

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA DE JIJEL

جامعة محمد الصديق بن يحيى

Faculté des Sciences et de la Technologie
Département Génie Mécanique

Cours

Turbomachines 1

(Niveau : 3ème Année L.M.D Energétique)

Par

Dr. Samir DJIMLI

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Chapitre 4:

Les turbines

hydrauliques

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

1. Introduction

Les turbines hydrauliques sont des turbomachines qui utilisées l'eau comme fluide pour produire de l'énergie. Le niveau de l'eau doit être très élevé et en grande quantité. La puissance disponible dans l'eau est proportionnelle au produit du débit et de la hauteur. Le débit dépend des précipitations dans la région, de l'étendue du bassin versant et de la possibilité de stocker de l'eau (naturelle ou accumulée). La hauteur est une caractéristique de la topographie du site. La figure 1 présente un schéma de principe d'un projet hydroélectrique typique.

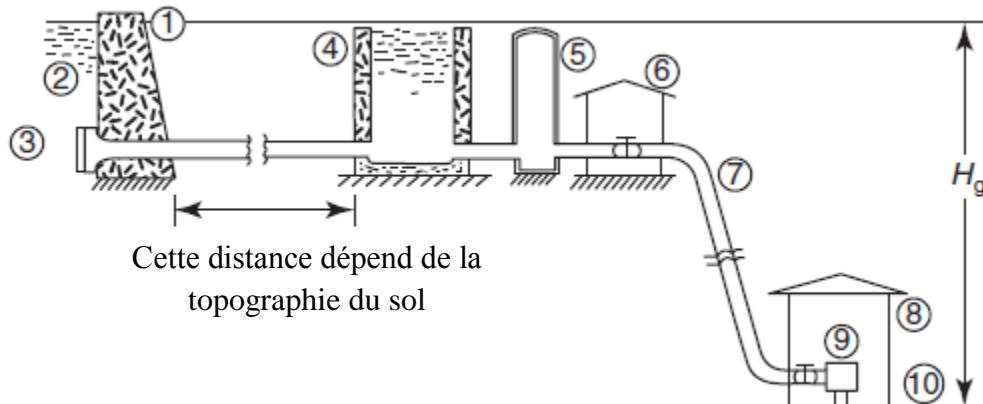


Fig.1 : Schéma d'un projet hydroélectrique typique [1]

Le type de la turbine à utiliser pour le projet dépend de la hauteur et le débit disponibles long de l'année sur le site du projet.

2. Classification des turbines hydrauliques

Les turbines hydrauliques sont classées en fonction de plusieurs critères. Le tableau 1 présente quelques détails de classification importants.

Il existe essentiellement trois types de turbines: Pelton, Francis et Kaplan :

- **La turbine Pelton** est une turbine à action, à écoulement tangentiel, destinée aux applications à haute pression.
- **La turbine Francis** est une turbine à réaction, à écoulement radial ou mixte, destinée aux applications à moyenne pression.
- **La turbine Kaplan** est une turbine à réaction à écoulement axial, destinée aux applications à basse pression.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Critères	Types	Exemples
Action de l'eau sur les pales du rotor	1. Turbines à action	Turbine Pelton
	2. Turbines de réaction	Turbine Kaplan
Direction de l'écoulement de l'eau à travers le rotor	1. Ecoulement radial	Turbine Francis lente
	2. Ecoulement Mixed	Turbine Francis moyenne
	3. Ecoulement Axial	Turbine Kaplan
	4. Ecoulement Tangentiel	Turbine Pelton
Vitesse spécifique, N_s (tr/min)	$N_s: 05-35$	Turbine Pelton à jet unique
	$N_s: 30-70$	Turbine Pelton multi-jets
	$N_s: 60-120$	Turbine Francis lente
	$N_s: 120-180$	Turbine Francis moyenne
	$N_s: 180-300$	Turbine Francis rapide
	$N_s: 300-1000$	Turbine Kaplan
Hauteur de l'eau (mètre d'eau)	5-75 m	Turbine Kaplan
	50- 250 m	Turbine Francis
	150 m et plus	Turbine Pelton

