyée) qui utilise à la fois la vitesse de l'eau (énergie cinétique) et une différence de pression. Les turbines à réaction fonctionnent complètement immergées. Le transfert d'énergie à la turbine dépend des conditions de l'écoulement avant et après la roue.

Deux principes sont à la base de son fonctionnement :

- a. La création d'un tourbillon au moyen d'une bêche spirale, d'aubages directeurs, ou les deux à la fois,
- b. 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.

Les turbines à réaction les plus fréquemment rencontrées sont les turbines Francis et les turbines axiales. La turbine axiale peut avoir les aubes fixes (turbine hélice) ou mobiles (turbine Kaplan).



Source : PACER, Turbines Hydrauliques, 1995, page 59

**Image 6 : Image schématique d'une turbine à réaction**

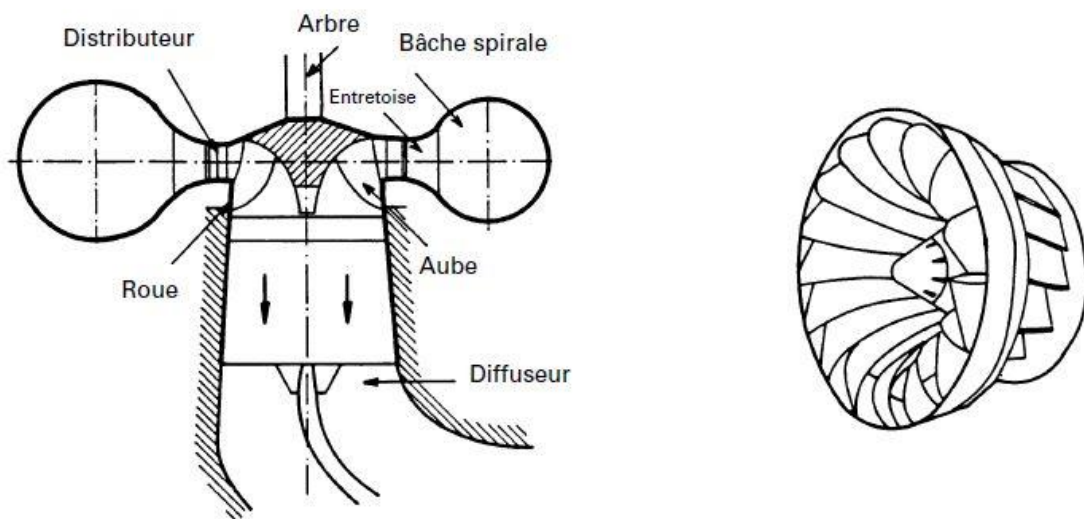


### 1.3.2 Turbine Francis

La turbine Francis est une machine à réaction. Ce genre de turbines se rencontre régulièrement dans les anciens aménagements de basse chute, où elles se composent souvent d'une chambre d'eau, donc sans bête spirale. Comme leur vitesse de rotation est très lente, et qu'elles ne s'adaptent pas correctement aux variations de débits, elles ont été remplacées par les petites turbines Kaplan qui sont apparues sur le marché dans les années 1930 - 1940. Le domaine de fonctionnement d'une turbine Francis s'étend en général entre 25 et 350 mètres. Le rendement mécanique d'une petite turbine Francis issue de développement en laboratoire est d'environ 92 %.

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

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



Source : PACER, Turbines Hydrauliques, 1995, page 41

**Image 7 : Turbine Francis**

### 1.3.3 Turbines hélice et Kaplan

Les turbines hélice et Kaplan sont les plus appropriées pour le turbinage des faibles chutes. Elles se particularisent par leur roue qui est similaire à une hélice de bateau, et dont les pales sont fixes (turbine hélice) ou réglables en marche (turbine Kaplan). Ces machines sont classées en fonction de :

a) leurs possibilités de réglage, selon les exigences du site :

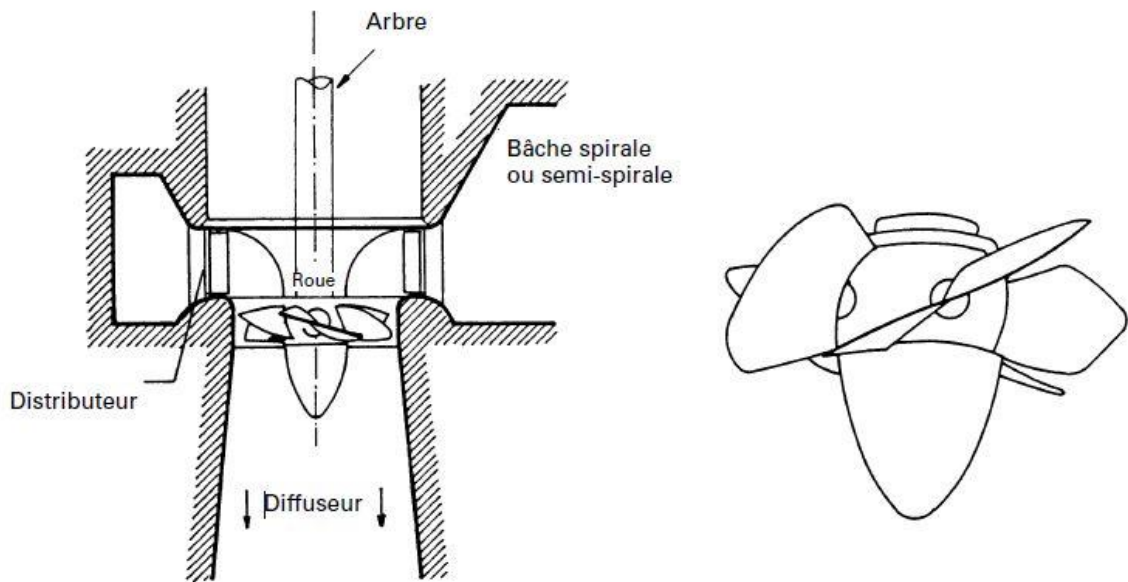
- Turbine hélice à pales et distributeur fixes : pour des débits constants, puissance fixe ;
- Turbine hélice à pales fixes et distributeur mobile : pour des débits élevés et peu variables ;
- Turbine Kaplan à pales variables et distributeur fixe : permet de turbiner à bon rendement des débits variant entre 30 et 100% ;
- Turbine Kaplan à pales et distributeur réglables : adaptée pour des débits très variables, entre 15 et 100 %. Il s'agit de la machine la plus compliquée avec ses deux possibilités de régulation qui doivent être accordées ensemble pour donner les résultats voulus : pour chaque position de pale, le distributeur doit être calé sur l'angle qui donne le meilleur rendement total.

En pratique, le signal de la régulation commande l'un des deux organes (par exemple la roue) et le second est asservi au premier selon une loi de corrélation qui donne automatiquement la position optimale, par une came ou une programmation électronique.

b) le type d'écoulement

- La roue d'une turbine Kaplan peut être placée dans un distributeur classique, comme sur une turbine Francis.

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



Source : PACER, Turbines Hydrauliques, 1995, page 41

**Image 8 : Turbine Kaplan**

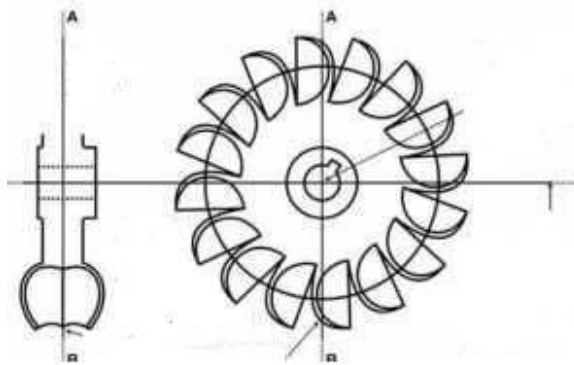
## PARTIE II – ÉTUDES DES COMPOSANTS D'UNE TURBINE PELTON

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.

### 2.1 La roue ou rotor

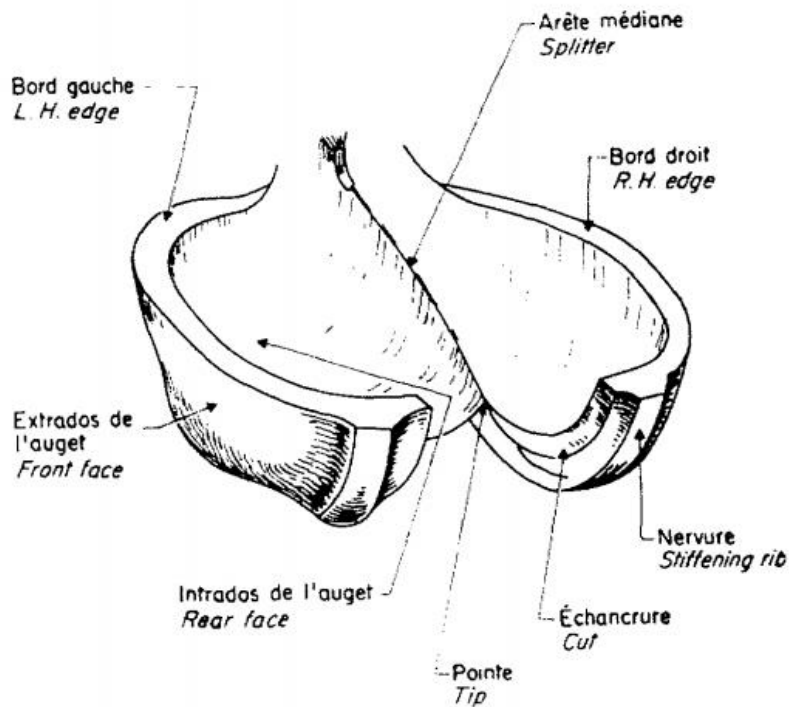
Les turbines Pelton utilisent la roue dites « à augets ». Cette roue ressemble à un disque équipé d'augets ressemblant à des demi coquilles de noix, placé en circonférence. La forme de ces augets est très évoluée et permet au jet d'eau qui les frappe de se séparer en deux jets déviés sur les côtés de la roue.

Construite le plus souvent d'une seule pièce, les roues Pelton sont moulées par coulage, avec des matériaux ferreux fortement alliés en chrome et nickel. La surface intérieure des augets, appelée intrados, doit avoir un état de surface poli pour optimiser l'écoulement de l'eau. La partie extérieure (extrados) des augets est parfois nervurée pour augmenter la tenue mécanique de l'auget.



Source : Steve Lescano – Sylvain Girard, *Éléments de micro hydraulique, rapport de projet industriel 2/3*, 24/03/2009

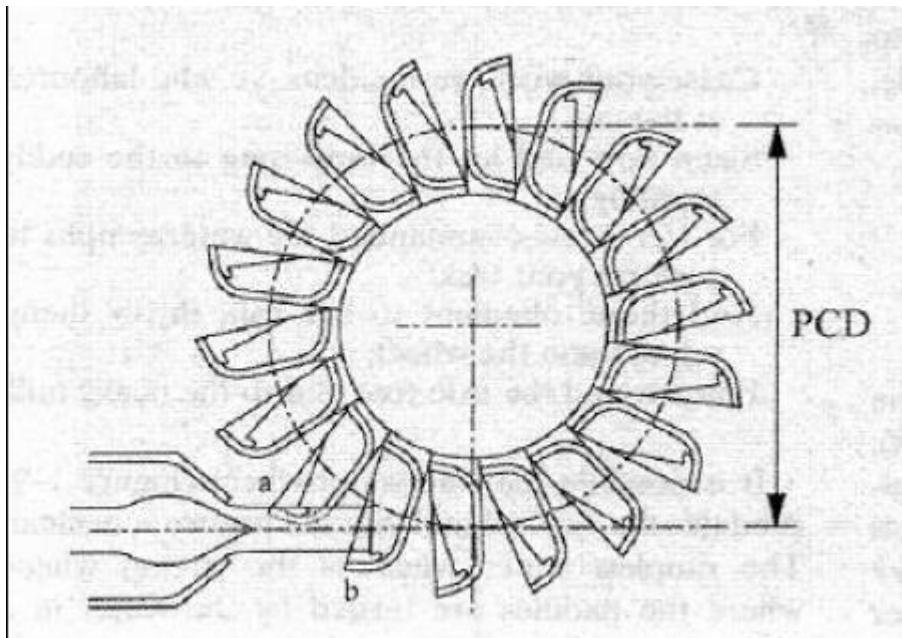
**Image 9 : Rotor Pelton avec les augets fixés autour**



Source : LA HOUILLE BLANCHE, Janvier-Fevrier, 1963 page 3

### Image 10 : Croquis d'un auget Pelton

Les turbines Pelton sont caractérisées par ce qu'on appelle le diamètre de Pelton ou *Pitch Circle Diameter* (PCD) en anglais. Il s'agit du diamètre du cercle tangent au jet d'eau comme le montre la figure suivante.



Source : Yannick Albert, Contribution à la réalisation d'une turbine Pelton, Aout 2005

### Image 11 : Roue Pelton avec diamètre du cercle tangent au jet d'eau

Les augets (qui représentent l'aspect le plus coûteux et le plus pointu de la turbine) sont désignés de telle sorte qu'une ligne au milieu divise le jet en deux parties égales qui sont déviées d'environ 180°. Durant ce "renversement", la plupart de l'énergie cinétique de l'eau est transformée en force d'impact sur le rotor qui le fait tourner. A cause de la symétrie du jet, il n'y a pas de force axiale qui est créée dans le rotor.

## **2.2 Les injecteurs**

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 pointeau (ou aiguille) dont le déplacement permet de régler le débit du jet sur le rotor.

Certaines turbines peuvent être munies de ce qu'on appelle des déflecteurs.

## **2.3 Générateur**

Les génératrices utilisées dans les micros et petites centrales hydroélectriques sont de deux grands types : synchrones ou à inductions (asynchrones), comprises entre 10 et 1000 kW pour l'électrification rurale. La génératrice synchrone peut fonctionner isolément, tandis que la génératrice asynchrone doit normalement fonctionner de concert avec d'autres ou être raccordée au réseau principal. Les premières sont utilisées comme principale source d'énergie par les compagnies d'électricité et pour les petites centrales hydrauliques isolées en milieu rural. Les génératrices à induction d'une capacité inférieure à 500 kW sont généralement préférées pour les petites centrales hydroélectriques qui fournissent l'électricité à un important réseau de distribution existant.

**Tableau 1 : Choix du générateur**

	Caractéristiques	Avantages	Inconvénients	Utilisations
La génératrice asynchrone	-La plus répandue -Pilotée et régulée par le réseau EDF	-Construction simple -Robuste -Coût avantageux	Rendement plus faible	Vente de l'électricité
La génératrice synchrone ou alternateur	La vitesse de rotation de la roue donne la fréquence du courant produit	-Système de régulation du courant bien adapté -Bons rendements	Prix relativement élevé pour de faibles puissances	Autoconsommation

Source : Steve Lescano – Sylvain Girard, *Elément de micro hydraulique, rapport de projet industriel 2/3*, 24/03/2009

La vitesse de rotation d'un générateur synchrone ou alternateur est liée à la fréquence constante du réseau 50 Hz.

Les générateurs synchrones, selon leur nombre de pôles, tourneront aux vitesses suivantes :

- 1 paire de pôles  $n = 3000$  t /min
- 2 paires de pôles  $n = 1500$  t /min
- 3 paires de pôles  $n = 1000$  t /min
- 4 paires de pôles  $n = 750$  t /min
- 5 paires de pôles  $n = 600$  t /min
- 6 paires de pôles  $n = 500$  t /min

Les vitesses de rotation des générateurs asynchrones seront supérieures de 1 à 2% aux valeurs indiquées, une légère survitesse étant nécessaire pour créer le champ magnétique dans la machine.

En pratique :

– La vitesse maximum est limitée à 1500 t/min (2 paires de pôles), pour tenir compte de la survitesse de l'emballement qui provoque des contraintes mécaniques très importantes au-delà.

De ce fait, des génératrices à 1 paire de pôles ne sont que rarement installées (vitesse d'emballement 6000 t/min).

– En dessous de 600 t/min (6 paires de pôles et plus), le volume du générateur, donc son prix par rapport à la puissance installée, augmente parallèlement à une baisse du rendement dû à une augmentation des pertes, en particulier magnétiques.

Lorsque la vitesse de rotation de la turbine est inférieure à 600 t/min, elle entraîne généralement une génératrice à faible nombre de pôles (1000 ou 1500 t/min) par l'intermédiaire d'une transmission à courroie ou d'un multiplicateur à engrenages par exemple.

#### **2.4 Caisson de la turbine**

Le caisson de la turbine est à chambre continue fait en acier soudé reliant le distributeur vers la turbine. Il peut être constitué par deux cylindres formant aussi de conduit d'adduction aux injecteurs. Le cylindre interne a aussi la fonction de recueillir et d'amener l'eau vers la bouche de décharge (pour une roue verticale).

#### **2.5 Disposition du groupe Turbine-Générateur**

Il y a trois dispositions principales possibles :

– Roue de la turbine montée sur l'axe du générateur, configuration horizontale ou verticale (monobloc).

Cette disposition est la moins onéreuse et la plus compacte. Elle exige néanmoins une bonne précision au montage et un dimensionnement particulier des paliers de la génératrice, qui sont très sollicités. Un volant d'inertie peut être monté à l'autre extrémité de la génératrice sur un deuxième bout d'arbre.



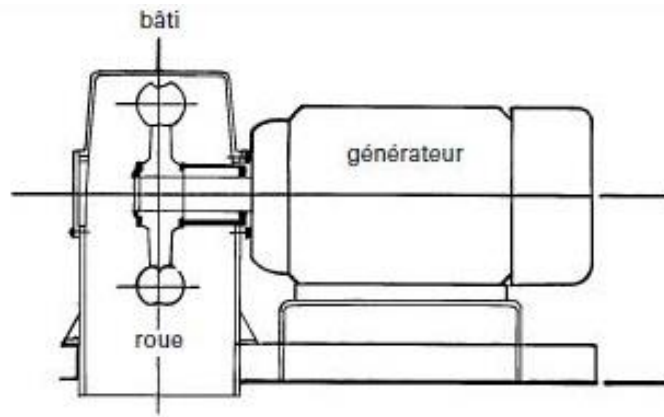
– Turbine entraînant directement la génératrice, les deux machines ayant leurs propres paliers et reliées par un accouplement élastique.

