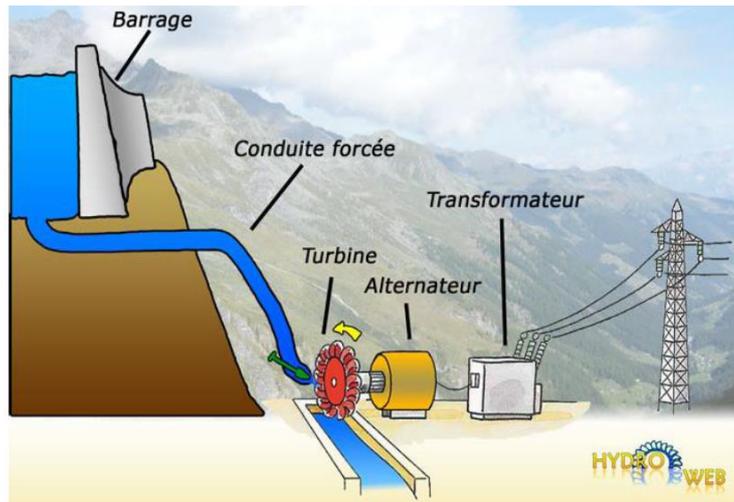


Chapitre IV : Turbines hydrauliques

IV.1 Définition de la turbine hydraulique

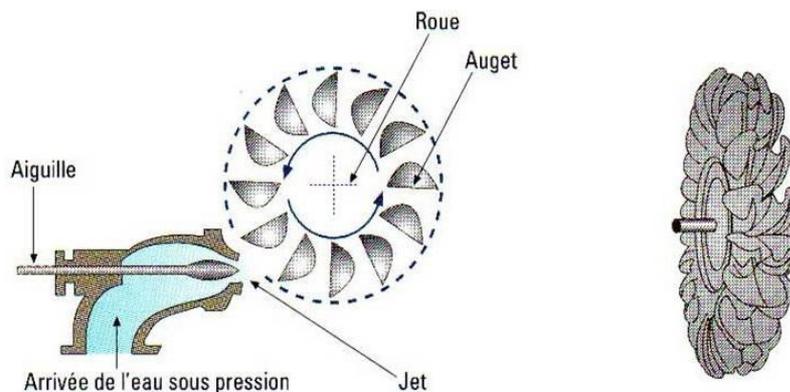
Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit une énergie mécanique à partir d'eau en mouvement (cours d'eau ou marée) ou potentiellement en mouvement (barrage). Elle constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir d'un flux d'eau.



IV.2 Types de turbines hydrauliques

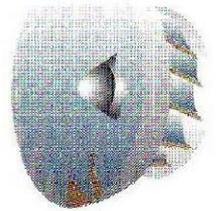
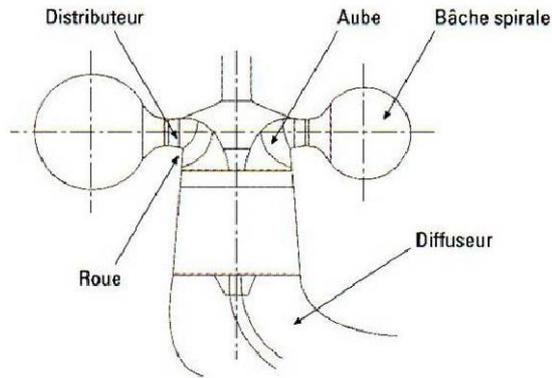
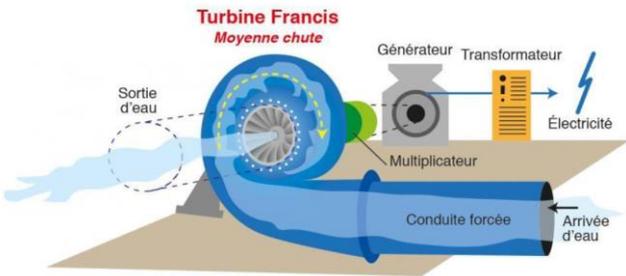
On distingue deux types de turbines hydrauliques : les turbines à action et à réaction.

Les turbines à action ou impulsion transforment la pression hydraulique en énergie cinétique par un dispositif statique (injecteur), avant d'actionner la partie mobile. C'est le cas de la turbine Pelton, adaptée aux hautes chutes, avec une roue à augets. Elle travaille à débit relativement faible sous une hauteur de chute élevée (300 m à 1200) avec une grande vitesse de rotation.