Tableau 1 : Classification des turbines hydrauliques

3. Choix des turbines hydrauliques

Les projets énergétiques, dans lesquels des turbines hydrauliques doivent être installées, sont généralement des projets gigantesques, impliquant des investissements très élevés en raison de la grande variation des deux données de base, à savoir la hauteur et le débit, chaque projet nécessite une conception unique. Par conséquent, la sélection et la conception d'un type particulier de turbine doivent être entreprises avec une certaine discrétion, de manière à obtenir le rendement le plus élevé possible de la turbine.

Il existe deux approches pour choisir le type de turbine approprié pour un site de projet donné, avec une hauteur et un débit spécifiés:

1. Un critère est la hauteur (mètres d'eau) disponible. La Fig. 2 montre une échelle indiquant la hauteur et la turbine correspondante.

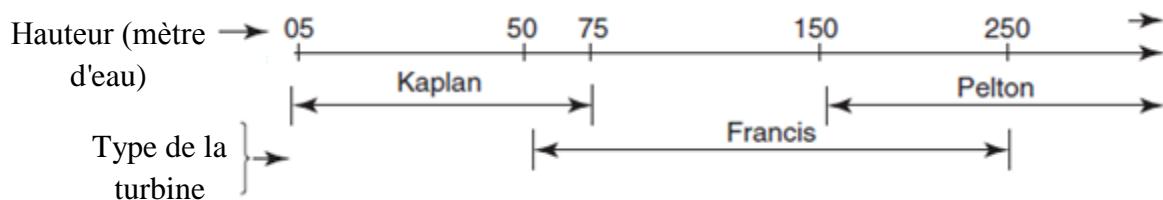


Fig. 2: Choix de la turbine en fonction de la hauteur [1]

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Nous constatons il existe certaines gammes de chevauchements, telles que de 50 à 75 m ou de 150 à 250 m. Dans ces plages, la turbine peut être sélectionnée selon le critère de la vitesse spécifique, mentionné dans le paragraphe suivant, inclure également l'effet des débits disponibles.

2. Un autre critère est la vitesse spécifique correspondant aux données du site. La Hauteur, H (m d'eau), et les débits Q (m^3/s) sont pris comme données. Un rendement global η de l'ordre de 0,85 ou 0,88 peut être assumé. Ensuite, la puissance P est donnée par

$$P = (W \cdot Q \cdot H \cdot \eta / 1000) \text{ kW}$$

Maintenant, il faut sélectionner la vitesse de rotation de la turbine N qui doit être l'une des vitesses synchrones, car les turbines conduire les alternateurs. Avec cela, la vitesse spécifique peut être calculée par

$$N_s = \frac{N \sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

La figure 3 indique une échelle de vitesses spécifiques et des turbines appropriées correspondantes.

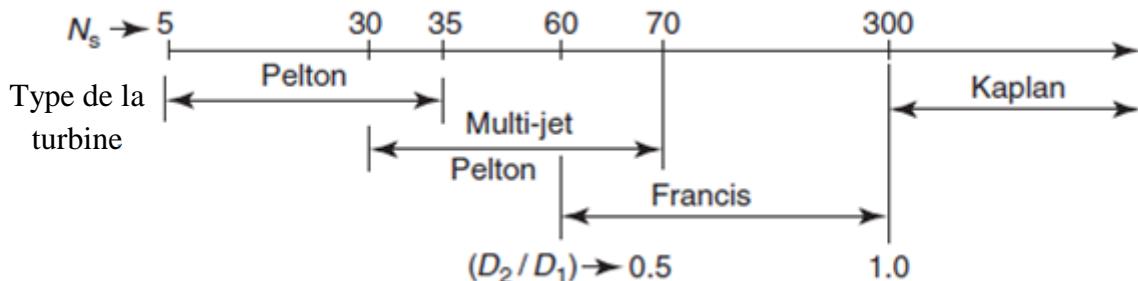


Fig. 3: Choix de la turbine en fonction de la vitesse spécifique [1]