Disposition traditionnelle qui permet de bien séparer les composants mécaniques et électriques de l'installation. Elle permet une meilleure standardisation, la turbine pouvant être aussi utilisée avec une transmission à d'autres vitesses que synchrones.

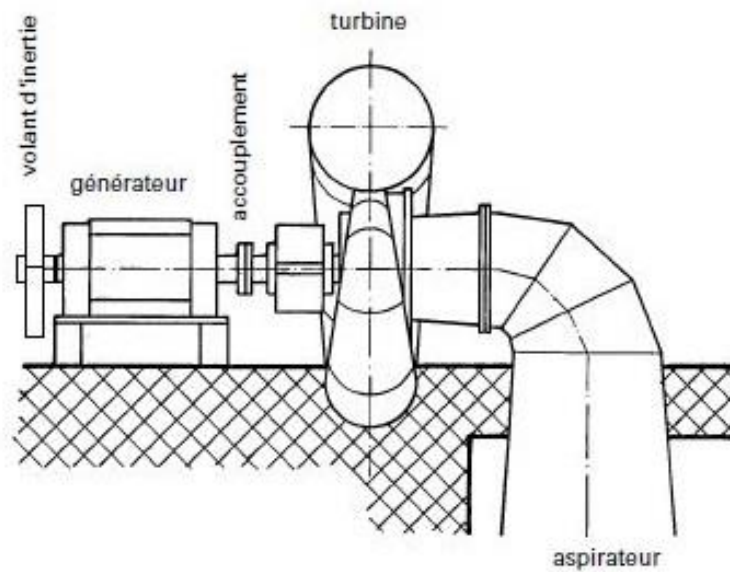
– Turbine à vitesse lente entraînant la génératrice par l'intermédiaire d'un multiplicateur de vitesse (courroie ou engrenages).

Pour autant que cela soit techniquement possible, la transmission par courroie plate sera préférée au multiplicateur à engrenages (plus silencieuse, entretien quasi nul, pas de vidange périodique d'huile).

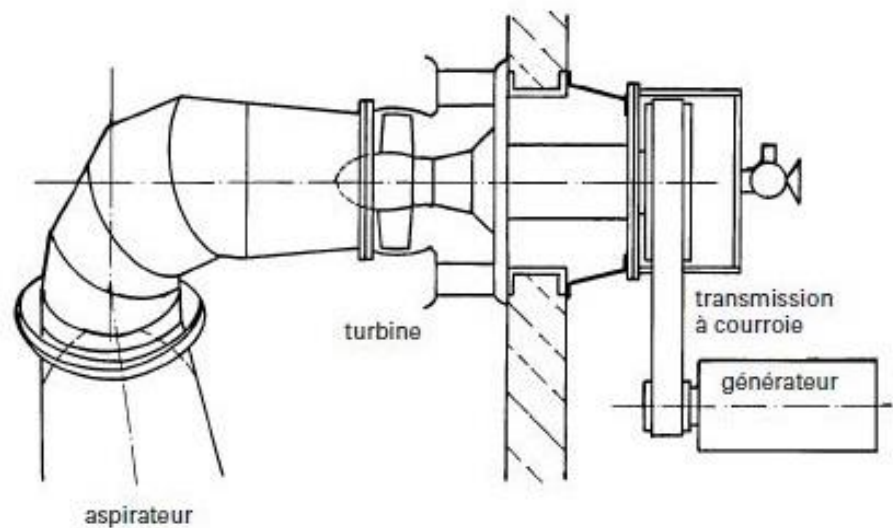
Turbine Pelton monobloc  
(roue sur arbre  
générateur)



Turbine Francis  
et générateur  
séparés avec  
accouplement  
direct



Turbine Kaplan  
en chambre d'eau.  
Entraînement du  
générateur par  
courroie plate



Source : PACER, Turbines Hydrauliques, 1995, page 103

**Image 12 : Dispositions possibles de groupes turbine-générateur**

## 2.6 Composition des matériaux

### a) Alliage de la buse et pointeau

L'aiguille d'injection et le bec de la buse sont des organes particulièrement soumis à l'abrasion en raison des vitesses d'écoulement élevées et à la cavitation lorsque l'usure a modifié les formes initiales soigneusement polies de ces organes. Il convient de choisir des matériaux particulièrement résistants.

Une technique plus récente consiste dans le dépôt superficiel d'alliage durs *Stellites* qui sont essentiellement constitués de cobalt (50 à 60 %), de chrome (33 à 26 %), de tungstène (13 à 5 %) et présentent une résistance à l'abrasion particulièrement élevée.

### b) Alliage de la Roue Pelton et de l'auget

Les aubes sont fixées à la jante par serrage à boulons, puis cette jante est fixée à un disque de centrage à son tour à l'aide de boulons.

L'auget est réalisé 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

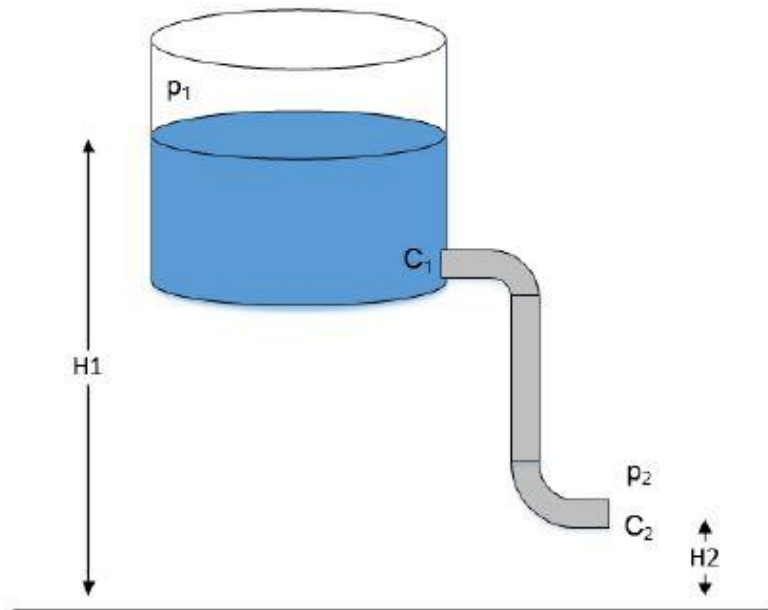
La teneur des éléments d'additions peut varier un peu, mais dans une plage limitée. En effet, ce type d'acier n'est pas excessivement difficile à souder et permet des soudures de bonne qualité. Afin de rendre un état de surface encore plus lisse pour la face interne de l'auget, on pourra utiliser une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

Pour des raisons économiques et technologiques, on peut recourir à des matériaux comme le cuivre pour substituer l'acier inoxydable dans la réalisation des éléments coûteux de la turbine comme les augets, la buse et le pointeau des injecteurs. Aussi pour la roue Pelton, on a recours au choix de l'acier non allié A60 en appliquant un revêtement anticorrosion.

## PARTIE III – ÉTUDE THÉORIQUE ET CINÉMATIQUE

### 3.1 Modèle de conduite

Le modèle de conduite permet de trouver la vitesse de l'eau à la sortie de celle-ci en fonction des paramètres d'entrée suivants : la hauteur brute de chute, la longueur de la conduite et son diamètre, le débit, et les facteurs de pertes de charge lambda et dzêta.



Source : HES-SO Valais, Borloz Maxime TD 2/42, 14.07.2016

#### Image 13 : Différence de pression, Bernoulli

La vitesse à la sortie de notre conduite est déterminée depuis l'équation de Bernoulli :

$$\frac{1}{2} \rho_1 C_1^2 + \rho_1 g H_1 + P_1 = \frac{1}{2} \rho_2 C_2^2 + \rho_2 g H_2 + P_2$$

Si on considère que :

- $\rho_1$  et  $\rho_2$  sont égaux (liquide incompressible)
- $P_1$  et  $P_2$  sont égaux (pression atmosphérique)
- $H_1$  = altitude niveau bassin supérieur
- $H_2$  = altitude niveau pointeau
- $H$  = hauteur de chute =  $H_1 - H_2$
- $C_1 = 0$  = vitesse eau à l'entrée de la conduite

La simplification de l'équation permet d'en sortir la vitesse à la sortie de la conduite :

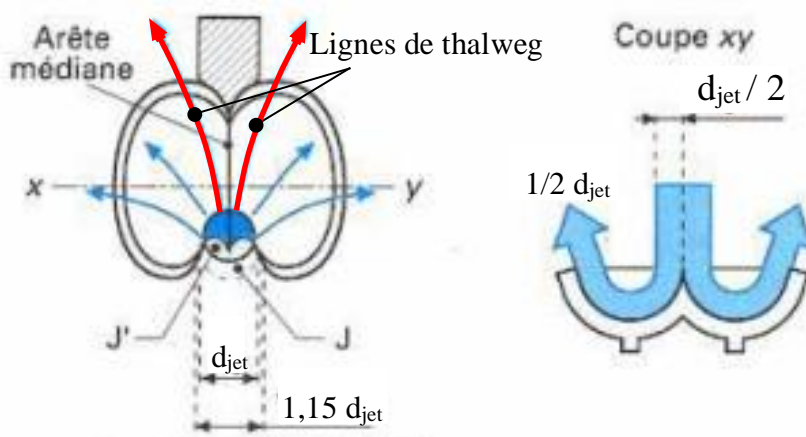
$$\frac{1}{2} \rho (0 - C_2^2) = -\rho g (H_1 - H_2) \quad \Longrightarrow \quad C_2 = C = \sqrt{2 g H}$$

C'est la vitesse de l'eau à la sortie de la conduite (injecteur).

### 3.2 La dispersion du jet sur l'auget

Pour éviter une destruction rapide de l'arête médiane, l'angle  $\alpha$  ne doit nulle part être inférieur à  $20^\circ$ , l'angle  $\beta$  vaut de  $8^\circ$  à  $12^\circ$  au milieu de l'auget, on ne peut plus petit car l'eau sortant d'un auget ne doit pas frapper le suivant. De même au début de l'attaque, l'eau sortant de l'auget doit être déviée vers l'extérieur pour ne pas heurter la roue, ce qui explique la direction des lignes de thalweg de la surface de l'intrados (image n°14).

De même, dédoubler le jet permet de rendre l'effort symétrique au milieu de l'auget, et évite ainsi une usure au niveau de l'axe de rotation de la turbine



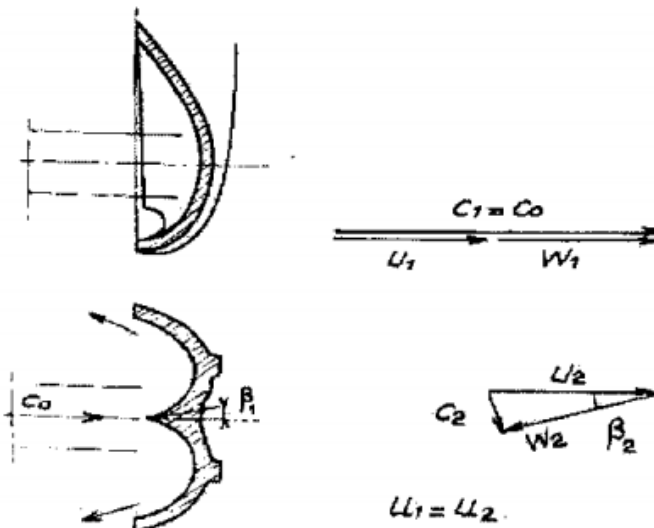
J : jet de diamètre  $d_{jet}$

J' : partie du jet qui rejoint l'auget précédent

Source : Turbine hydraulique, description et évolution par André L. Jaumotte

**Image 14 : Dispersion du jet sur un auget Pelton**

### 3.3 Triangle de vitesse



Source : Turbine Hydraulique et leur régulation par Lucien Vivier

**Image 15 : Triangle de vitesse**

A l'entrée de l'auget, les vitesses absolues  $c_1$  et d'entraînement  $u_1$  ont même direction et sens.  $w_1 = c_1 - u_1$  et  $c_{u1} = c_1$ . En fait, l'angle  $\beta_1$  de la face de l'auget ne peut être rigoureusement nul et il se produit une composante de choc que nous négligeons. A la sortie, la direction de la vitesse relative  $w_2$  est définie par l'angle  $\beta_2$ .

La puissance transmise à la roue s'exprime par la relation d'Euler :

$$P = \rho Q u (c_{u1} - c_u)$$

Avec  $u_1 = u_2 = u$

$$\text{Soit } P = \rho Q u (w_1 + w_2 \cos \beta_2) = \rho Q u w_1 (1 + k \cos \beta_2)$$

en posant  $k = w_2 / w_1 < 1$  pour tenir compte du ralentissement de la vitesse d'écoulement dans l'auget provoqué par le frottement du fluide contre la surface des augets et du fait que l'angle  $\beta_2$  soit plus grand pour l'eau que pour l'auget.

$$P = \rho Q u (c_0 - u) (1 + k \cos \beta_2) \text{ car } w_1 = c_1 - u_1 \text{ et } c_1 = c_0$$

$c_0$  est la vitesse du jet à la sortie de l'injecteur :  $c_0 = \varphi \sqrt{2 g H}$

- $\varphi$  représente le coefficient de vitesse de l'injecteur. Il correspond à une perte par frottement au niveau de l'orifice de ce dernier. Sa valeur est habituellement comprise entre 0,95 et 0,98. Il dépend de la forme de l'orifice et notamment de son angle de conicité.

u est la vitesse d'entraînement :  $u = \xi \sqrt{2 g H}$

- $\xi$  représente le rapport de la vitesse d'entraînement de l'auget à la vitesse absolue du jet d'eau. Habituellement, sa valeur est légèrement inférieure à 0,5 soit une valeur typique de 0,47.

L'expression de la puissance est donc :

$$P = 2 \rho Q g H \xi (\varphi - \xi) (1 + k \cos \beta_2)$$

Et le rendement manométrique de la roue s'exprime par :

$$\eta = \frac{P}{\rho Q g H} = 2 \xi (\varphi - \xi) (1 + k \cos \beta_2)$$

Rendement et puissance atteignent leur valeur maximale pour  $\xi = \frac{\varphi}{2}$

avec  $\varphi = 0,96$  à  $0,98$

$$\eta_{\text{man max}} = \frac{\varphi^2 (1 + k \cos \beta_2)}{2}$$

La force tangentielle du jet sur l'arbre peut être obtenue à partir de la conservation de la quantité de mouvement, notamment :

$$F = \rho Q w_1 (1 + k \cos \beta_2)$$

Le couple s'exprime alors

$$C = \rho Q w_1 (1 + k \cos \beta_2) (D/2)$$

Finalement

$$C = \rho Q \sqrt{\frac{g H}{2}} D (\varphi - \xi) (1 + k \cos \beta_2)$$

### 3.4 Fonctionnement à chute et vitesse constantes

C'est le mode de fonctionnement habituel des turbines industrielles, on détermine les pertes pour diverses valeurs de la puissance. Pour comparer entre elles diverses machines, on rapporte ces pertes ainsi que la puissance hydraulique à une puissance de référence. Cette puissance de référence n'est pas la puissance maximale ou nominale qui peut varier suivant l'importance que l'on attribue au rendement à cette puissance, ni celle qui correspond au maximum de rendement déterminé avec une précision insuffisante. On adopte comme puissance de référence celle contenue dans  $z$  jets animés de la vitesse théorique  $\sqrt{2 g H}$  et dont le diamètre  $d_{réf}$  est une fraction fixe de la largeur intérieure  $B$  des augets :

$$P_{réf} = z \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_{réf}}{B} \right)^2 B^2 \sqrt{2 g H} w H$$

En fixant pour  $\frac{d_{réf}}{B}$  la valeur arbitraire 0,3424 un peu supérieure à celle atteinte en général à pleine charge :

$$P_{réf} \text{ en kW} = 4 z B^2 H^{3/2} \quad B \text{ et } H \text{ en m}$$

On représente donc :

$$P_{hyd} = Q \rho g H = \text{puissance hydraulique}$$

$$P_{hyd} = z \frac{\pi}{4} d^2 \varphi \sqrt{2 g H} \rho g H$$

### 3.5 Équilibrage de la roue

Une machine à fluides tournante est un objet solide en interaction avec un ou plusieurs fluides environnants, à qui elle communique ou de qui elle tire son énergie cinétique de rotation.

Il est nécessaire d'équilibrer statiquement puis dynamiquement la roue Pelton ainsi que son arbre.

L'objectif de cette partie est d'étudier l'équilibrage dynamique de la turbine.

Cette étape est indispensable afin d'éviter toute vibration au cours du fonctionnement. Les vibrations ont deux conséquences néfastes : elles entraînent des nuisances sonores et participent à l'usure prématurée des roulements ou paliers.

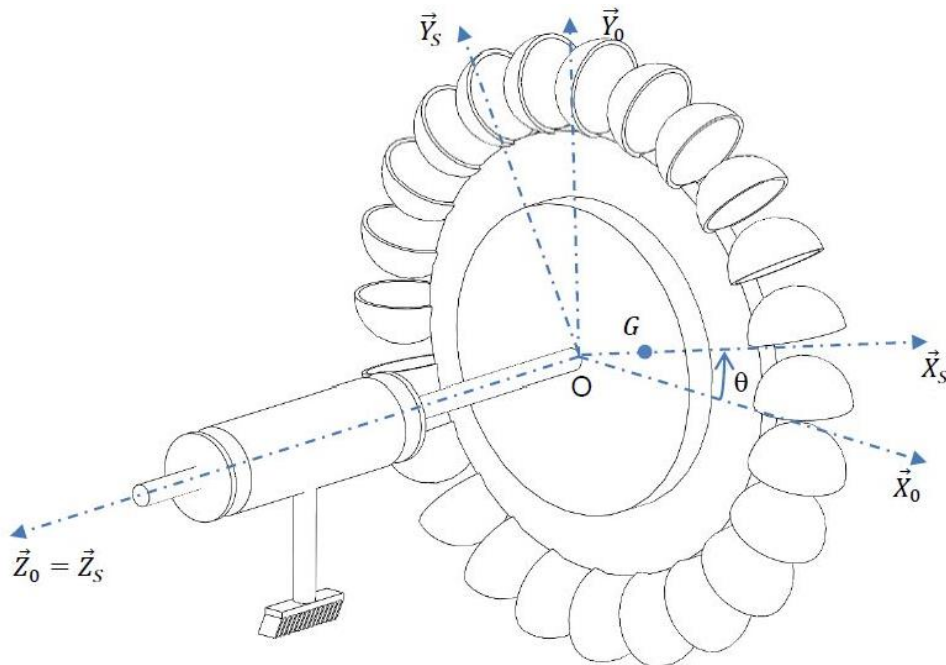


La technologie d'équilibrage s'approche de celle utilisée pour équilibrer les roues de voiture mais au lieu de rajouter des masselottes (petites masses), on enlève de la matière par usinage (perçage ou meulage).