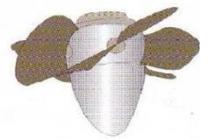
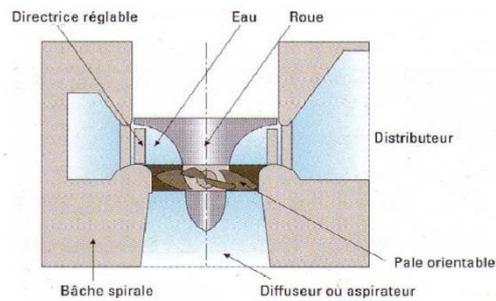
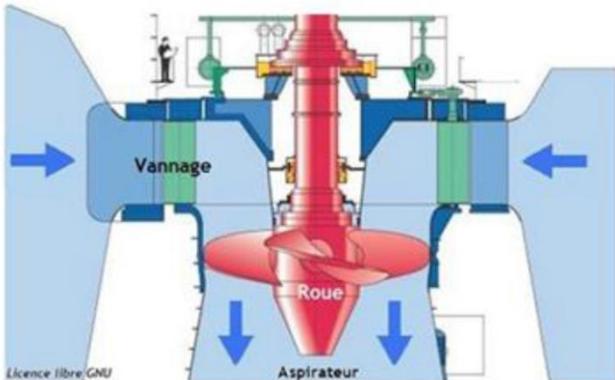
Turbine Pelton

- Dans le cas d'une turbine à réaction, la partie mobile provoque au contraire une différence de pression entre l'entrée et la sortie, telles :
 - la turbine Francis, utilisée plutôt pour des chutes moyennes, voire hautes, avec une roue à aubes simple ou double, efficacité 90 à 92 % ; . Leur champ d'application habituel est de 25 à environ 350 m de chute.

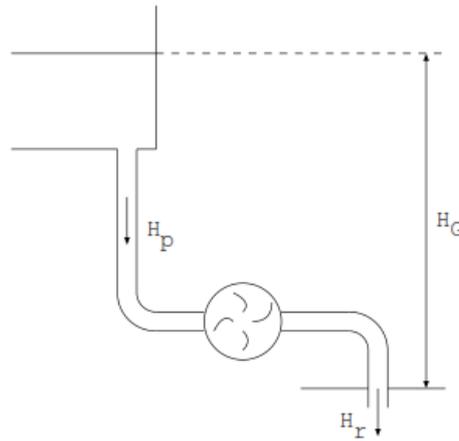


Turbine Francis

- la turbine Kaplan à écoulement axial avec une roue de type hélice, comme celle d'un bateau, dont les pales peuvent s'orienter en fonction des débits utilisables. Elle est parfaitement adaptée aux basses chutes de 2 à 40 m et forts débits.



IV.3 Bilan énergétique



- H_G : hauteur de génératrice
 - H_p : hauteur de perte (perte de charge linéaire et singulières).
 - H_r : hauteur résiduelle à la sortie de la turbine, le fluide dispose d'une énergie $\rho g q_v H_r$ qui n'est pas récupérée sur l'arbre de la turbine.
- On appelle la hauteur nette :

$$H_n = H_G - H_p - H_r$$

Toute cette énergie (H_n) ne sera pas intégralement transférée au rotor. En effet, en traversant les organes fixes et mobiles, le fluide perd de l'énergie par frottement et par choc. On désigne ces pertes par perte de charge interne ΔH_i . Seule l'énergie restante (hauteur interne) est transférée au rotor :

$$H_i = H_n - \Delta H_i$$

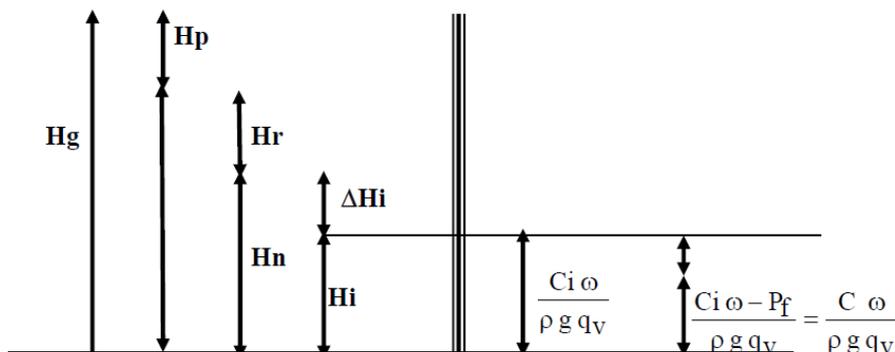
L'énergie disponible au rotor est :

$$C_i \omega = \rho g q_v H_i$$

Où C_i désigne le couple interne. Sa puissance mécanique disponible en bout d'arbre est :

$$C \omega = C_i \omega - P_f$$

Où P_f est la puissance dissipée par frottement au niveau des paliers.



H_g : Hauteur de chute ou hauteur génératrice, H_p : charge résiduelle du fluide à la sortie de la turbine
 C_f : couple de frottements mécaniques, C : Couple réel disponible sur l'arbre.