Même à cette échelle, il y a des chevauchements. De plus, les limites de la vitesse spécifique pour sélectionner un type de turbine particulier ne sont toutefois pas très précises. Il existe de nombreuses autres considérations, telles que les facteurs de coût, les facteurs de contrôle, les applications, etc., et la vitesse spécifique calculée peut être manipulée de manière logique.

Une autre échelle du rapport de diamètre D_2 / D_1 est également donnée. Cela indique que le rapport D_2 / D_1 varie avec des vitesses spécifiques. Lorsque la vitesse spécifique augmente, la turbine Francis a tendance à être plus proche de la machine à écoulement axial. Le nom «Francis turbine» n'est donc pas une conception standard de tous les temps.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

4. Turbine Pelton

La turbine Pelton appartient à la gamme des basses vitesses spécifiques (5 à 70) et à la gamme des hautes pressions (150 m d'eau et plus). C'est une turbine à action.

4.1 Construction de la turbine Pelton

La configuration d'une turbine Pelton est illustrée à la Fig. 4. Certains des termes utilisés sont l'arbre, le rotor, la tuyère, le jet, etc., qui sont représentés sur la figure 4. Les pales ou les aubes du rotor dans le cas de la turbine Pelton sont «doubles tasses» ou «augets», comme indiqué à la Fig. 5. Ces doubles tasses sont montées à la périphérie d'un disque circulaire et forment ensemble le rotor de la turbine Pelton.