Le champ d'accélération d'entraînement est d'autant plus grand que  $\omega$  est grande. Cette force d'inertie va devoir être équilibrée par des réactions de liaison des paliers qui supportent l'arbre de la machine. Minimiser la contribution de cette force d'inertie à ces réactions de liaison est exactement le but de l'équilibrage de la roue Pelton.

a) Conditions d'équilibrage de la turbine

On assimile la turbine et son arbre à un solide (S) de masse  $m$  en rotation autour d'un axe fixe, à vitesse de rotation constante, le centre d'inertie  $G$  du solide ne se trouvant pas sur cet axe.



**Image 16 : Schématisation de la turbine et du guidage en rotation**

Notations :  $R_0(0, \vec{X}_0, \vec{Y}_0, \vec{Z}_0)$  : repère galiléen lié au bâti

$R_s(0, \vec{X}_s, \vec{Y}_s, \vec{Z}_s)$  : repère lié au solides (S)

$$(\vec{X}_0, \vec{X}_s) = (\vec{Y}_0, \vec{Y}_s) = \theta$$

Le centre d'inertie de (S) est situé en G tel que :

$$\vec{OG} = a \cdot \vec{X}_s$$

La matrice d'inertie du solide (S) au point O dans le repère  $R_s$  est :

$$[I_{O,S}] = \begin{bmatrix} A & -F & -E \\ -F & B & -D \\ -E & -D & C \end{bmatrix}_{(\vec{x}_S, \vec{y}_S, \vec{z}_S)}$$

Le torseur des actions mécaniques du bâti exercées sur (S) par l'intermédiaire de la liaison pivot est :

$$\{T_{b\hat{a}ti \rightarrow S}\} = \begin{Bmatrix} X & L \\ Y & M \\ Z & 0 \end{Bmatrix}_{(\vec{x}_S, \vec{y}_S, \vec{z}_S)}$$

On regroupe le reste des actions mécaniques extérieures exercées sur S, supposées connues, sous la forme :

$$\{T_{\bar{s} \rightarrow S}\} = \begin{Bmatrix} X_1 & L_1 \\ Y_1 & M_1 \\ Z_1 & N_1 \end{Bmatrix}_{(\vec{x}_S, \vec{y}_S, \vec{z}_S)}$$

(les composantes de ce torseur peuvent éventuellement dépendre de  $\theta$ )

La turbine est équilibrée si les composantes de  $\{T_{b\hat{a}ti \rightarrow S}\}$  sont indépendantes des effets dynamiques.

Équilibrer la turbine consiste, par enlèvement de matière (soit une masselotte de masse négative), à réaliser avec les conditions précédentes.

#### b) Equilibrage avec une masselotte

On retranche une masse ponctuelle ( $S_1$ ) au solide (S).

On obtient ainsi un nouveau système ( $S'$ ) = (S) U ( $S_1$ ).

Soit  $G'$  le centre d'inertie de ( $S'$ ) et  $D'$  et  $E'$  ses produits d'inertie.

La masse de ( $S_1$ ) est  $m_1$ , les coordonnées de ( $S_1$ ) sont  $M_1(x_1, y_1, z_1)$  dans  $R_s$ .

Cette solution peut être insatisfaisante et on se propose d'utiliser deux masselottes.

c) Equilibrage avec deux masselottes

On retranche deux masses ponctuelles ( $S_1$ ) et ( $S_2$ ) au solide ( $S$ ).

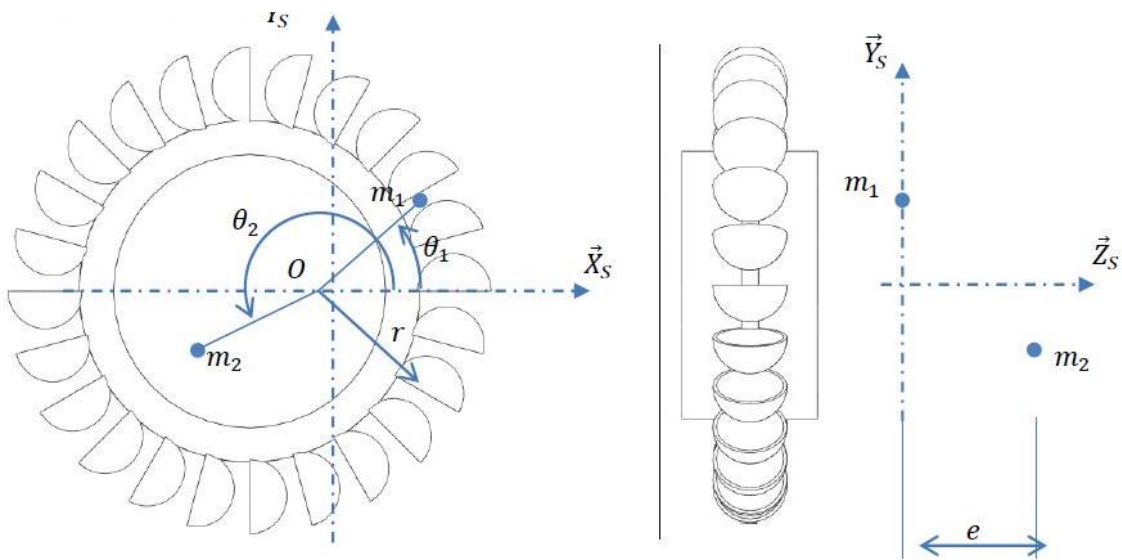
On obtient ainsi un nouveau système ( $S'$ ) = ( $S$ ) U ( $S_1$ ) U ( $S_2$ ).

Soit  $G'$  le centre d'inertie de ( $S'$ ) et  $D'$  et  $E'$  ses produits d'inertie.

Les masses de ( $S_1$ ) et ( $S_2$ ) sont  $m_1$  et  $m_2$ , les coordonnées de ( $S_1$ ) sont  $M_1 (x_1, y_1, z_1)$  et celles de ( $S_2$ ) sont  $M_2 (x_2, y_2, z_2)$  dans  $R_S$ .

Les deux usinages (masselottes négatives) sont nécessairement situés à des emplacements spécifiques sur la turbine, ce qui signifie que les paramètres  $r_1, r_2, z_1, z_2$  sont imposés tels que :

$$r_1 = r_2 = r \text{ et } z_2 = 0 \text{ et } z_1 = e$$



**Image 17 : Paramétrage du positionnement des masselottes**

Lorsqu'un solide est entraîné en rotation autour d'un axe fixe et qu'il possède une mauvaise répartition de matière autour de cet axe, l'application du Principe Fondamental de la Dynamique permet de montrer que des forces centrifuges tournantes s'exercent sur ce solide.

Dans la plupart des applications où des solides sont entraînés en rotation, ces forces tournantes sont indésirables car elles provoquent des vibrations nuisibles. Celles-ci peuvent engendrer une détérioration rapide des liaisons ainsi qu'une gêne pour l'utilisateur du matériel. Pour supprimer ces vibrations dues aux masses mal réparties, on réalise un équilibrage. Cet équilibrage est d'autant plus nécessaire que la vitesse de rotation est grande.

Les conditions d'équilibrage sont en général déterminées à l'aide de « machines d'équilibrage » qui mesurent les déformations et donc les efforts variables générés par le rotor lors de sa rotation sur le support de cette machine.

L'équilibrage est aussi parfois réalisé sur site avec des analyseurs portatifs. Ces appareils permettent de déterminer rapidement l'état de déséquilibre des machines et installations. Ils permettent ainsi de procéder à l'équilibrage de rotors sans avoir à les déposer, ce qui permet d'obtenir un coût d'équilibrage particulièrement attractif. Ces appareils utilisent en général les informations fournies par des accéléromètres et un capteur de vitesse angulaire.

#### d) Machines à équilibrer

Rapides et faciles de mise en œuvre, elles sont équipées d'une instrumentation et de moyens de calculs autonomes sur microcalculateur, et sont des outils très performants. Elles sont construites suivant la norme ISO 2953 (machines à équilibrer-description et évaluation).

L'entraînement du rotor se fait par un moteur à vitesse variable à courant continu, avec éventuellement une boîte de vitesses, puis par courroie, ou par accouplement.

- Un entraînement par courroie amène peu de perturbation sur la mesure, mais est réservé aux équilibreuses de petite taille pour des rotors légers.

Les accouplements sont de deux types, soit avec des membranes élastiques (dits « à flector »), soit à cardan, ce dernier type étant destiné à des rotors ayant plus d'inertie et nécessitant plus de couple d'entraînement. Les accouplements apportent des erreurs systématiques dans l'équilibrage, dues à leur assemblage mécanique complexe et à leurs masses. Il convient donc de choisir le meilleur moyen d'entraînement en fonction du critère à atteindre.

- Les paliers sont des ensembles de galets réglables pour s'adapter à la géométrie du rotor ou de la pièce à équilibrer (diamètres et entraxe des tourillons). Ils sont souvent extrêmement souples dans la direction horizontale (voire avec un montage pendulaire), tout en restant raides dans la direction verticale pour reprendre le poids.

Le balourd provoque un déplacement du palier dans la direction horizontale, mesuré généralement par un vélocimètre. L'instrumentation est complétée par un top tour donnant la vitesse de rotation, ainsi que la référence angulaire du rotor.

Les indicateurs de mesure traitent les signaux vibratoires de chacun des deux paliers, les filtrent sur la vitesse de rotation pour en extraire les amplitudes et phases par rapport au rotor des composantes synchrones. En donnant, de plus, le type de rotor et la distance entre les paliers et les deux plans de correction choisis, l'affichage donne directement sur des diagrammes polaires les balourds supposés exister dans ces deux plans.

## **PARTIE IV – DIMENSIONNEMENT POUR UN MICRO TUBINE PELTON**

Le choix d'un type de turbine adapté à un aménagement résulte de la valeur de la vitesse spécifique  $N_s$  de chaque turbine. Le choix du nombre de groupes est en fait le choix de la puissance unitaire et du débit unitaire, deux paramètres principaux de la machine hydraulique ; ce choix sera donc lié à la vitesse spécifique, mais il fait intervenir de nombreux autres aspects technico-économiques :

- influence de la vitesse de rotation et des dimensions sur les masses et coûts de l'électromécanique et du génie civil
- géologie du site
- interaction avec le nombre de conduites forcée

Pour construire la turbine, il faudra donc connaître les 3 grandeurs caractéristiques suivantes :

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

$Q$  et  $H$  étant les données de départ d'un projet, il faut trouver  $N$ .

Trois facteurs interviennent dans le choix de  $N$  :

- limiter les dimensions des éléments de la roue
- limiter les dimensions des appareils électriques
- limiter  $N$  pour éviter la cavitation

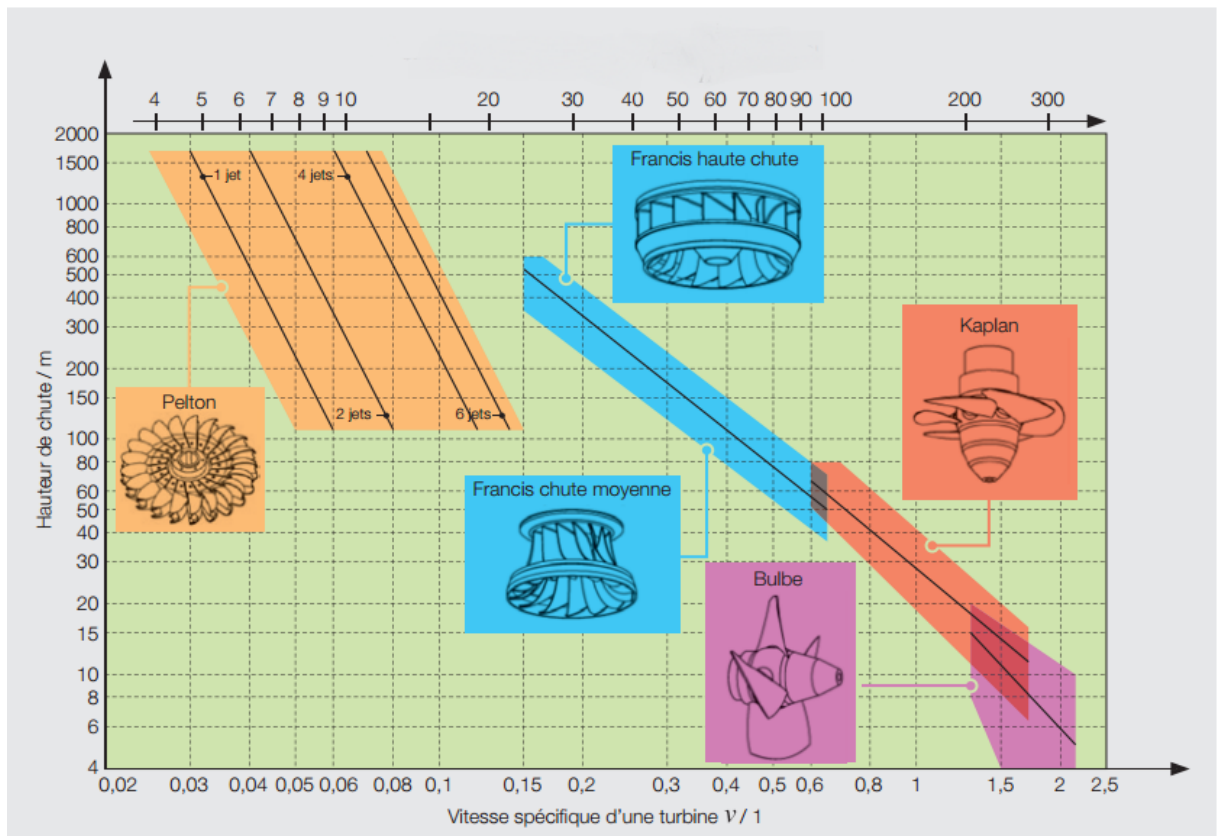
#### 4.1 Classification des turbines

La catégorie de turbine se fait par la puissance demandée.

**Tableau 2 : Puissance et Caractéristiques d'un turbine selon la catégorie**

Catégories	Puissance installée	Caractéristiques
Hydraulique artisanale		Roues à eau. Utilisation de la force mécanique
Pré-électrification	< 1Kw	Charge de batteries avec une installation « dynamo » (courant continu) sur une roue à eau
« Kits » hydro-domestiques	50watt - 2kW	Appareils compacts « prêts à brancher ». Installation simple réalisable par l'utilisateur
Pico-centrales	2 - 50kW	Approche technique et planification simplifiées : les rendements sont moyens
Microcentrale	50 - 500kW	Approche technique et planification : les rendements sont moyens
« Petites centrales »	500kW - 10MW	Niveau technique international

Source : Microcentrale hydraulique Beaugency



Source : Technologie petite hydraulique, electrosuisse bulletin 2/2013, page 42

### Image 18 : Classification des turbines selon H et ns

Pour une micro turbine Pelton, on a les marges de débit, de hauteur de chute et de vitesse de rotation suivantes :

Débit (l/s) : 20 à 1000

Hauteur de chute(m) : 10 à 500

Vitesse de rotation (tr/min) : 500 à 1500

Pour le dimensionnement, on choisira une puissance installée pour une microcentrale (50-500kW).



## 4.2 Rendement

Toute transformation d'énergie dans une machine donne lieu à des pertes. Il s'ensuit que la puissance obtenue à l'arbre de la turbine, et qui sert à entraîner la génératrice, est inférieure à la puissance hydraulique.

### 4.2.1 Rendement de la turbine

Toute transformation d'énergie dans la machine donne lieu à des pertes. Il s'ensuit que la puissance obtenue à l'arbre de la turbine, et qui sert à entraîner la génératrice, est inférieure à la puissance hydraulique. Le rapport entre ces deux puissances est le rendement qui est un paramètre définissant la qualité de la turbine.

$$\eta_t = \frac{P_{mec}}{P_{hyd}}$$

### 4.2.2 Rendement du générateur

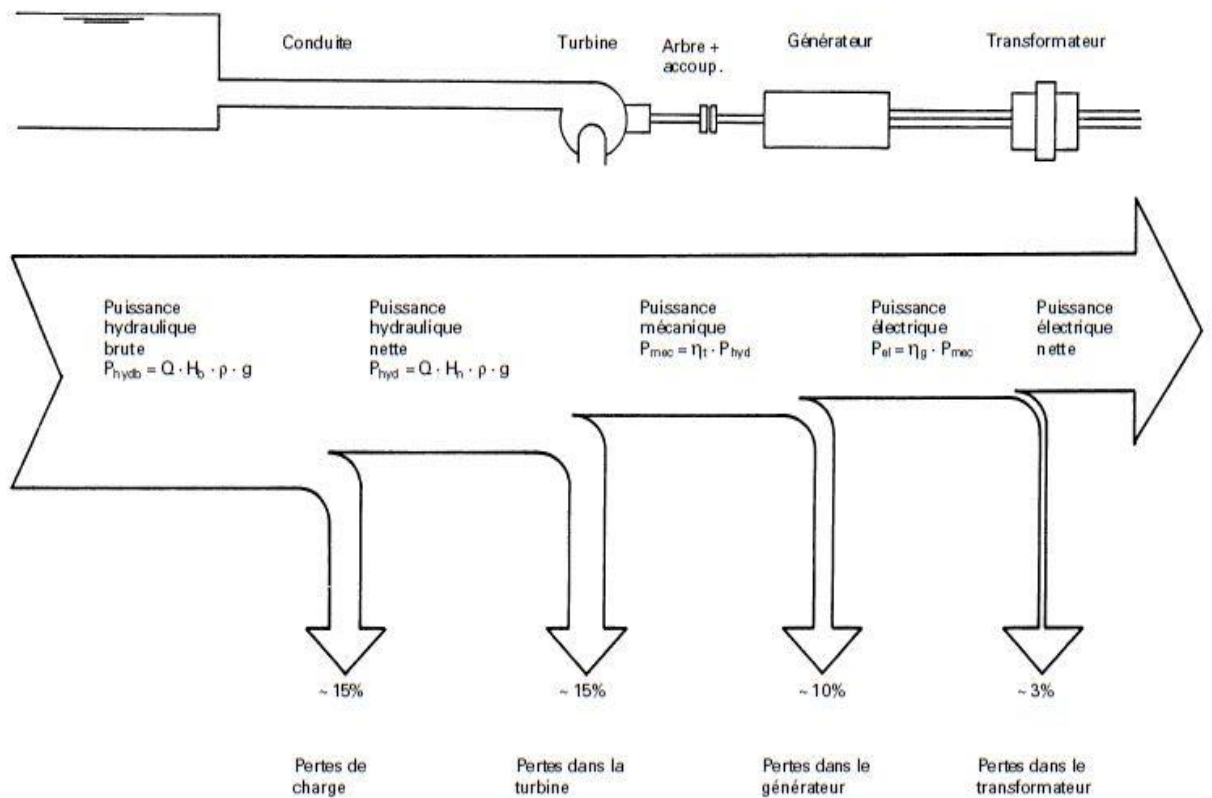
La transformation de la puissance mécanique en puissance électrique entraîne des pertes. Comme pour les turbines, une partie de la puissance est dissipée sous forme de bruit et de chaleur. Le rendement d'un générateur est défini comme suit :

$$\eta_g = \frac{P_{elec}}{P_{mec}}$$

### 4.2.3 Rendement total

C'est la somme du rendement de la turbine et celui du générateur.

$$\eta_{total} = \eta_t + \eta_g$$



Source : PACER, Petites centrales hydrauliques Le choix, le dimensionnement et les essais de réception d'une mini turbine

**Image 19 : Perte dans un petite centrale hydraulique**

### 4.3 Vitesse spécifique et nombre de jet

#### 4.4.1 Vitesse spécifique

La vitesse de rotation spécifique  $n_s$  est le principal nombre caractéristique des turbines hydrauliques. Elle mesure le rapport entre la vitesse de l'eau et la vitesse de rotation. On distingue les turbines lentes, pour lesquelles la vitesse de l'eau est nettement supérieure à la vitesse périphérique, et les turbines rapides, pour lesquelles c'est le contraire.