Figure 1: Diagramme de transfert d'énergie pour une turbine

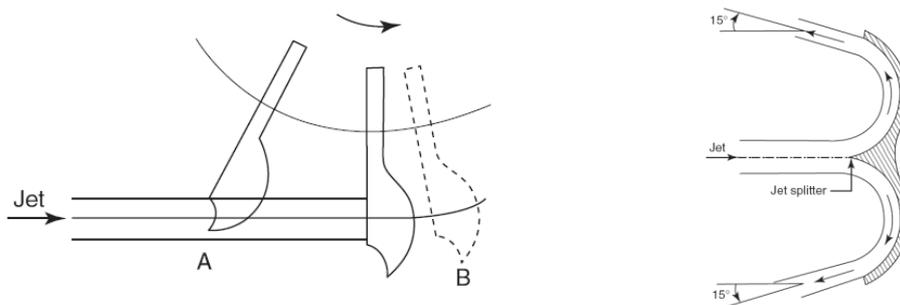
IV.4 Rendements des de la turbine hydraulique

Le bilan d'énergie est illustré par le diagramme (fig.1). Ce diagramme définit plusieurs rendements :

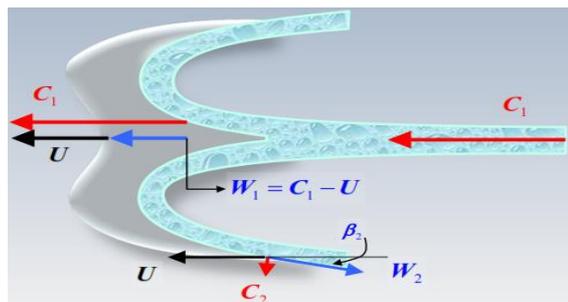
- Rendement interne (ou manométrique) : $\eta_i = H_i / H_n$. ce dernier rend compte des pertes hydrauliques.
- Rendement mécanique : $\eta_m = C\omega / P_i = C / C_i$. ce rendement rend compte des frottements mécaniques.
- Rendement volumétrique : $\eta_v = Q_v / (Q_v + q_v)$, avec : Q_v : Débit utile de la turbine et q_v : Débit des fuites est du aux pertes volumétriques causées par débit volumique «inefficace» qui se trouve dans les couches extérieures d'eau du jet, qui peut ne pas être aussi efficace que le cœur du jet
- Le rendement global : $\eta_g = \eta_h \times \eta_m \times \eta_v = C\omega / \rho g q_v H_n$. ce rendement rend compte de la dissipation et de l'utilisation faite de l'énergie hydraulique disponible.

IV.5 Analyse de la turbine Pelton

La turbine Pelton est constituée par une roue à augets qui est mise en mouvement par un jet d'eau provenant d'un injecteur. Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget. L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion. Le jet interagit avec les coupelles Pelton sur une partie de la course, de la position A à la position B sur la figure. La position moyenne est indiquée dans la coupe transversale de la figure. La sortie est un peu divergente de sorte que l'eau quitte les seaux sans éclabousser sur le dos du prochain seau.



Godets Pelton percutant un jet. Le jet est divisé entre les deux tasses.



Triangles de vitesse pour la coupelle Pelton à l'entrée et à la sortie.

Paramètres de la turbine sont :

Hauteur nette	H ou H_n	m
Energie massique nette	$E=g H$	J/kg
Force hydrodynamique du jet sur l'auget	F_h	N
Rayon de la roue	R	m
Couple sur l'arbre	T ou $C= F_h R$	N.m
Vitesse de rotation de la roue	$\omega= 2 \pi N/60$	rd/s
Vitesse de rotation de la roue	N	Tr/minute ou rpm (revolution per minute)
Vitesse spécifique de la turbine	$N_S = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4}}$ ($P=(\rho g Q H_n \eta_g)/1000$ (k W))	Sans unité
Vitesse périphérique de la roue à l'auget	$U= \omega R$ ou $U= \pi D N/60$	m/s
Vitesse de l'eau du jet	$C = \sqrt{2 g H_n}$ ou $C = c_v \sqrt{2 g H}$ ($c_v=0,96-0,98$)	m/s
Rapport de vitesse	$\phi=U/C$ (0,44-0,48)	-
Diameter de la buse	D_0	m
Diameter du jet	D_2	m
Debit par injecteur	$Q= C \frac{\pi D_2^2}{4} = c_v \sqrt{2 g H} \frac{\pi D_2^2}{4}$	m^3/s

Exercices

Exercice 1 :

Une turbine Pelton génère une puissance de $\dot{W} = 67.5$ kW, opère sous une chute de $H=60$ m et tourne à $N=400$ rpm. Le diamètre de la conduite forcée est de $d=200$ mm. Le rapport entre la vitesse des augets u et la vitesse du jet v_j est $u/v_j=0.46$. Le rendement est $\eta=83\%$.