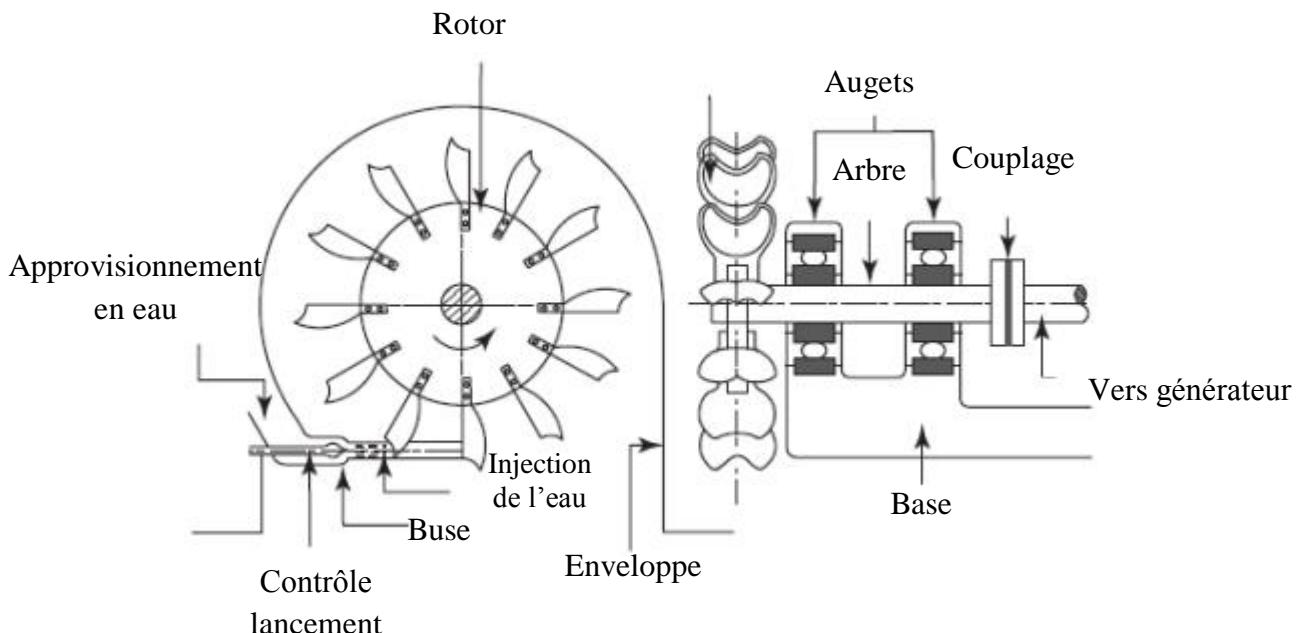


Fig. 4 : Schéma de disposition d'une turbine Pelton [1]

L'eau est transportée depuis le barrage vers la centrale électrique par le biais des conduites forcées (en acier) ensuite est acheminée vers les augets sous la forme d'un jet à grande vitesse sortant d'une tuyère (Fig. 6). L'énergie cinétique du jet d'eau est transférée à la série des augets qui se succèdent dans la ligne du jet lors de la rotation du rotor. Le jet est divisé en deux moitiés égales par le séparateur de jet, chaque moitié frappant les augets de chaque côté.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

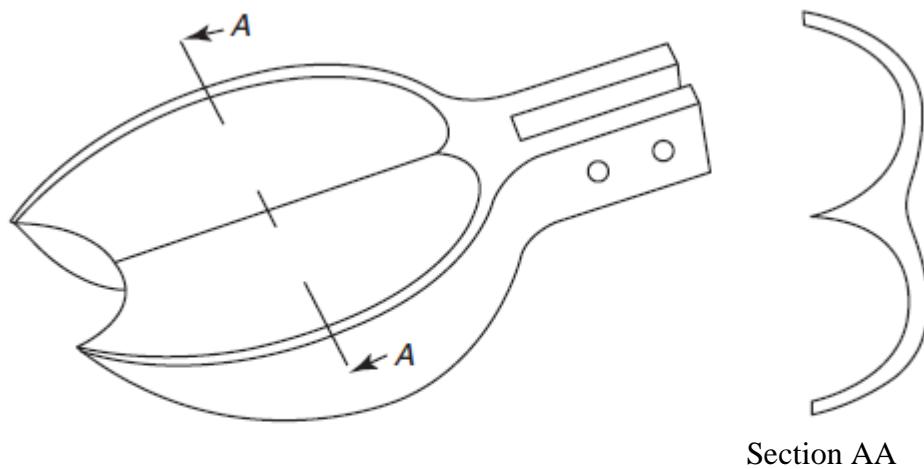


Fig. 5 : Pelton double tasses [1]

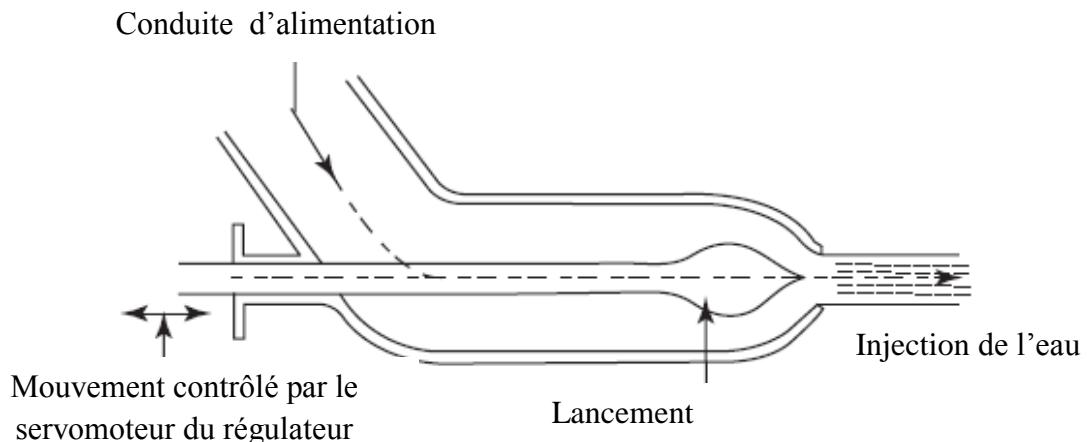


Fig. 6 : Tuyère d'une turbine Pelton [1]