Nous rappellerons d'abord que la théorie de la similitude des turbines hydrauliques conduit à envisager un nombre appelé " vitesse spécifique " et dont la valeur est donnée par :

$$n_s = \frac{N \sqrt{P}}{H^{4/5}} \quad (1)$$

Formule dans laquelle N est le nombre de tours par minute ; P, la puissance en CV. ; H, la chute en mètres. La valeur de  $n_s$  permet de préciser le type de turbine à employer, pour un débit et sous une chute donnée, et même d'évaluer le rendement hydraulique maximum qu'on peut atteindre.

D'ailleurs, Q étant le débit en  $m^3$  par seconde,

$$P = \frac{\rho}{75} \eta Q H$$

Avec  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,

$$P = \frac{1000}{75} \eta Q H$$

Pour un rendement  $\eta$  égal à 1.

On a ;  $P = 13,33 Q h$  et en partant dans (1) on obtient :

$$n_s = \frac{3,66 N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1^*)$$

Formule que nous considérerons désormais.

En pratique, H et Q étant donnés, et N imposé, le type de turbine à utiliser est immédiatement déduit de la valeur de  $n_s$ .

Si cette valeur correspond à un mauvais rendement ou à une zone d'utilisation incertaine, on fractionne le débit en augmentant le nombre de groupes prévus dans l'installation envisagée ; en d'autres termes, on change Q, ce qui donne pour  $n_s$  une nouvelle valeur. Enfin, on pourrait influencer aussi sur la valeur de la vitesse de rotation N.

En définitive, on est conduit à des calculs qui, pour n'être pas très longs, n'en sont pas moins fastidieux. L'abaque que nous présentons ci-après offre l'avantage de donner, d'abord par une simple lecture la valeur de  $n_s$  correspondant aux conditions imposées, et enfin de suivre immédiatement la variation de  $n_s$  résultant d'une modification apportée à Q et à H.

#### 4.4.2 Courbe de la vitesse spécifique

La vitesse de rotation N du rotor d'une turbine Pelton est comprise entre 500tr/min et 1500tr/min.

Prenons N = 1000 tours par minute, et supposons H constant. La courbe représentative des variations de  $n_s$  en fonction de Q a pour équation :

$$n_s = \frac{3660\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2)$$

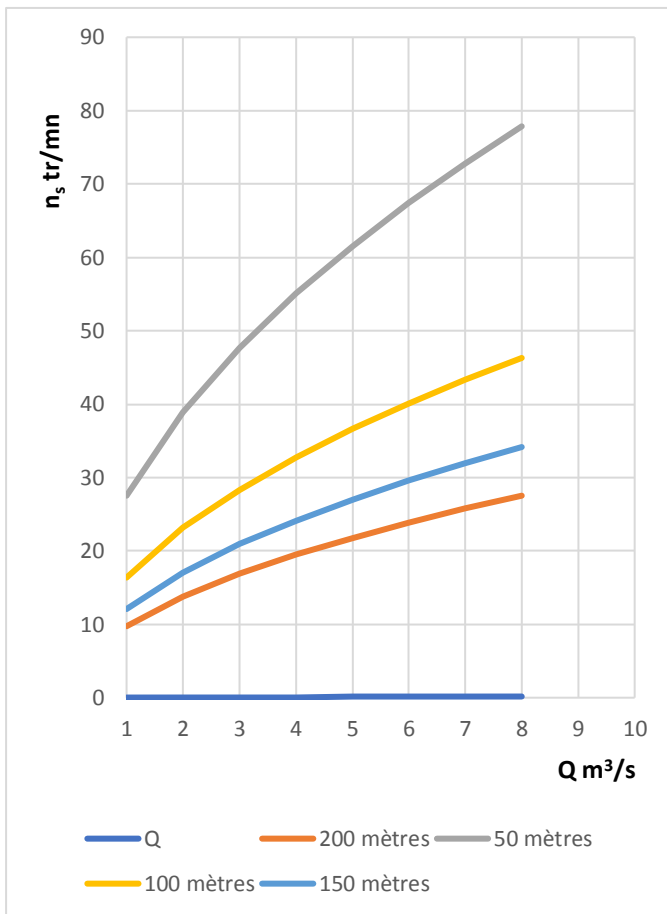
C'est une parabole d'axe horizontale ayant son sommet à l'origine.

Nous construisons les différentes paraboles correspondant à des valeurs de H se suivant en progression arithmétique : H = 50 mètres, H = 100 mètres, H = 150 mètres, H = 200 mètres.

**Tableau 3 : Valeurs de  $n_s$  en fonction du débit et de la hauteur**

Q [m <sup>3</sup> /s] \ H [m]	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16
200	9,73	13,76	16,85	19,46	21,76	23,83	25,74	27,52
150	12,07	17,07	20,91	24,15	27	29,58	31,95	34,15
100	16,36	23,14	28,35	32,73	36,6			
0	27,52	38,92						

**Courbe 1 : Courbes de hauteur en fonction  $n_s$  et du débit Q**



La valeur de  $n_s$  est immédiatement lue si l'on connaît H et Q.

Les données habituellement sont le débit Q, la hauteur H et la vitesse de rotation N.

**Tableau 4 : tableau de classification des turbines selon la vitesse spécifique  $n_s$**

$10 < n_s < 30$ (45)	Turbine Pelton (Turbine à action)
$45 < n_s < 300$ (450)	Turbine Francis (Turbine à réaction)
$450 < n_s < 1100$	Turbine Kaplan (Turbine à réaction)

Source : Cours Machine hydraulique LP2, GMI

#### 4.4.3 Nombre de jet

Les valeurs les plus favorables de la vitesse spécifique qui varie avec la hauteur de chute sont comprises entre 16 et 32 tours/minutes.

En pratique, les turbines Pelton multi-jet possèdent 2 à 4 jets ; il y a la question de l'évacuation de l'eau qui joue un rôle important ; avec une turbine à 1 jet, ce jet agit dans le bas de la roue et l'évacuation se fait très facilement. Avec 2 jets, la chose est encore assez facilement réalisable ; mais dès qu'il y a plus de 2 jets répartis sur la circonférence de la roue, l'évacuation de l'eau des jets qui agissent à la partie supérieure de la roue devient difficile, car il ne faut pas que l'eau d'évacuation retombe dans l'aubage, ce qui produit un effet de freinage et par suite une diminution de rendement. Il faut en outre que les jets soient suffisamment éloignés les uns des autres, sinon ils se contrarient l'un l'autre, et ceci toujours au détriment du rendement. Pour les petits diamètres de roues, il n'est, par conséquent, pas possible d'avoir plus de 2 jets.

Le tableau suivant montre le nombre de jet en fonction de la vitesse spécifique :

**Tableau 5 : Nombre de jet en fonction de  $n_s$**

Valeur de $n_s$	Nombre de jet
$16 < n_s < 22,6$	1
$22,6 < n_s < 22,6 \sqrt{2} = 31,8$	2
$31,8 < n_s < 22,6 \sqrt{3} = 39$	3
$39 < n_s < 22,6 \sqrt{4} = 42,2$	4

Source : Bois L., *Bulletin technique de la Suisse romande*, 45 (1919), page 219

On peut en résumer que l'on pourra toujours obtenir avec des turbines Pelton à 1 jet un  $n_s$  de 0 à 22,6 et avec des Pelton à 2 jets un  $n_s$  de 22,6 à 31,8.

Avec une hauteur  $H = 200\text{m}$  et un débit  $Q = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}$ .

On obtient une vitesse spécifique  $n_s = 23,84 \text{ tr/mn}$  qui nous rapporte à un nombre de jet égale à 2.

## 4.4 Etude injecteur et jet

### 4.4.1 Détermination du diamètre du jet :

A partir de la section contractée du jet sortant d'un injecteur Pelton, on observe une modification d'aspect. Au lieu de rester cylindrique, ainsi que le voudraient les lois de l'hydrodynamique théorique, le jet change de structure. L'observation d'un jet issu d'un injecteur Pelton montre qu'après une section de diamètre minimal ou section contractée, le jet s'élargit en fonction de la distance. En effet, le jet est constitué d'une zone centrale convergente ne renfermant que de l'eau et une zone de section annulaire croissante renfermant une émulsion d'eau et d'air.

Pour assurer la bonne qualité du jet, c'est-à-dire dispersion et ovalisation minimales, on a donc réalisé certaines conditions dans la tracée de l'injecteur. Toutes les dimensions de l'injecteur sont le fruit de longues expériences partout dans le monde.

-faible vitesse dans la tubulure, le diamètre de la tubulure est alors 4\*d ou 5\*d

-coudes à grands rayons dans la tubulure d'alimentation, donc le rayon du coude est 4 fois rayons de la tubulure

Entre le coude et la buse, on prévoit :

-un tronçon rectiligne de longueur égale 6\*d

-un convergent à l'amont de la buse car une accélération redresse le filet liquides

-au même endroit, 3 à 8 ailettes de guidages de section pisciforme qui permettent d'empêcher une rotation du jet dont les effets seraient catastrophiques.

Afin de déterminer le débit d'un injecteur, le débit principal est divisé par le nombre de jet.

$$Q = q_i z_i$$

D'où le débit d'un injecteur vaut  $q_i = \frac{Q}{z_i}$  avec  $z_i$  le nombre de jet égale à 2.

En ayant le débit et la vitesse ainsi que le nombre d'injecteur, l'expression du diamètre est la suivante :

$$d_{jet} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 2 \cdot v_{jet}}}$$

$$d_{jet} = 0,034 \text{ m}$$

#### 4.4.2 Détermination du diamètre de la buse d'injecteur

L'injecteur a pour rôle d'alimenter la roue en eau et de permettre le réglage du débit. L'eau pénètre dans l'injecteur à faible vitesse et en sort à grande vitesse. Il y a donc dans l'injecteur une transformation de l'énergie de pression en énergie cinétique.

A débit maximale  $Q$ , le jet sortant de l'injecteur a la forme d'un cylindre  $d_{jet}$ . Mais l'expérience montre que le diamètre de l'orifice à la sortie de la buse doit avoir une valeur  $d_b$  supérieur à  $d_{jet}$  en raison de la contraction subie par la veine liquide s'échappant de l'injecteur.

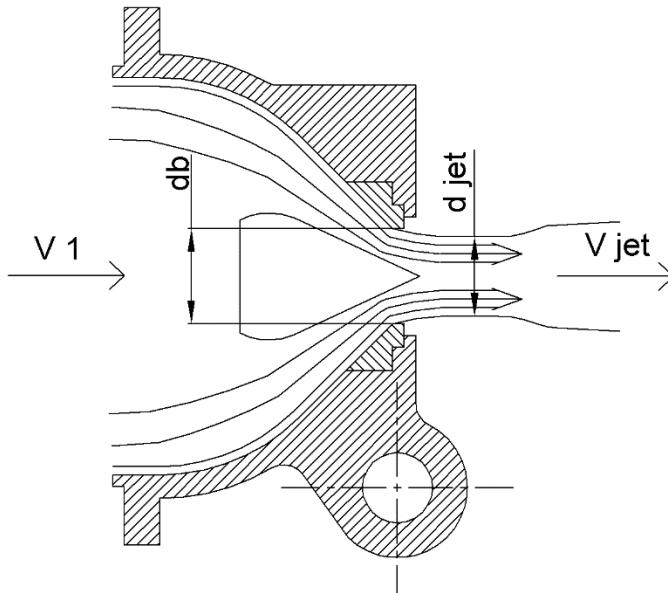
On a

$$d_b = a d_{jet} \text{ avec } a = \frac{1}{C_c}$$

sa valeur dépend des angles  $\alpha$  et  $\beta$  donnés aux parois, en regard du pointeau et de la tuyère. Il est généralement de l'ordre de 1,17 à 1,20.

$C_c$  étant le coefficient de contraction.

Rappelons que l'équation générale d'écoulement à travers l'orifice est trouvée de la manière suivante :



**Figure 1 : Ecoulement à travers un orifice**



En partant de l'équation de Bernoulli :

$$\rho_1 g H_1 + P_1 + \rho_1 \frac{V_1^2}{2} = \rho_2 g H_2 + P_2 + \rho_2 \frac{V_{jet}^2}{2}$$

Avec  $P_1$  la pression avant l'orifice,  $P_2$  celle après l'orifice,  $V_1$  et  $V_{jet}$  respectivement les vitesses d'un côté et de l'autre.

En admettant que les hauteurs  $H_1$  et  $H_2$  sont identiques, la différence entre le carré des vitesses est donnée selon :

$$V_{jet}^2 - V_1^2 = \frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)$$

Le coefficient de contraction  $C_c$  est défini de la manière suivante

$$C_c = \frac{d_{jet}}{d_b}$$

Donc le diamètre de la buse de l'injecteur est

$$d_b = 1,20 * 0,034 = 0,0408m$$

Pour garder l'homogénéité du jet, la distance entre l'injecteur et auget doit être égale à 2-3 fois le diamètre de la buse comme l'indique le rapport :

$$2 \leq \frac{L}{d_b} \leq 3$$

A cette distance les études expérimentales ont indiqué que la formation de gouttes à la périphérie du jet n'a pas encore eu lieu.

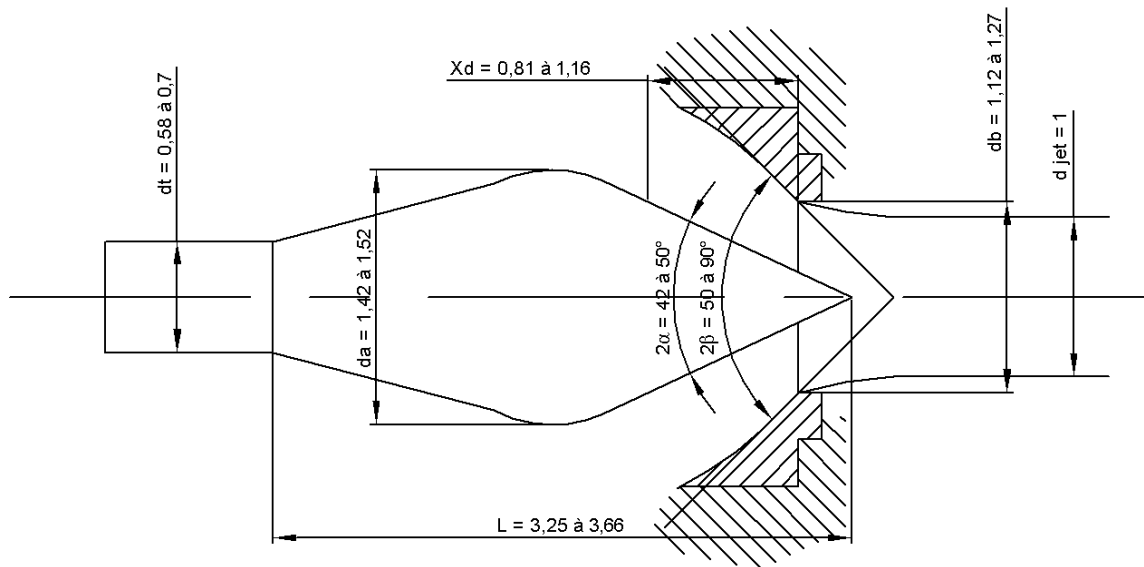
$$\text{Prenant } L = 3d_b ; L = 3 \times 0,0408 = 0,1224 \text{ m} = 122,4 \text{ mm}$$

Cependant, en y ajoutant le rayon de balayage du mouvement du déflecteur valant 155mm, la distance finale entre la buse de l'injecteur et l'auget est alors :

$$L = 277,4 \text{ mm}$$

#### 4.4.3 Variation du débit en fonction de la position du pointeau

Les pointeaux réalisés actuellement ont une forme conique avec angle au sommet relativement élevé :  $2\alpha = 42$  à  $50^\circ$ , la buse est également conique, angle au sommet  $2\beta = 50$  à  $90^\circ$ .