L'énergie potentielle de l'eau est convertie en énergie cinétique dans la tuyère, avec un rendement de la tuyère de l'ordre de 0,98. La vitesse de la lance est contrôlée par un servomoteur (régulateur) destiné à maintenir une vitesse uniforme de la turbine.

Pour arrêter une turbine Pelton la vanne d'alimentation doit être fermée. Mais cela ne devrait pas être fait brusquement, sinon des coups de bâlier risquent de se produire dans les tuyaux.

Les turbines Pelton peuvent être conçues avec des arrangements d'arbres horizontaux ou verticaux. Dans une configuration horizontale, la roue de turbine peut se situer entre deux roulements à tourillon. La conception peut également être sous la forme suspendue, avec des roulements d'un côté et son arbre couplé à l'arbre du générateur. Dans les installations verticales, les supports sont les butées, la roue de turbine étant au niveau inférieur.

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

4.2 Etude d'une turbine Pelton

La charge brute H_g , correspond à la différence de niveau d'eau entre le réservoir et le bout de la conduite. La charge disponible au niveau de la centrale ou des tuyères est H . La différence ($H_g - H$) est due à la topographie du terrain et aux pertes dans les conduites, les vannes, etc.

La vitesse du jet d'eau à la sortie de la tuyère ou à l'entrée du rotor est

$$U_1 = c_v \sqrt{2gH} \text{ m/s} \quad (1)$$

Où c_v est le coefficient de vitesse de la tuyère, avec une valeur de l'ordre de 0,96 à 0,98. La vitesse des augets Pelton est

$$V = \frac{\pi D N}{60} \text{ m/s}$$

Où D est le diamètre primitif, (m) et N la vitesse de rotation (tr / min) de l'arbre du rotor.

La ligne médiane du jet d'eau est tangente à ce cercle primitif (Fig.7). Le jet interagit avec les augets de Pelton sur une partie du trajet, de la position A à la position B, dans la Fig.7. La position moyenne est indiquée dans la section transversale de la figure 8. La sortie est un peu divergente pour que l'eau quitte les seaux sans éclabousser l'arrière du seau suivant.

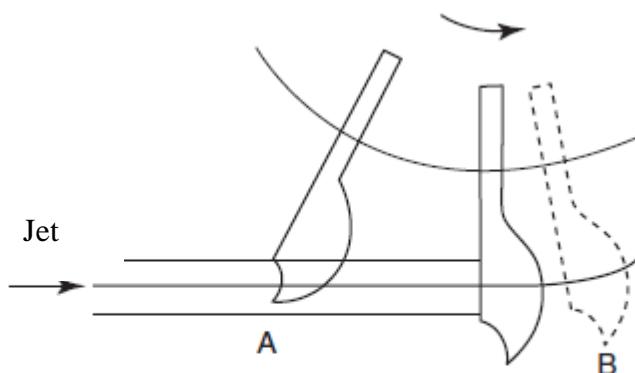


Fig. 7: Jet frappant les augets d'une turbine [1]

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

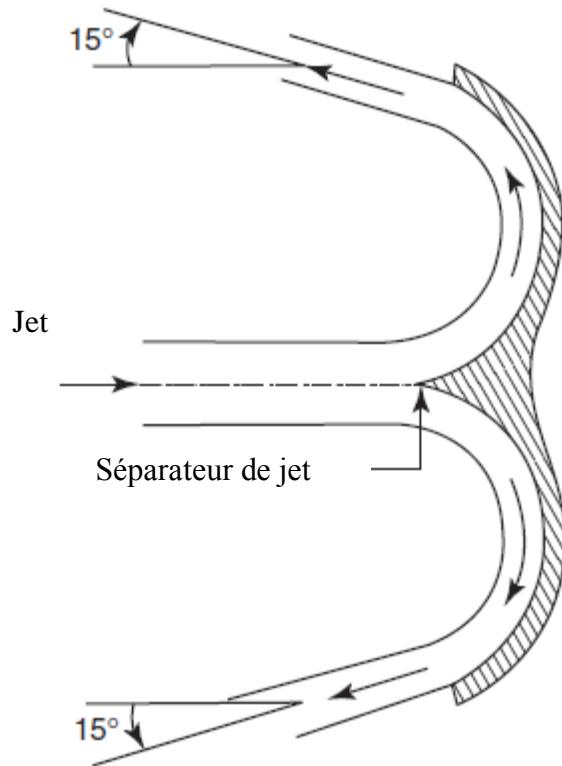


Fig. 8 : Jet partage entre les deux tasses [1]

L'eau prend environ 165° de tour de $\beta_1=0$ à $B_2=165^\circ$. Les triangles de vitesse correspondant au segment supérieur de la figure 8 sont illustrés à la figure 9. On peut noter que le triangle de vitesse à l'entrée est réduit en ligne droite, comme indiqué. Lorsque le facteur de fortification de l'aube est c_b , nous avons :

$$u_{r2} = c_b \times U_{r1}$$

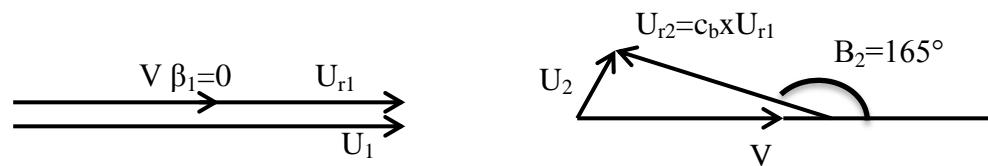


Fig. 9 : Triangle des vitesses pour une turbine Pelton

D'après le triangle de vitesse à l'entrée de la figure 9, nous avons

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

$$U_{r1} = U_1 - V \quad (2)$$

$$\text{Et } U_{v1} = U_1 \quad (3)$$

En outre, en référence au triangle de vitesse à la sortie, nous avons

$$U_{u2} = V - U_{r2} \cos \beta_2 \quad (4)$$

Utilisation de l'équation (2) et Eq. (3) dans Eq. (4), on obtient

$$U_{u2} = V - c_b \times U_{r1} \cos \beta_2$$

$$U_{u2} = V - c_b (U_1 - V) \cos \beta_2$$

Le travail spécifique W est donné par

$$W = V(U_{r2} - U_{r1})$$

$$W = V[(U_1 - (V - c_b (U_1 - V) \cos \beta_2))]$$

$$W = V[(U_1 - V + c_b (U_1 - V) \cos \beta_2)]$$

$$= V(U_1 - V) (1 + c_b \cos \beta_2)$$

$$= \frac{V}{U_1} (1 - \frac{V}{U_1}) (1 + c_b \cos \beta_2) U_1^2$$

Donc

$$W = \emptyset (1 - \emptyset) (1 + c_b \cos \beta_2) U_1^2$$

Où V / U_1 est le rapport de vitesse. Pour une installation donnée c_b , β_2 et U_1 sont des constantes. Le travail spécifique W est maximisé lorsque $dW / d\emptyset$ est pris à zéro, ce qui donne $\emptyset = 0,5$. Par conséquent

$$W_{max} = 0.25 (1 + c_b \cos \beta_2) U_1^2$$

Le rendement hydraulique correspond à $\eta_h = \frac{W}{\frac{U_1^2}{2}}$ une valeur maximale de