Source : Lucien Vivier, Turbine hydraulique et leur régulation

**Figure 2 : Grandeurs expérimentales concernant l'injecteur**

La figure 2 ci-dessus représente un pointeau conique en position ouverte, le degré d'ouverture étant défini par la course  $X_d$ . Remarquons qu'en position fermé, la buse est en contact avec la partie rectiligne du pointeau. A chute constante, le débit est proportionnel à la section de passage de la tuyère. Il est facile d'exprimer celle-ci en fonction de la course  $X_d$  comptée à partir de la position de fermeture.

Expression du débit :  $q_i = c_0 S$  avec  $c_0 = \varphi \sqrt{2 g H}$

$$S = \pi \frac{D_b + \delta}{2} X_d \sin \alpha$$

$$\delta = D_b - 2 X_d \sin \alpha \cos \alpha$$

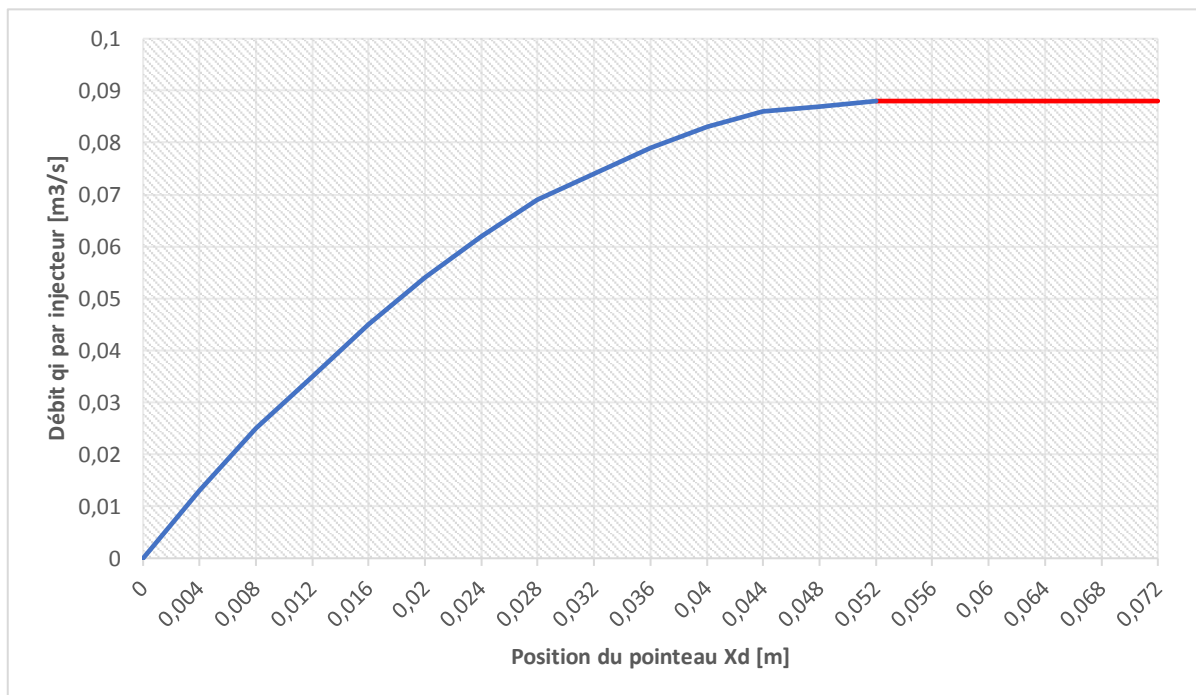
Il vient alors :

$$S = \pi \sin \alpha \left( D_b X_d - \frac{\sin 2 \alpha}{2} X_d^2 \right)$$

Donc le débit s'exprime comme suit :

$$q_i = \varphi \sqrt{2 g H} \pi \sin \alpha \left( D_b X_d - \frac{\sin 2 \alpha}{2} X_d^2 \right)$$

Ayant à disposition les dimensions d'un injecteur sous 200m de chute pour une turbine Pelton, le diamètre de la buse est adapté pour avoir un débit maximum, dans les conduites, similaire aux données de la figure suivante.



**Courbe 2 : Courbe de débit selon la position du pointeau**

A partir d'une certaine position la section du jet reste identique à la section maximale. Il ne sert donc à rien d'avoir une course trop grande pour le pointeau. Le diamètre de la buse est de 40,8mm et la position maximale du pointeau est de 52mm. Le graphique montre qu'il n'y a pas un comportement linéaire entre la position du pointeau et la section du jet. Ceci est pris en compte dans la régulation.

#### 4.4.4 Technologie de l'injecteur

L'injecteur est le système d'alimentation des centrales hydroélectriques types. Elle est constituée généralement par :

- Buse (tuyère) : elle fournit l'eau sous pression appliqué aux augets
- Guide : conduit l'arbre du pointeau pour avoir un jet symétrique
- Arbre du pointeau : relie l'aiguille et l'actionneur de commande
- Aiguille du pointeau : sa forme liée à celle de la buse provoque la contraction du jet à sa sortie de l'injecteur et donne la variation du débit
- Tubulure : c'est lui qui alimente en eau toute l'ensemble du distributeur
- Vérin hydraulique de commande de manœuvre : c'est l'unité qui commande l'avancé ou le recul du pointeau
- Déflecteur : écran protectrice de la turbine en déviant le jet si nécessaire
- Ressort d'équilibrage : sert à équilibrer les différentes efforts mises en jeu pour la commande
- Collet conique ou cylindre d'équilibrage : même fonction que le ressort.

##### A. Actionneur-Pointeau

Dans la réalité, le pointeau est commandé en position via une vanne proportionnelle qui reçoit une commande en tension.

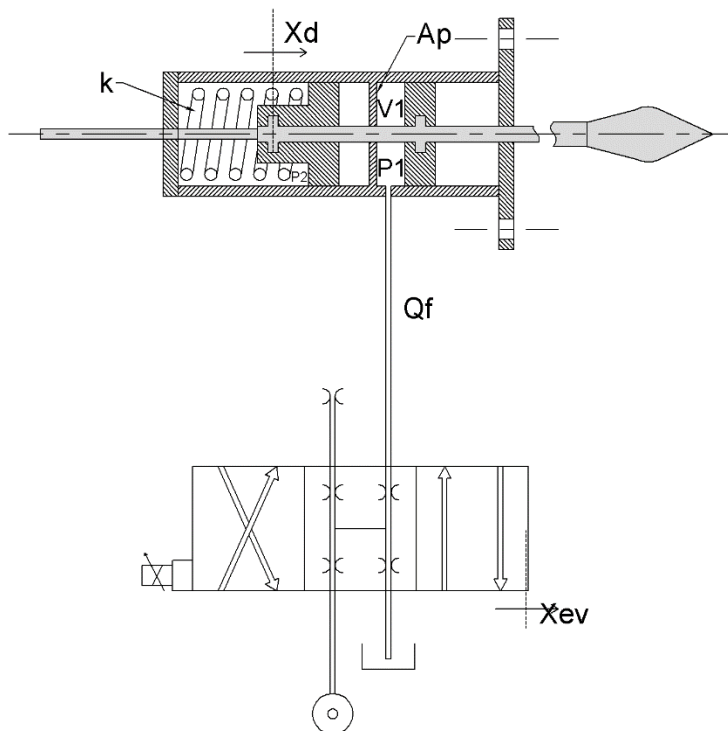


Figure 3 : Modèle hydraulique de l'actionneur

*Fonctionnement :*

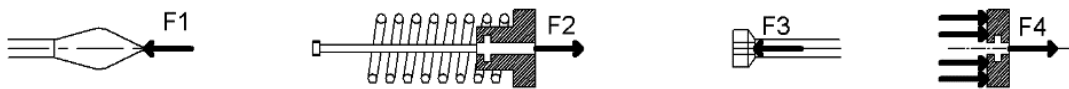
L'électrovanne proportionnelle est alimentée avec une tension de  $\pm 10V$ . Si on applique  $+10V$ , la vanne va se déplacer à droite, laissant passer un certain débit depuis la pompe jusqu'au piston. Si l'on applique  $-10V$ , la vanne se déplace sur la gauche et l'huile contenue dans le piston peut en sortir, poussée par le ressort du piston et aller à l'échappement de la vanne. Lorsque l'on met  $0V$  aux bornes de la vanne, celle-ci reste dans la position dans laquelle elle se trouve au moment donné.

a) *Les efforts pour la commande :*

Pour la commande de l'ouverture de l'injecteur, on doit considérer :

1. La force de frottement de l'eau sur le contour du pointeau  $F_1$  qui tend à ouvrir celle-ci et varie à peu près linéairement quand on passe de la position fermée à la position ouverte, sauf tout près de la fermeture.
2. Pour annuler cet effort, on ajoute un gros ressort d'équilibrage qui est prévue pour exercer une force  $F_2$  à peu près égale et directement oppose à  $F_1$ . Toute fois vers la position fermer, cet équilibrage n'est pas possible, et d'autre part  $F_1$  varie avec le temps au fur et à mesure de l'usure de l'aiguille.
3. Ne sachant pas si  $F_1 - F_2 > 0$  ou  $F_1 - F_2 < 0$ , on lève l'indétermination en ajoutant une troisième force  $F_3$  qui tend à provoquer l'ouverture, elle est obtenue par l'action de l'eau sur le collet cylindrique.

La somme de  $F_1$ ,  $F_2$  et  $F_3$  constitue la force d'ouverture de l'aiguille, pour l'équilibre de la position ou la fermeture de cette dernière, à cette force sera ajoutée l'action de l'huile sous pression du vérin  $F_4$ .



**Figure 4 : Les composantes des forces pour la commande**

## B. Le déflecteur

Il s'agit de mécanismes (souvent commandés manuellement pour les petites turbines) qui viennent s'insérer entre l'injecteur et les augets afin de dévier tout ou partie du jet en cas de problème ou d'emballement.



Source : Petites turbines : développements hydrauliques et essais sur modèles page 45

### Image 20 : Déflecteur sur une Pelton à 6 jets

#### 4.5 Détermination du diamètre de l'arbre

##### 4.5.1 Calcul des puissances

On a comme vitesse de jet :  $V_{jet} = \sqrt{2 g H} = 62,60 \text{ m/s}$

La puissance hydraulique étant :  $P_{hyd} = z \frac{\pi}{4} d^2 \varphi \sqrt{2 g H} \rho g H = Q \rho g H$

Le tableau de valeur expérimental peut aider dans la détermination de  $\eta_t$  suivant le rapport entre le diamètre  $D$  de la roue et le diamètre du jet ainsi que la valeur de  $n_s$  choisit.

**Tableau 6 : Tableau de valeur expérimental du rendement de la turbine**

$D_{roue}/d_{jet}$	6,5	7,5	10	20
$n_s$ (rpm)	35	32	24	10
$\eta_{turbine}$	0,82	0,86	0,89	0,90

Source : Turbo machine PDFBLOC7c

En tenant compte du rendement global de la machine hydraulique  $\eta_t$ , on obtient la puissance mécanique fournie à l'arbre de la turbine.

La puissance mécanique :

$$P_{\text{mec}} = \eta_t P_{\text{hyd}}$$

En tenant compte en outre du rendement de la génératrice électrique  $\eta_g$ , lequel atteint de 80 % à 95 %, on obtient la puissance électrique aux bornes de la machine électrique, à savoir

$$P_{\text{elec}} = \eta_g P_{\text{mec}} = \eta_g \eta_t P_{\text{hyd}}$$

#### 4.5.2 Calcul des moments

L'arbre de transmission est un cylindre qui transmet un couple avec une vitesse de rotation momentanée et qui s'appuie sur des paliers. Ici l'arbre est un arbre court sollicité en torsion, de ce fait la relation de moment équivalent est :

$m_{it} = (m_{tf}^2 + m_{tt}^2)^{1/2}$  (Selon la condition de résistance de TRESCA pour un arbre court.)

Avec  $m_{it}$ : moment idéal de torsion

Le moment de flexion  $m_{tf} = \text{force} * \text{bras de levier}$

Le moment de torsion  $m_{tt} = m_{tmoteur} + m_{trésistant}$

$m_{tmoteur}$  : moment du couple mécanique provoquer par le jet d'eau

$$m_{tmoteur} = \frac{30 P_{\text{méc}}}{\pi N}$$

N : la vitesse de rotation de la turbine

$m_{trésistant}$  : moment du couple résistant produit par l'alternateur

$$m_{trésistant} = \frac{p P_{\text{elec}}}{2 \pi f}$$

f : fréquence du courant

p : nombre de paire de pôles

Remarquons que l'on a un générateur standard avec N = 1000 tr/min donc le nombre de paire de pôles est de 3, la fréquence f = 50Hz

On a la formule de contrainte admissible suivante pour déterminer la section de l'arbre

$$\sigma_{adm} \geq \sigma = \frac{m_{t\acute{e}q}}{w_z}$$

$\sigma_{adm}$  : contrainte admissible

$m_{t\acute{e}q}$  est égale à  $m_{it}$  pour un arbre court

$w_z$  : module de résistance en flexion  $w_z = \frac{\pi d^3}{16}$

$d$  : diamètre de l'arbre

En effet, on fait intervenir des contraintes pratiques qui introduisent les coefficients de sécurité, en raison d'autres efforts supplémentaires qui pourront intervenir, en théorie on a à la place de la contrainte admissible dans le cas d'un arbre court :

$$\sigma_p = \frac{\sigma_e}{3 \text{ à } 5}$$

Où  $\sigma_p$  : contrainte pratique

$\sigma_e$  : contrainte élastique dépendant de chaque matériau

On a un arbre court en acier C32 ayant  $\sigma_e = 320\text{N/mm}^2$

Valeurs des puissances :

$$P_{\text{hyd}} = 235440 \text{ W}$$

$$P_{\text{mec}} = 209541 \text{ W}$$

$$P_{\text{elec}} = 167633 \text{ W}$$

Valeurs des moments :

$$m_{tf} = 1867,67 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{tmoteur} = 2000 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{trésistant} = 1600,77 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{tt} = 3600,77 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$m_{it} = [(1867,67 \cdot 10^3)^2 + (3600,77 \cdot 10^3)^2]^{1/2} = 2459,29949 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



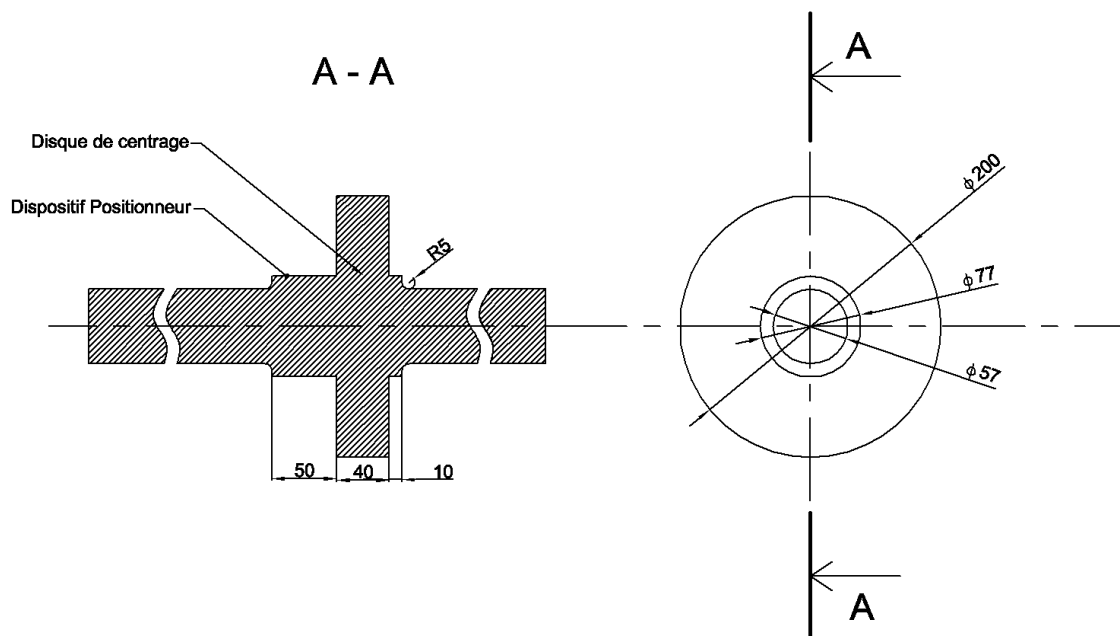
$$\sigma_{adm} = \frac{320}{3} \geq \sigma = \frac{2459,29949 \cdot 10^3}{\frac{\pi * d^3}{16}}$$

$$d \geq 57,97 \text{ mm}$$

Le diamètre de l'arbre vaut **d = 60 mm**

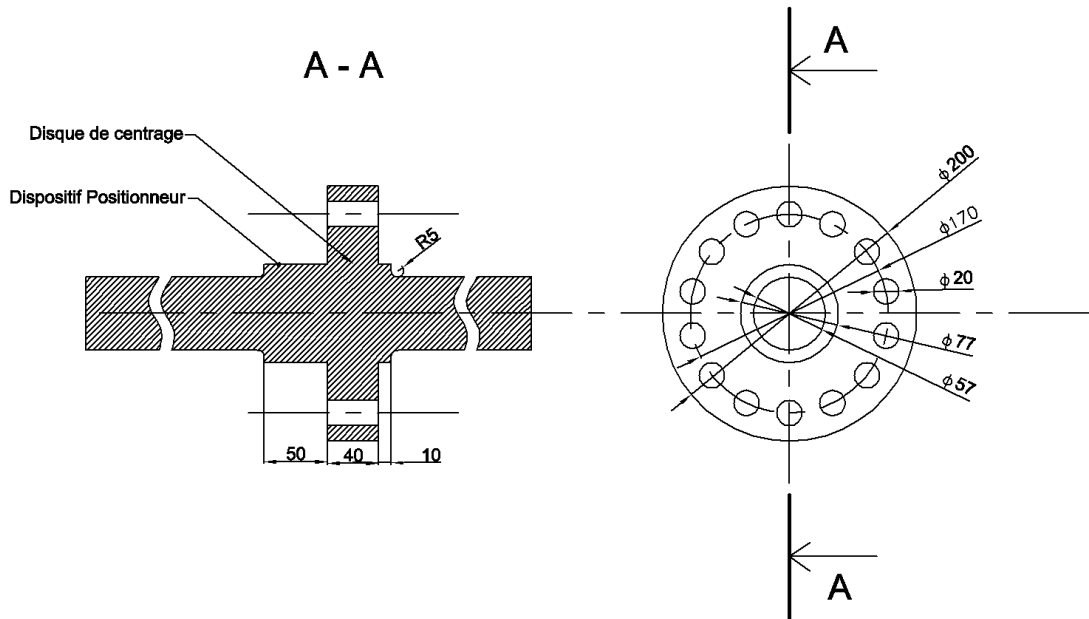
#### 4.5.3 Disque de centrage

Pour centrer la roue, on utilise un disque de centrage obtenu par usinage d'une pièce brute cylindrique de diamètre supérieur à 200 mm que l'on usine à l'aide d'une tour mécanique. On procède par enlèvement de matière afin d'obtenir la forme voulue.