$$\eta_{max} = \frac{W_{max}}{\frac{V_1^2}{2}}$$

$$\eta_{max} = \frac{1 + c_b \cos \beta_2}{2} \quad (5)$$

4.2.1 Rendement de la turbine Pelton

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Le rendement hydraulique est obtenu comme dans l'équation. (5) sous la forme

$$\eta_h = \frac{1 + c_b \cos \beta_2}{2}$$

Cette expression est valable pour l'équation qui définit

$$\eta_h \text{ ou } \eta_a = \frac{P_r}{P} = \frac{P_r}{P_n} \times \frac{P_n}{P}$$

Où le rendement hydraulique est défini comme le rapport entre la puissance du rotor et la puissance disponible dans le flux d'eau à l'entrée ($\eta_h = P_r / P$), y compris l'effet des pertes à la sortie, du frottement des fluides sur la surface de la pale, etc.

On peut rappeler la définition du rendement volumétrique η_v comme

$$\eta_v = \frac{(Q - \Delta Q)}{Q}$$

La réduction du débit volumique dans une turbine (ΔQ) était précédemment attribuée à la fuite. Dans le cas de la turbine Pelton, cette perte peut également être attribuée au débit volumique qui se trouve dans les couches externes d'eau du jet, qui peut ne pas être aussi efficace que le noyau du jet pour exercer la force exercée sur le jet.

Le rendement mécanique (η_m) a également été défini comme

$$\eta_m = \frac{\text{Puissance arbre}}{\text{Puissance rotor}}$$

$$\eta_m = \frac{P_r - \text{les pertes mécaniques}}{P_r}$$

Le rendement globale est alors donnée par

$$\eta_g = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m$$

De nombreux facteurs ont une incidence sur les rendements susmentionnés, individuellement et collectivement. L'état de surface des pales, le facteur de frottement c_b , la teneur en sable de petites tailles dans le jet d'eau, la vitesse, la régularité des paliers, le frottement du disque sur le rotor et leur magnitude par rapport au total pouvoir contribuent à la valeur finale du rendement globale. Il est courant d'utiliser une valeur d'environ 0,85-0,88 pour le rendement globale.

4.2.2 Paramètres de conception de la turbine Pelton

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

Bien que le rapport de vitesse, $\emptyset = 0.5$ soit une valeur théorique, dans la pratique, est pris à environ 0.45 ou 0.46, de sorte que

$$U = (0,45 \text{ à } 0,46)V_1 \text{ m/s}$$

Avec cela, les valeurs de V et N (comme supposé précédemment) sont connues dans l'équation $U = \pi DN / 60$, à partir de laquelle nous pouvons calculer

$$D = \frac{60V}{\pi N} \text{ m/s}$$

Aussitôt, à partir de la vitesse spécifique, déterminée par les données du site, le nombre de jets est déterminé. Le débit volumique total disponible est divisé en parts égales entre les jets. Le débit par jet est

$$Q_i = \frac{Q}{n}, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

Débit volumique dans un jet = surface de jet X Vitesse du jet

$$Q_i = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) U_1$$

Et donc

$$d = \sqrt{\left(\frac{4Q_i}{\pi} \right) U_1}$$

Pour la roue Pelton, le diamètre du jet est un paramètre important pour déterminer les proportions géométriques des augets Pelton. Ces proportions sont tellement fixées que la quasi-totalité du jet est avantageusement utilisée pour frapper les augets au niveau de la ligne de division moyenne afin de générer le couple maximal possible. L'encoche à la pointe du seau aide à cet aspect. Si l'encoche n'était pas présente, les gobelets entreraient en contact avec le jet, en partant de la pointe, où une quantité considérable du jet se disperserait sur et autour de la pointe avec beaucoup de pertes, comme indiqué à la Fig. 10

Chapitre 4: Les turbines hydrauliques

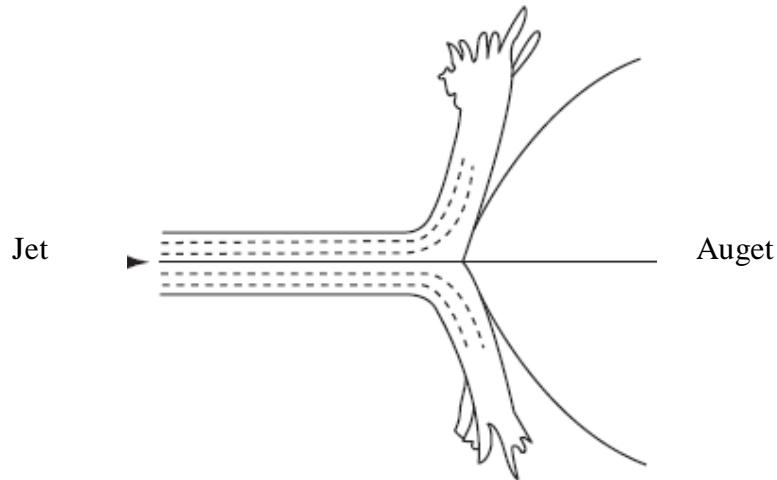


Fig. 10 : Pertes dans le jet lorsque les augets n'ont pas d'encoches [1]

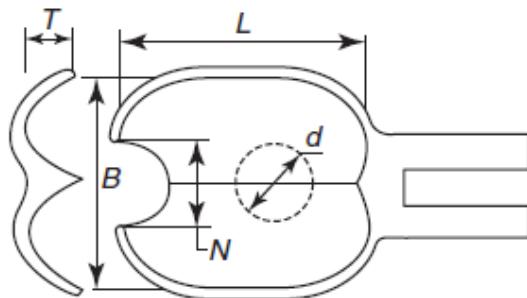


Fig. 11 : proportions des augets Pelton [1]

Les caractéristiques géométriques des doubles tasses Pelton sont illustrées à la figure 11. Ces caractéristiques sont la longueur (L), la largeur (B) et la profondeur (T) du double godet. Ces paramètres sont optimisés en termes de diamètre du jet d et sont spécifiés par les équations suivantes:

$$L = 2,3d \text{ à } 2,8d$$

$$B = 2,8d \text{ à } 3,2d$$

$$T = 0,6d \text{ à } 0,9d$$

La largeur de l'encoche, N, sur la figure 11, est approximativement supérieure de 2 à 5 mm au diamètre du jet d. Le nombre de seaux est également optimisé et est donné comme

$$Z = \frac{0,5D}{d} + 15$$

Références bibliographiques

- [1] RAMA S. R. GORLA AND AIJAZ A. KHAN, **TURBOMACHINERY DESIGN AND THEORY**, MARCEL DEKKER 2003.
- [2] A VALAN ARASU, **TURBO MACHINES**, VIKAS PUBLISHING HOUSE PVT LTD 2001.
- [3] B.U.PAI, **TURBOMACHINES**, WILEY INDIA PVT. LTD 2013.
- [4] TERRY WRIGHT, **FLUID MACHINERY” PERFORMANCE, ANALVSIS AND DESIGN”**, CRC PRESS LLC 1999.
- [5] GEORGE F. ROUND, **INCOMPRESSIBLE FLOW TURBOMACHINES “DESIGN, SELECTION, APPLICATIONS, AND THEORY”**, ELSEVIER INC 2004.
- [6] R. K. TURTON, **PRINCIPLES OF TURBOMACHINERY**, E. & F. N. SPON LTD 1984.
- [7] R. K. TURTON, **PRINCIPLES OF TURBOMACHINERY**, SECOND EDITION, E. & F. N. SPON LTD 1995.
- [8] SAM YEDIDIAH, **CENTRIFUGAL PUMP**, CHAPMAN & HALL 1996.