**Figure 5 : Figure du disque après tournage**

Afin de bien s'assurer que le disque et la jante soient bien centrés, les deux pièces sont montées et serrées ensemble sur une machine de perçage en utilisant un plateau diviseur.



**Figure 6 : Figure du disque après perçage**

De même pour la fixation des augets, ces derniers sont à leurs tour montés sur la jante avant de procéder aux contre-perçage et perçage.

#### 4.6 Dimension de la roue et de l'auget

##### 4.6.1 Diamètre de la roue

La vitesse périphérique de la roue  $u$ (m/s) avec la vitesse de rotation  $\omega$ (rad/s)

$$u = \omega \frac{D}{2} \text{ et } u = \xi \sqrt{2 g H}$$

Pour une vitesse de rotation donnée  $N = 1000 \text{tr /mn}$ , le diamètre de la roue ne dépend que du coefficient de vitesse  $\xi = 0,46$  en valeur moyenne, selon la relation suivante :

$$D = 2 \frac{30 \xi \sqrt{2 g H}}{\pi N}$$

$$\boxed{D = 0,55\text{m} = 550 \text{ mm}}$$

Cette valeur correspond pour obtenir le rendement le plus favorable dont ce diamètre représente 8 à 15 fois celui du jet.

#### 4.6.2 Dimensionnement et nombre d'auget

Le nombre d'auget doit être tel qu'aucune particule d'eau provenant du jet ne puisse se faufiler entre deux augets sans action sur l'un d'eux. Chaque auget possède une encoche permettant la facilité du jet d'atteindre le prochain auget.

Selon Vivier, le nombre d'auget peut être déterminé à partir de la méthode suivante :

$$Z_a = \frac{D}{2 d_{jet}} + 15 = 23$$

Les dimensions de l'auget sont proportionnelles au diamètre du jet. B représente la dimension intérieure d'un auget, la relation empirique suivante montre l'intervalle comprenant le rapport B/d suivant le nombre d'injecteur :

$$3.1 \leq \frac{B}{d} \leq 3.4$$

B = 3,1\*d pour 1 injecteur

B = 3,2\*d pour 2 injecteurs

B = 3,3\*d pour 4-5 injecteurs

B > 3,3\*d pour 6 injecteurs

Notre nombre d'injecteur est de 2 donc B = 3,2 x 0,034 = 0,108 m

La figure suivante montre les proportions entre les dimensions d'un auget et le diamètre du jet.

$$B = 3,2 * d_{jet}$$

$$f_a = 0,85 * d_{jet}$$

$$H_1 = (2,5 \text{ à } 3,7) * d_{jet}$$

$$r_a = 0,75 * d_{jet}$$

$$H_2 = 3,23 * d_{jet}$$

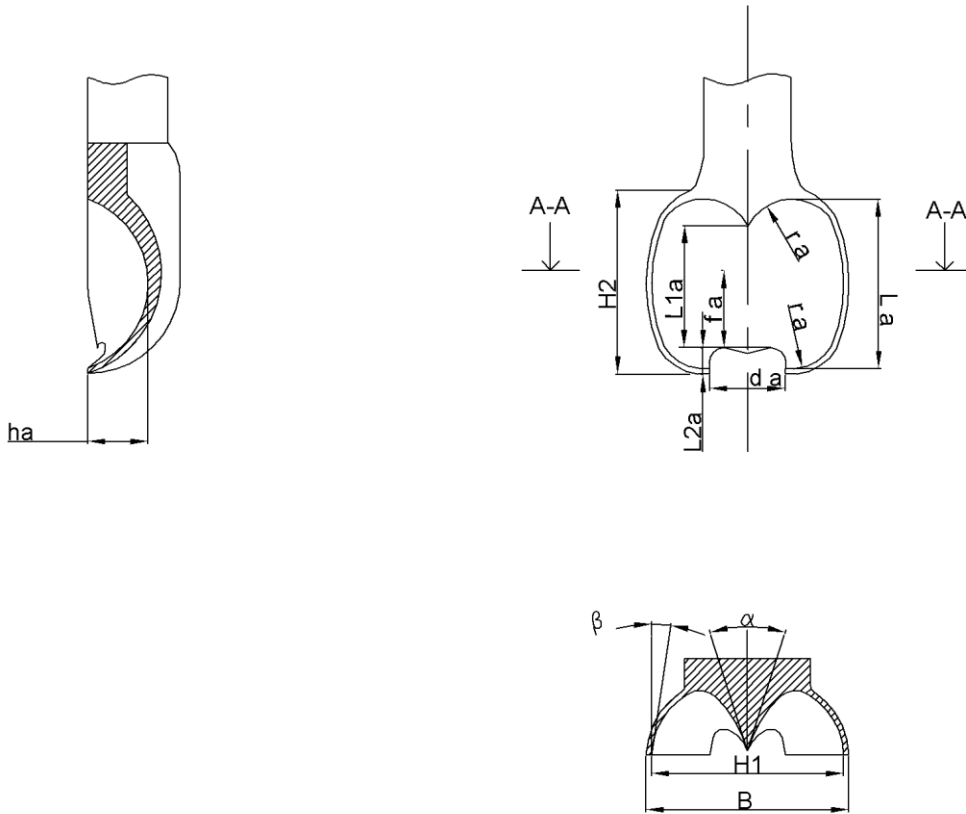
$$h_a = d_{jet}$$

$$L_a = 2,5 * d_{jet}$$

$$l_{1a} = 1,67 * d_{jet}$$

$$d_a = (1 \text{ à } 2) * d_{jet}$$

$$l_{2a} = (0,2 \text{ à } 0,4) * d_{jet}$$



Source : *TURBO-MACHINES HYDRAULIQUES ET THERMIQUES (LUCIEN VIVIER)*

**Figure 7 : Proportions des augets en fonction du diamètre de jet**

#### 4.6.3 Dimensionnement et nombre des boulons

$$s \sigma \leq \sigma_{adm}$$

$$\frac{s T}{S} \leq \sigma_{adm}$$

$$S = \frac{n \pi d_x^2}{4}$$

$$\frac{4 s T}{n \pi d_x^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$d_x \geq \sqrt{\frac{4 s T}{n \pi \sigma_{adm}}}$$

s : coefficient de sécurité

T : la force de cisaillement ou effort tranchant

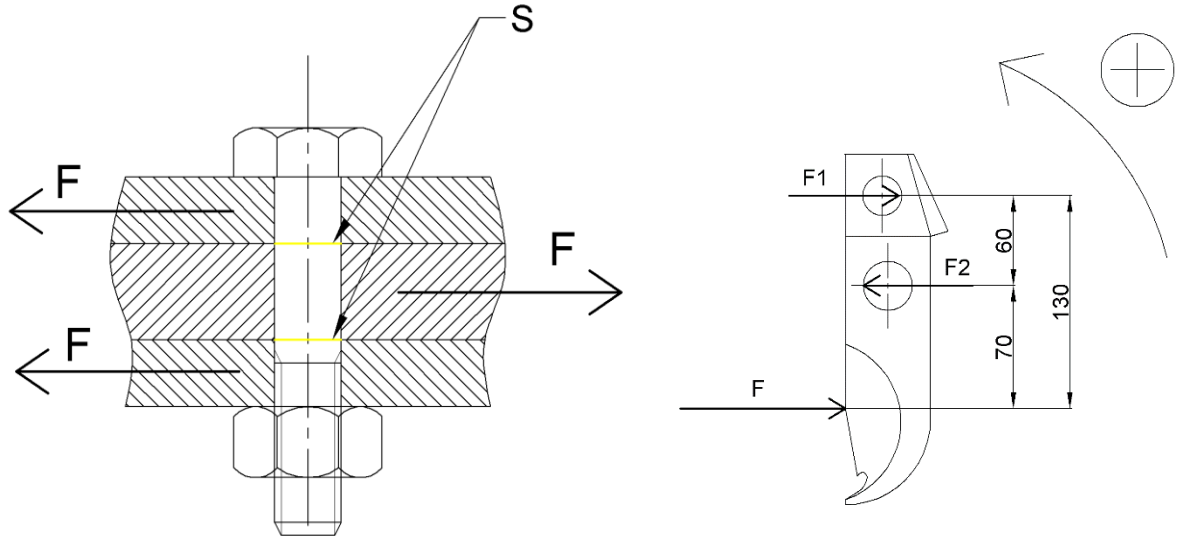
S : la section qui subit le cisaillement

n : nombre de sections cisillées

$$\sigma_{adm} = 106 \text{ N/mm}^2$$

On prend un coefficient de sécurité  $s = 10$  puisque la turbine Pelton est un corps tournant soumis à des chocs dus à l'impact des jets sur les augets et à une vibration.

**Calcul de diamètre des boulons de fixation de l'auget :**



**Figure 8 : Représentation des forces de cisaillements sur les boulons 1 et 2**

A l'équilibre, la force de cisaillement  $F_2$  sur le boulon 2 qui résulte de la force de l'impact du jet sur un auget peut être exprimée en fonction des distances  $l_1$  et  $l_2$  définies respectivement entre le boulon 1 et un point d'application de la force  $F$  et entre le boulon 1 et le point d'application de l'effort  $F_2$  comme :

Ici, le boulon 1 est supposé l'axe de rotation.

$$\sum \mathcal{M}_{\%boulon1} = 0$$

$$F l_1 - F_2 l_2 = 0$$

$$F_2 = F \frac{l_1}{l_2}$$

Et celui du boulon 1 est représenté comme suit :

Ici, le boulon 2 est supposé l'axe de rotation.

$$\sum \mathcal{M}_{\%boulon2} = 0$$

$$F l_3 - F_1 l_2 = 0$$

$$F_1 = F \frac{l_3}{l_2}$$

Le diamètre du boulon 2 :

Ici :  $T = F_2$   
 $n = 2$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2 s F l_1}{\pi \sigma_{adm} l_2}}$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2 * 10 * 6791,52 * 130}{\pi * 106 * 60}}$$

$$d_2 \geq 29,72 \text{ mm}$$

D'après les dimensions normalisées des vis : **VIS H M30-100**

Le diamètre du boulon 1 :

Ici :  $T = F_1$   
 $n = 2$

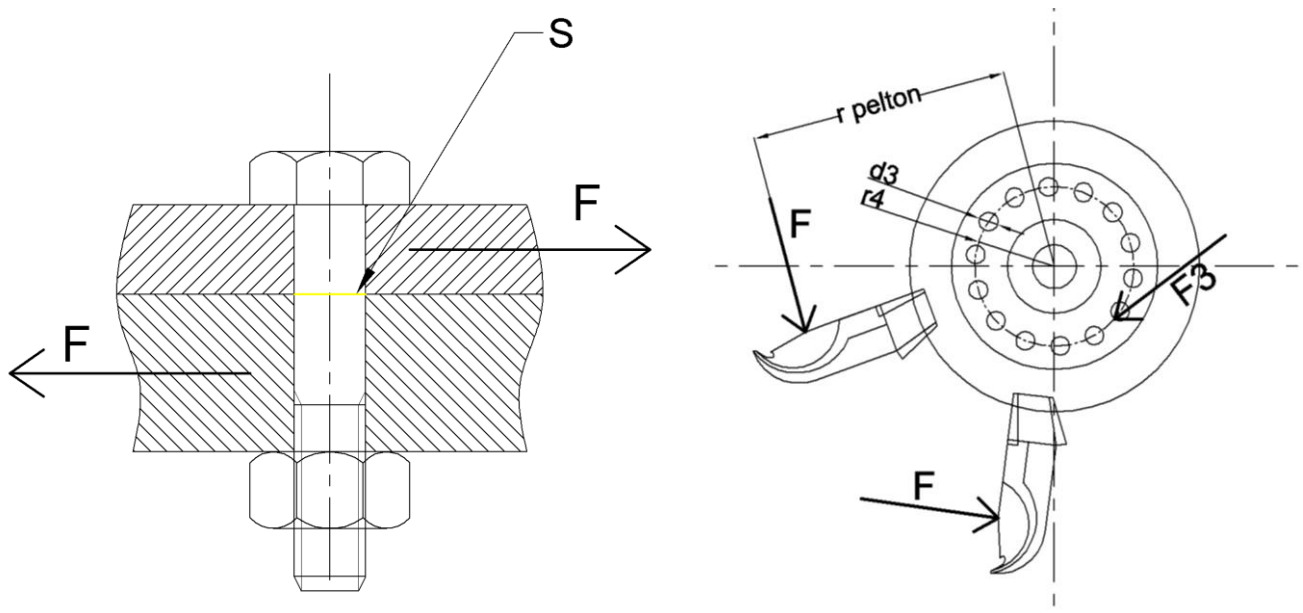
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2 s F l_3}{\pi \sigma_{adm} l_2}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2 * 10 * 6791,52 * 70}{\pi * 106 * 60}}$$

$$d_1 \geq 21,8 \text{ mm}$$

D'après les dimensions normalisées des vis : **VIS H M24-100**

**Calcul de diamètre des boulons d'assemblages jante – disque de centrage :**



**Figure 9 : Représentation des forces de cisaillements sur les boulons 3**

$$\sum \mathcal{M}_0 = 0$$

$$2 F r_{Pelton} - F_3 r_4 = 0$$

$$F_3 = 2 F \frac{r_{Pelton}}{r_4}$$

On sait que :

$$\frac{4 s T}{n \pi d_x^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$n \geq \frac{8 s F r_{Pelton}}{\pi \sigma_{adm} d_3^2 r_4}$$

Avec :  $d_3 = 20mm$  ; VIS H M20-120

$$n \geq \frac{8 * 10 * 6791,52 * 275}{\pi * 106 * 20^2 * 85}$$

$$n \geq 13,2$$

$$\mathbf{n = 14}$$

## **PARTIE V – AVANTAGES D’UNE MICRO TURBINE PELTON**

### **5.1 Principaux atouts de la microcentrale hydraulique**

Les structures hydrotechniques sur un site doivent garantir des caractéristiques d’écoulement de l’eau en respect avec les exigences environnementales pour obtenir les autorisations.

La microcentrale hydraulique contribue au développement durable, puisque, tout en étant économiquement rentable, elle respecte l’environnement (pas d’émissions de gaz à effet de serre) et elle permet la production d’électricité décentralisée pour le développement des populations isolées. De plus, d’autres avantages peuvent être soulignés dans les domaines suivants.

#### 5.1.1 Environnement

- La microcentrale hydraulique est une énergie propre (elle ne produit pas de gaz à effet de serre, susceptibles de provoquer de profonds changements climatiques) et renouvelable (le combustible est l’eau, eau qui n’est pas consommée lors du procédé de génération d’électricité). Pour produire 1 MWh d’énergie électrique, il faut environ 500 kg de charbon. Cela correspond à 850 kg de CO<sub>2</sub>, 11 kg de CO et 10 kg de SO<sub>2</sub> émis dans l’atmosphère.
- Les microcentrales hydrauliques, quand elles sont bien équipées, ne sont pas un obstacle pour la migration des poissons.
- Les micros centrales hydrauliques assurent un débit minimum en aval appelé débit réservé ou débit résiduel qui garantit la vie piscicole.
- Les installations de microcentrale hydraulique contribuent à la maintenance des lits des rivières en permettant de récupérer les déchets qui s’écoulent dans le flot de la rivière.



### 5.1.2 Economie

- L'actuelle technologie des microcentrales hydrauliques facilite la restauration et/ou la remise en service des anciennes microcentrales centrales.
- La microcentrale hydraulique mobilise des ressources et contribue au développement économique des populations isolées en assurant une énergie autonome et fiable sur le long terme. De plus, le matériel ou les équipements sont robustes et ont fait leurs preuves avec une exploitation simple et une durée de vie longue.
- C'est la plus importante et la plus économique des énergies renouvelables. Elle est exploitable de façon compétitive dans une économie de marché. Elle offre une densité de puissance élevée (kilowatt par kilogramme d'installation), un très bon rendement de transformation et un excellent facteur de rendement (nombre de kilowattheures produits pendant la durée de vie en comparaison de l'énergie investie dans la construction de l'installation).
- Le coût du kilowattheure ne dépend pas, comme pour les énergies fossiles, des prix des combustibles, soumis aux fluctuations du marché mondial. L'hydro-électricité est donc un facteur d'indépendance énergétique pour le pays qui l'exploite.
- Les microcentrales hydrauliques créent des emplois à un niveau local pour la surveillance de la centrale en période de fonctionnement.
- Les microcentrales centrales hydrauliques assurent un haut ratio de temps de retour énergétique. Pour chaque système générateur de puissance, le temps de retour énergétique est le ratio de l'énergie produite pendant sa durée de vie standard divisée par l'énergie requise pour construire, entretenir et alimenter l'équipement générateur. Si un système a un ratio de temps de retour bas, cela signifie que beaucoup d'énergie est nécessaire.
- Un ouvrage hydraulique permet souvent d'exercer des fonctions multiples : irrigation des cultures et réserve d'eau potable et industrielle.

### 5.1.3 Distribution d'électricité

- L'introduction de micros centrales hydrauliques crée un système électrique plus diversifié.
- Comme la microcentrale hydraulique est située à proximité des consommateurs, les pertes par transmission peuvent être réduites et les lignes de transmission électriques sont allégées.

### 5.1.4 Logistique

Les installations de microcentrale hydraulique aident à l'inventaire des indicateurs hydrologiques.

La technologie actuelle repose sur un siècle de développement continu. Elle peut être mise en œuvre sans problème dans l'ensemble des pays en voie de développement et d'industrialisation.

Ce secteur de production ne peut donc pas être mis au second plan en matière de développement. Les recherches dans le domaine de l'optimisation des composants hydro-électriques se multiplient autant dans le domaine expérimental ou numérique que dans la gestion des ressources ou de la régulation.

## **5.2 Avantages du Pelton multi-jets**

La turbine Pelton est la seule qui puisse être réalisée artisanalement.

Pas de risque d'inondation de l'usine et une possibilité de fonctionner en compensateur synchrone sans surcôt pour le système de dénoyage comme c'est le cas pour la roue Francis.

Le rendement hydraulique est meilleur aux charges partielles, puissances inférieures à 65 % de  $P_{max}$  environs.

La plage de fonctionnement est très étendue en puissance, de 100 à 10% environ.

Le démontage de la turbine, notamment roue et injecteur, sensiblement plus rapide.

Pour les turbines à axe vertical, le nombre de jets peut être plus élevé. On construit des machines comportant jusqu'à six injecteurs. C'est la solution retenue pour les grosses machines.

Tandis que pour les turbines à axe horizontal, afin de limiter l'encombrement de l'amenée, le nombre de jets est pratiquement limité à deux, l'angle entre ces deux jets variants entre 75 et 90 degrés. Et le bâti doit résister à la pression de deux jets (partie inférieure renforcée par des nervures, partie supérieure à double fond, partie arrière protégée par un bouclier). Souvent, on place deux turbines de ce type de part et d'autre d'un alternateur unique, soit donc un groupe comportant deux roues et quatre jets.

Pour une hauteur de chute donnée, l'augmentation de la puissance d'une turbine nécessite un accroissement correspondant du débit d'eau. Pour une machine Pelton, cela peut se faire soit en accroissant le diamètre du jet, et donc aussi les dimensions de la machine puisque le rayon de la roue doit être proportionné au diamètre du jet, soit en augmentant le nombre de jets.

Il peut y avoir plusieurs injecteurs à pointeau :

- À puissance et chute égales, c'est une solution offrant l'avantage de conduire à des augets plus petits, des roues de diamètre moindre et donc des vitesses de rotation plus élevées ;
- Le poids de la machine est ainsi diminué, y compris celui de l'alternateur ;
- Du fait de leur dimension réduite, les frais de génie civil en sont réduits d'autant et disponibles pour des puissances très petites (depuis 0,1 CV) dans des modèles standardisés ;
- Le rendement croît grâce à la qualité de l'écoulement plus facile à maintenir sur les petits augets ;
- Donc plusieurs jets sur la roue Pelton, de façon à répartir la charge et optimiser les performances de la turbine ;
- La surpression appliquée à la conduite forcée est plus faible puisqu'il y a répartition de la conduite par le nombre de jet, ce qui est sensible principalement pour les conduites forcées extérieures.

Il faut cependant veiller à ce que les retombées d'eau après sortie de la roue ne viennent pas interférer avec un des jets d'alimentation.

### **5.3 Perspectives à Madagascar**

L'avenir des petites centrales est fonction du contexte de la région concernée. Pour simplifier, on distinguera deux situations à Madagascar :

- les régions montagneuses et régions à précipitations abondantes :

Le développement d'une petite centrale hydraulique se poursuit. Souvent ce sont des territoires vastes, peu peuplés, où l'eau abonde et où le potentiel d'équipement reste important. Les perspectives d'avenir y sont bonnes car cette forme d'énergie peut satisfaire des besoins locaux de façon rentable.

- les régions touchées par la pénurie :

Les petites centrales ne peuvent être implantées dans ces régions, même saisonnière, d'eau, du fait des conditions climatiques et hydrologiques qui y règnent. Mais, dans les régions montagneuses plus ou moins reculées et le long des rivières au cours assez régulier, les microcentrales pourraient participer à l'électrification rurale décentralisée et gérée, au niveau des villages, en réseau isolé autonome. L'exemple en Chine de plusieurs régions éloignées est tout à fait instructif pour Madagascar.

## CONCLUSION

En somme, dans les pays en voie de développement, la demande pour accroître l'électrification rurale est énorme, car seulement 5% de la population a accès à l'électricité. Diverses solutions s'offrent dans l'exploitation de l'énergie renouvelable. La mise en place des turbines hydrauliques répond très bien aux besoins en électricité. L'électrification s'accompagne de la création de petites industries et artisanats. La promotion d'appareils domestiques efficaces, comme les cuiseurs de riz de faible puissance, limite le recours au bois, en valorisant la production des heures creuses.

Ainsi, dans le domaine énergétique des turbines, l'étude d'un micro turbine Pelton multi-jet nous a permis de voir qu'avec son fonctionnement simple et la facilité de sa maintenance, il est possible de subvenir à un besoin en puissance électrique pour une population locale avec une turbine à petite dimension. Cette énergie renouvelable contribue au développement économique et social des zones rurales.

Et pour bientôt, la possibilité d'installer des microcentrales hydrauliques tel que ce modèle Pelton multi-jet est envisageable pour des régions exploitables en chute d'eau.

## **BIBLIOGRAPHIE**

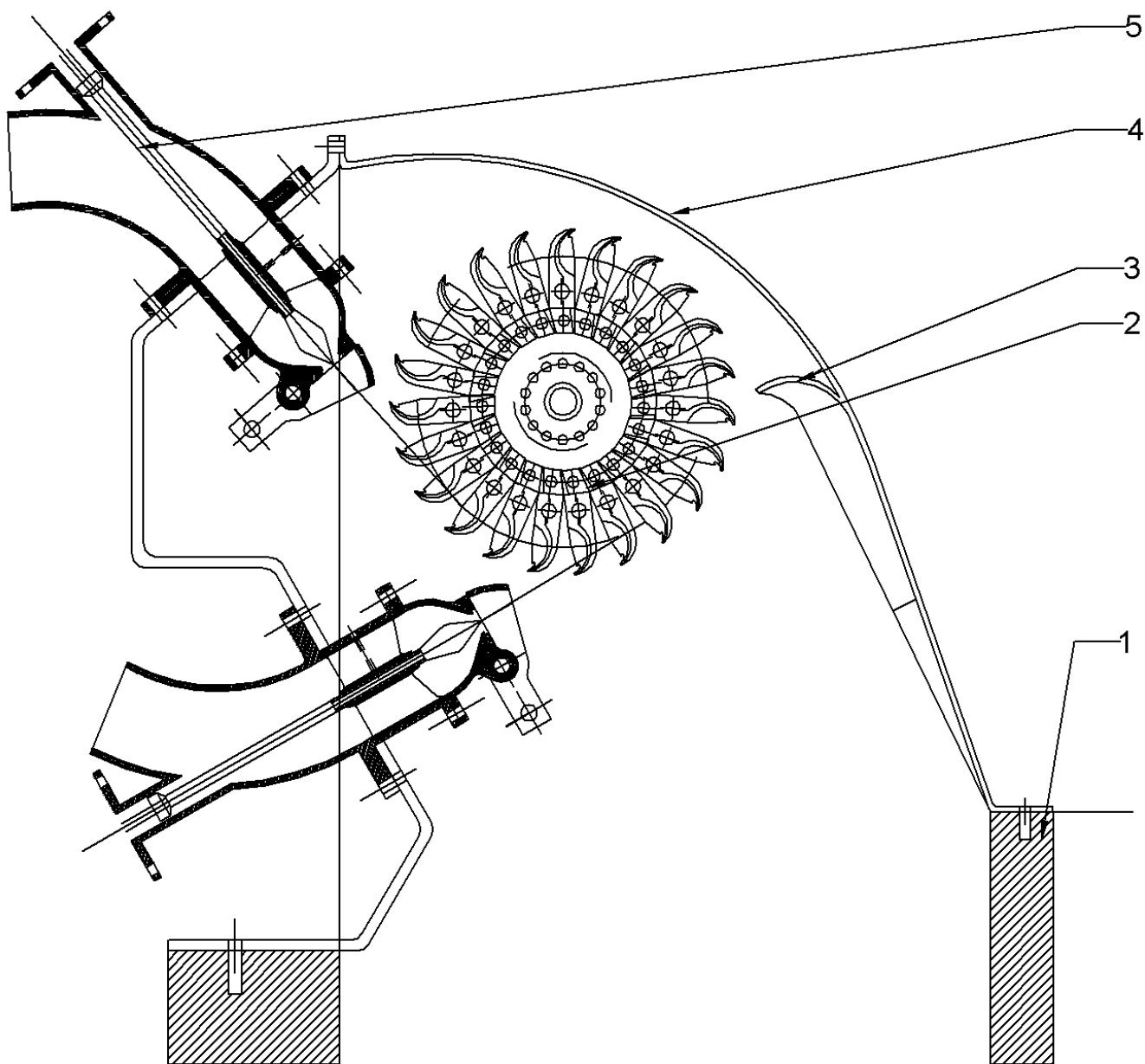
- ❖ Solofo Heritiana RANDRIANARISOA, Électrification rurale par le développement d'une microcentrale hydraulique à turbine Pelton, Master 2, Ecole Supérieur Polytechnique, Antananarivo, 2007.
- ❖ Guide du dessinateur industriel, Hachette technique, Edition 2004.
- ❖ Lucien VIVIER : « Turbines hydrauliques et leurs régulations », Edition Michel ALBIN, Année 1986.
- ❖ PACER : « Turbine hydraulique », Année 1995.
- ❖ Steve Lescano – Sylvain Girard : « Elément de micro hydraulique », rapport de projet industriel 2/3, 24/03/2009.
- ❖ Yannick Albert : « Contribution à la réalisation d'une turbine Pelton », Aout 2005.
- ❖ HES-SO Valais, Borloz Maxime TD 2/42, 14.07.2016.
- ❖ André L. Jaumotte : « Turbine hydraulique, description et évolution ».
- ❖ Beaugency : « Microcentrale hydraulique ».
- ❖ Bulletin électro suisse : « Technologie petite hydraulique », 2/2013.
- ❖ Bois L, Bulletin technique de la Suisse romande, 1919.
- ❖ Jean Marc PUGNET : « Equilibrage des rotors rigides et flexibles ».
- ❖ Banque commune école polytechnique-interENS : « Epreuve de modélisation », session 2017.

## **WEBOGRAPHIE**

- ❖ <http://www.ademe.fr>
- ❖ <http://edoc.bib.ucl.ac.be:81/ETDdb/collution/available/BlenU/125756/unrestricted>  
Chapitre5.pdf
- ❖ <http://www.microhydro.byzhosting.com/JLA.pdf>

# **ANNEXES**



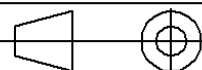


# Turbine PELTON

Ech 1:12

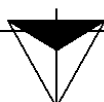
ESPA

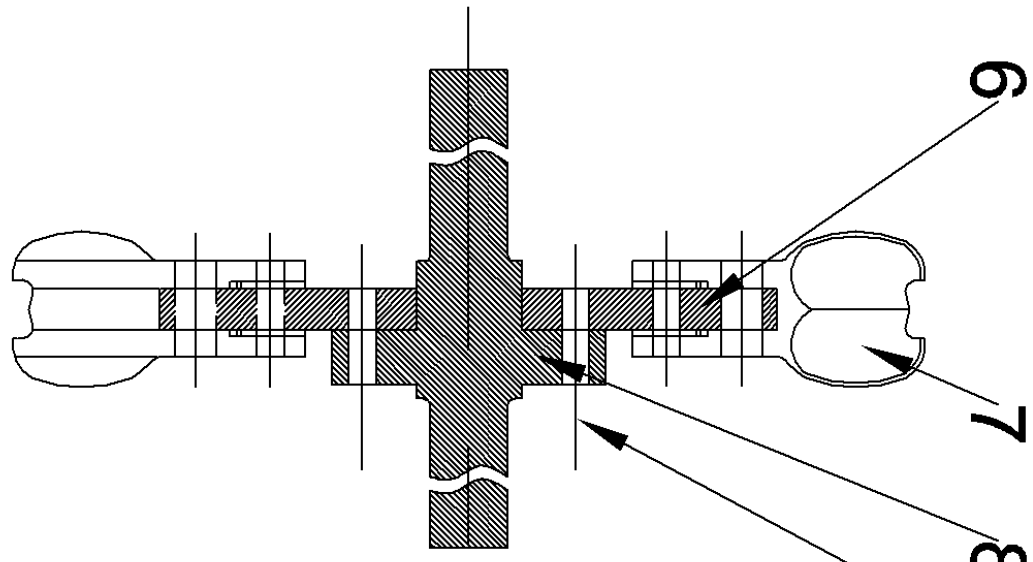
Dina/NAM



31-07-18

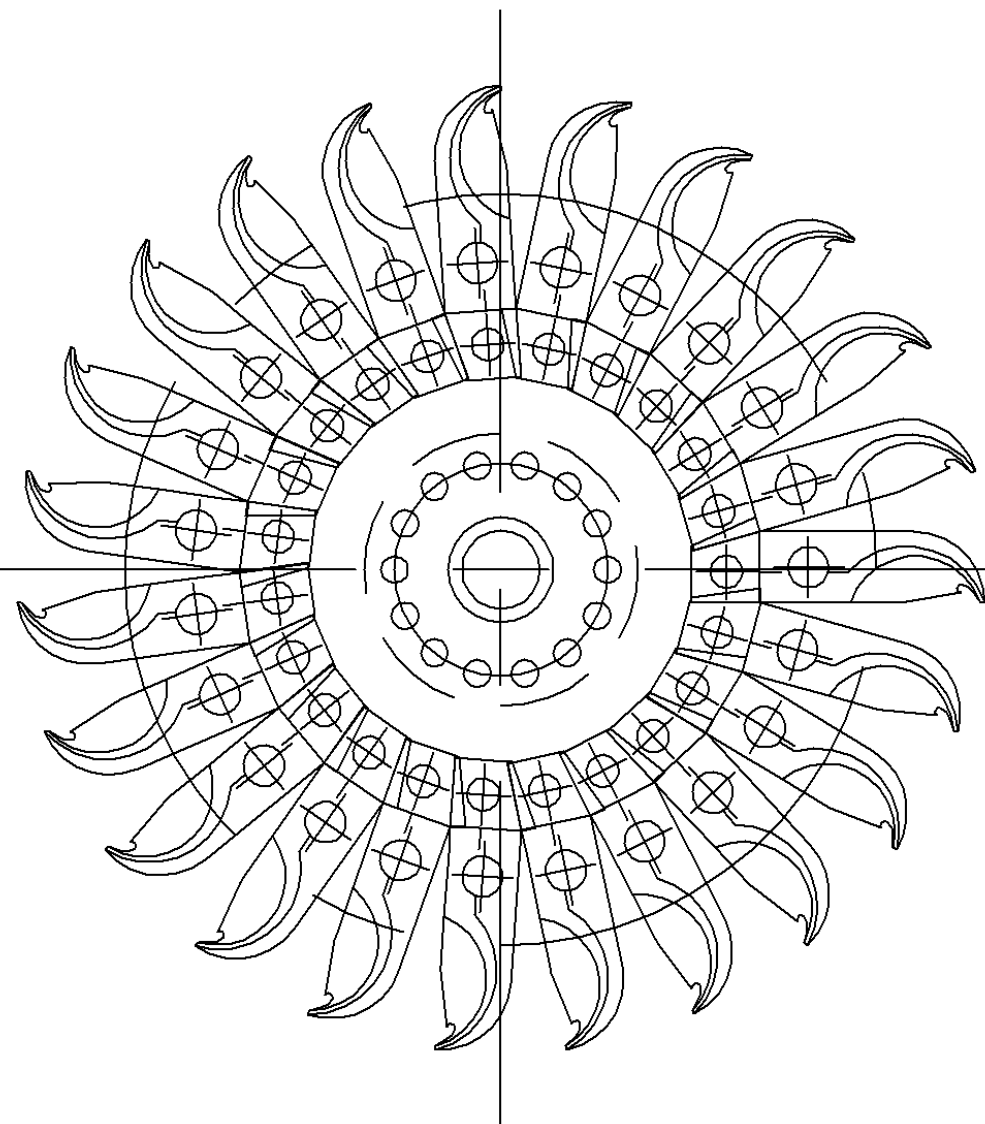
P: 01





A - A

6  
7  
8  
9

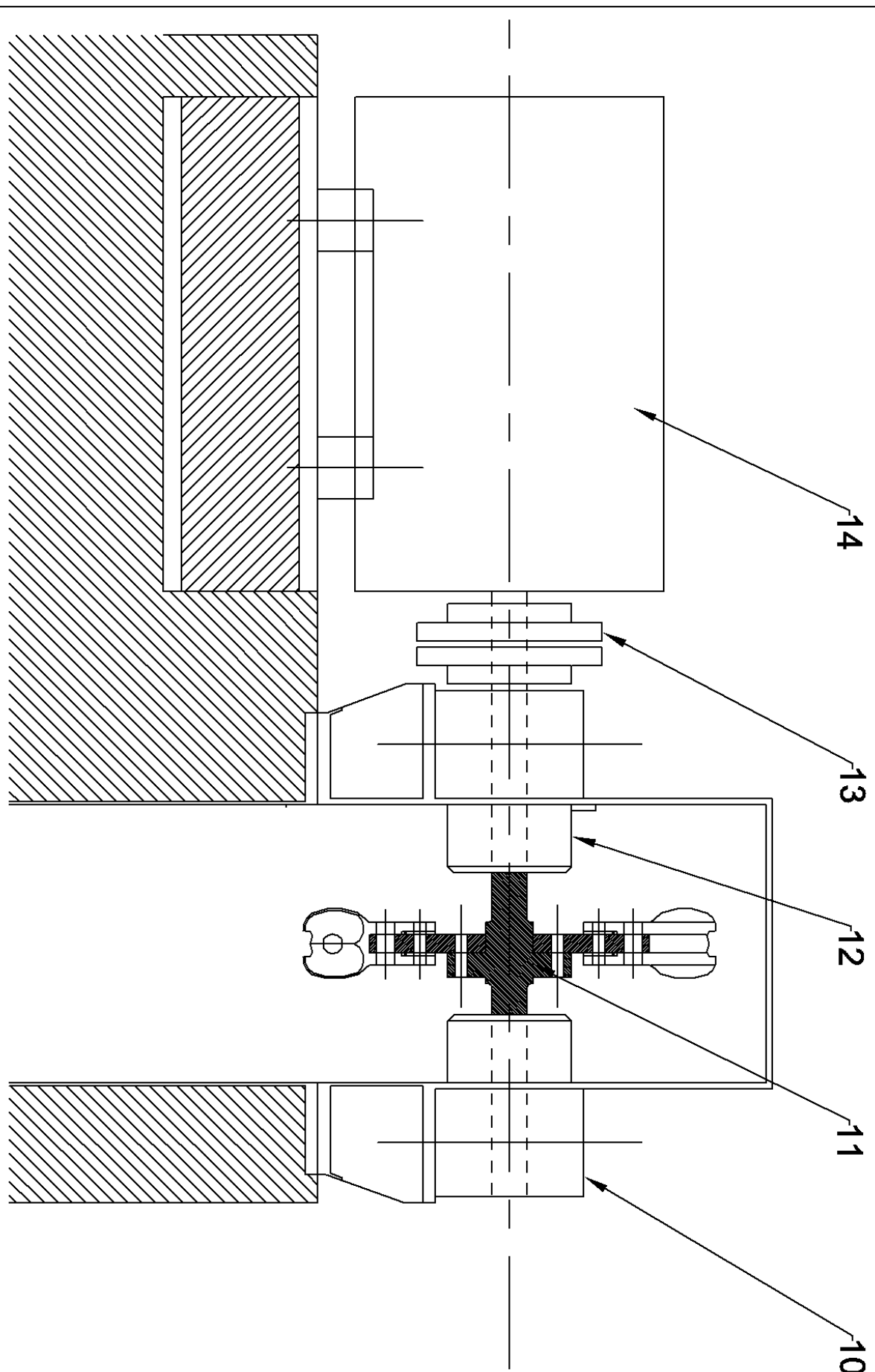


A

A

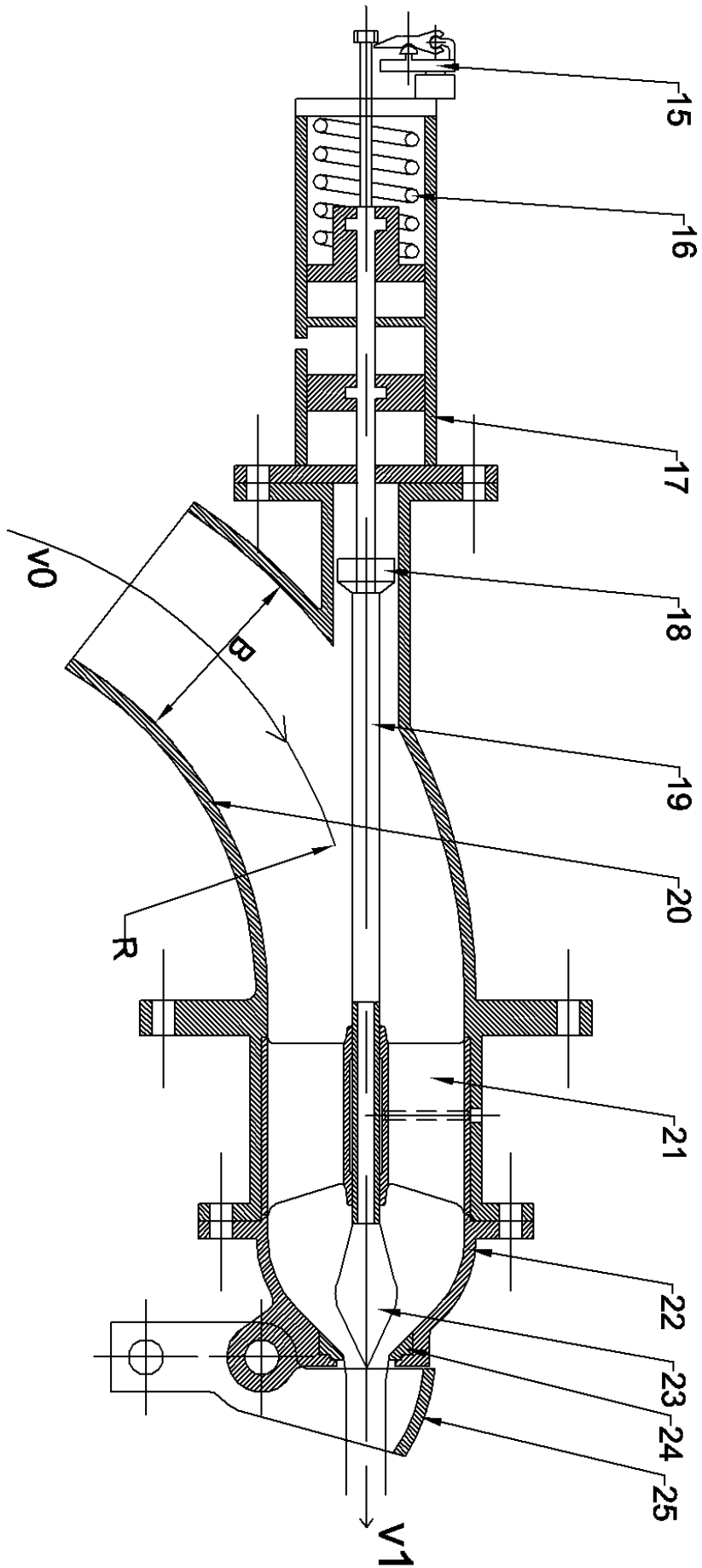
# ROUE PELTON

Echelle 1:5	ESPA
Dina/NAM	
31-07-18	P: 02



# Turbine PELTON

Ech 1:10	ESPA
Dina/NAM	
31-07-18	P: 03

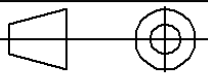


# INJECTEUR

Ech 1:6

ESPA

Dina/NAM



31-07-18

P: 04

--	--	--	--	--

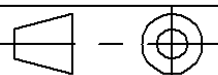
14	1	générateur		standard
13	1	accouplement arbre-générateur		standard
12	2	joint d'étanchéité d'arbre	caoutchouc	
11	1	arbre	C 32	
10	2	palier à roulement	FT 40	
9	12	vis d'assemblage	C32	
8	1	disque de centrage	C 32	revêtement
7	23	augets	Cuivre	
6	1	jante	A 60	revêtement
5	2	injecteur		
4	1	capot		tole plane
3	1	antibrouillard		
2	1	roue pelton		
1	2	bâtis	IPE 160	
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation

# NOMENCLATURE

Ech: 1

ESPA

Dina/NAM



31-07-18

P: 05

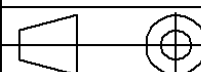
25	2	défecteur	Z44 C14	
24	2	partie rapportée de la buse	Stellite	pièce rapportée
23	2	pointeau	Cuivre	revêtement
22	2	buse	Cuivre	pièce rapportée
21	2	aillette guide		
20	2	tubulure		
19	2	arbre du pointeau		
18	2	collet conique		
17	2	vérin hydraulique		
16	2	ressort d'équilibre		
15	2	détecteur de position		
Rep	Nbr	Désignation	Matière	Observation

# NOMENCLATURE

Ech: 1

ESPA

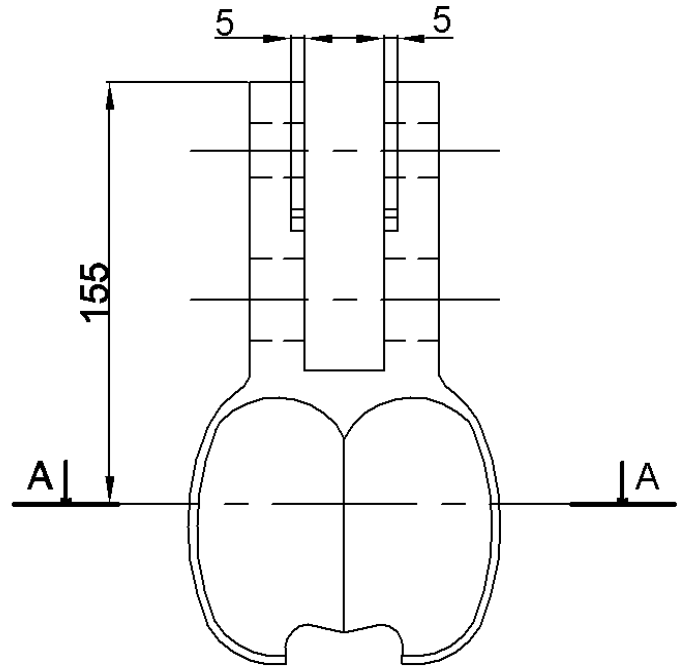
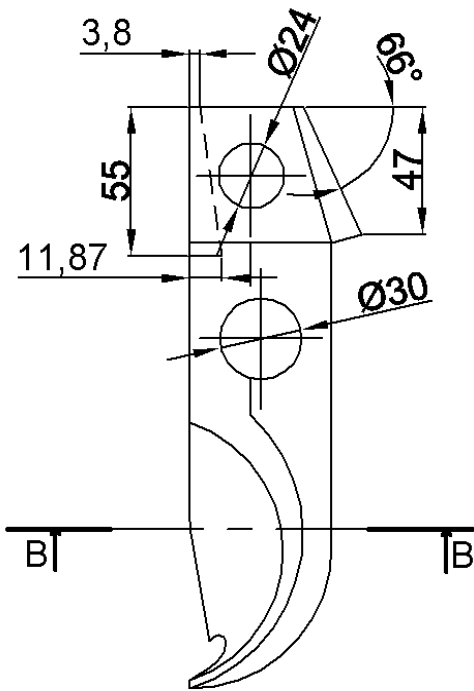
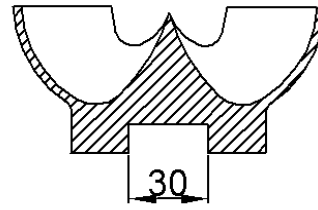
Dina/NAM



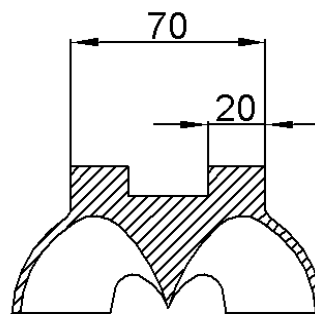
31-07-18

P: 06

B-B



A-A

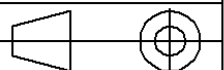


# AUGET

Ech 1:3

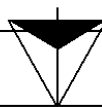
ESPA

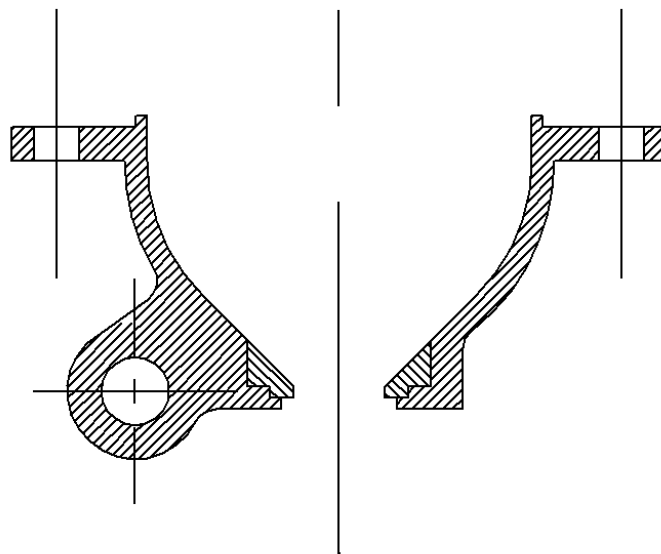
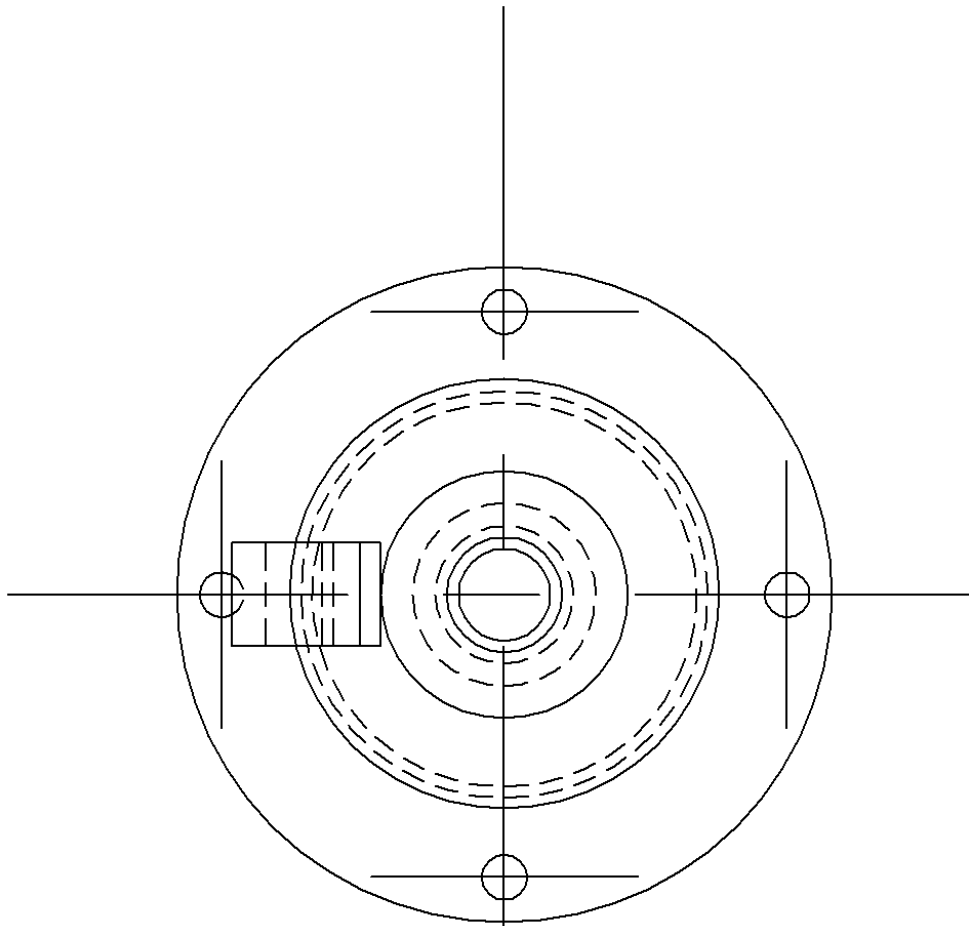
Dina/NAM



31-07-18

P: 07



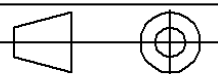


**BUSE**

Ech 1:3

ESPA

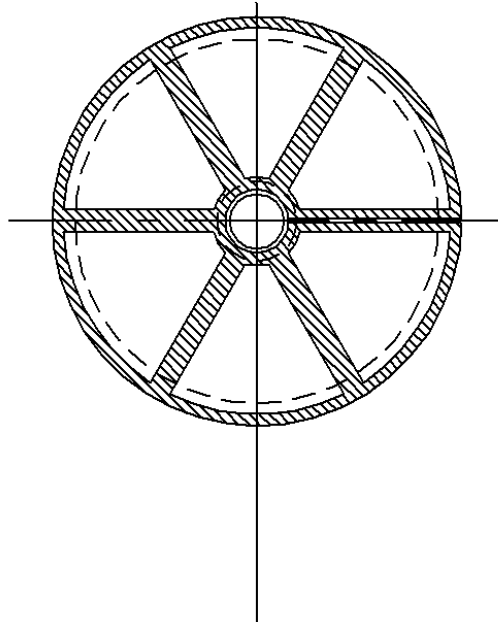
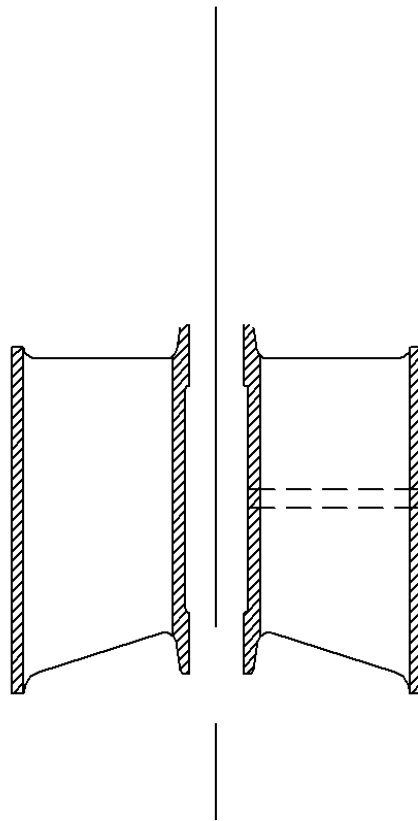
Dina/NAM



31-07-18

P: 08



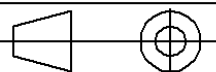


# GUIDE A AILETTE

Ech 1:3

ESPA

Dina/NAM



31-07-18

P: 09



Nom : RAKOTONIRINA  
Prénom : Dinarisoa  
Adresse : Lot 63 FM Morondava Antehiroka  
Téléphone : 033 74 688 04  
E-mail : dinarakotonirina47@gmail.com



Nom : RASENDRA  
Prénoms : Fu Nam Christophe  
Adresse : Lot 13F Imerinafovoany  
Téléphone : 034 04 715 63  
E-mail : funamchri@gmail.com

Thème du mémoire :

## **Etude d'une Micro Turbine Pelton Multi-jet**

Nombre de pages du corps : 61

Nombre de tableaux : 6

Nombre de figures : 10

Nombre d'images : 20

### **RÉSUMÉ**

Les besoins perpétuels en énergie électrique de la population poussent les chercheurs, ainsi que les étudiants à recourir à des solutions indispensables, parmi eux l'exploitation de l'énergie hydraulique. Les travaux dans ce mémoire se portent sur l'étude d'un micro turbine Pelton multi-jet en analysant théoriquement et cinématiquement le comportement de l'eau transmise à la turbine, ensuite le dimensionnement des éléments la constituant en fonction de certains paramètres tels que la hauteur de chute, le débit d'eau et la vitesse de rotation de l'alternateur sans oublier la mise en avant des avantages du choix d'utilisation de plusieurs jets.

### **ABSTRACT**

The perpetual needs on electrical energy of the humanity lead the searchers and the students to find imperative solutions as the exploitation of hydraulic energy. The works in this defense are about the mic turbine Pelton multijet by analyzing theoretically and cinematically the move of the water conveyed to the turbine; then about the sizing of the turbine elements by considering many parameters like the height of the fall, the flow of the water and the rotation speed of the alternator; and also, for pointing the advantages of the multijet.