Déterminer :

- Le débit
- Le diamètre du jet (un seul injecteur)

- Le diamètre de la roue
- La vitesse spécifique adimensionnelle

Remarque : on peut considérer qu'il n'y a pas des pertes ni dans la conduite forcée, ni dans l'injecteur

$$\text{- Le débit : } \dot{W} = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \rightarrow Q = \frac{\dot{W}}{\eta \cdot \rho \cdot g \cdot H} = \frac{67.5 \times 1000}{0.83 \times 1000 \times 9.8 \times 60} = 0.138 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_j = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \times 9.8 \times 60} = 34.2 \text{ m/s}$$

$$Q = v_j \cdot \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v_j}} = \sqrt{4 \times \frac{0.138}{\pi \cdot 34.2}} = 0.0716 \text{ m}$$

$$\frac{u}{v_j} = 0.46 \rightarrow u = 0.46 \times 34.2 = 15.7 \text{ m/s}$$

$$D = \frac{60 u}{\pi n} = \frac{60 \times 15.7}{\pi \times 400} = 0.75 \text{ m}$$

$$N_S = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4}} = \frac{400 \sqrt{67.5}}{60^{5/4}} = 19.67$$

Exercice 2:

Concevoir une turbine Pelton pour un site de projet où la hauteur disponible est de 510 (m) et le débit uniforme est de 0,03 (m³/s). Supposons une efficacité globale de 0,867, un coefficient de vitesse de buse de 0,985, un rapport de vitesse de 0,46 et une vitesse de 1500 (tr/min).

Solution Exo2

Données : H=510 (m) ; Q = 0.03 (m³/s) ; η = 0.867 ; Cv = 0.985 ; φ = 0.46 ; N = 1500 (rpm).

La puissance : P_{out} = ω Q H η = 9810 x 0.03 x 510 x 0.867 / 10³ = **130.1306 (kW) = P_{out}**.

La vitesse spécifique : N_S = N x P^(1/2) / H^(5/4) = 1500 x 130.1306^(0.5) / 510^(5/4) = 17111.18056/2423.6099 = 7.06 ≈ **7 = N_S** .

7 = N_S → C'est une turbine Pelton à jet unique.

La vitesse du jet : V₁ = Cv x (2 g H)^{1/2} = 0.985 x (2 x 9.81 x 510)^{0.5} = **98.5305 (m/s) = V₁**.

Diamètre du jet : d = (4 Q / π V₁)^{1/2} = (4x0.03/π x 98.53)^{0.5} = **0.01969 (m) = d**.

Diamètre du rotor : φ = U / V₁ => U = φ x V₁ = π D N / 60 => D = 60 φ V₁ / (π N)

D = 60 x 0.46 x 98.53 / (3.14 x 1500) → **D = 0.5773 (m) = 57.73 (cm)**.

Exercice 3:

Une turbine Pelton fonctionnant à 600 (tr/min) a une hauteur nette de 260 (m) à ses buses. Il est alimenté en eau avec un débit de 2 (m³/s). Le rapport de vitesse de la machine est de 0,46 et le coefficient de vitesse de la buse est de 0,98. Calculez le diamètre du jet, le diamètre de la roue et les dimensions saillantes des coupelles Pelton. On estime que 0,015 (m³/s) d'eau est inefficace dans le système. Prenez une approximation initiale de l'efficacité globale à 91% et l'efficacité hydraulique à 96,98 %. Calculez ensuite l'efficacité volumétrique et l'efficacité mécanique

Solution Exo 3 :

Données : N = 600 (rpm) ; H_n = 260 (m) ; Q = 2 (m³/s) ; φ = 0.46 ; C_v = 0.98 ; β₂ = 20° ; ΔQ = 0.015 (m³/s) ; pertes par vent et paliers = 60 (kW) ; η = 91%.

$$P = \rho g Q H \eta = 10^3 \times 9.81 \times 2 \times 260 \times 0.91 = \mathbf{4642.092 \text{ (kW)}} = P.$$

$$N_s = N \times P^{(1/2)} / H^{(5/4)} = 600 \times (4642.092)^{0.5} / (260)^{1.25} = \mathbf{39.15 \approx 39 = N_s}.$$

$$\text{La vitesse du jet : } V_1 = C_v (2 g H)^{1/2} = 0.98 \times (2 \times 9.81 \times 260)^{0.5} = \mathbf{69.9942 \text{ (m/s)}} = V_1.$$

$$\text{Diamètre du jet : } Q_{\text{jet}} = \pi d_{\text{jet}}^2 / 4 \rightarrow d_{\text{jet}} = (4 \times Q_{\text{jet}} / (V_1 \times \pi))^{1/2} = (4 \times 1 / (69.9942 \times 3.14))^{0.5}$$

$$\mathbf{d_{\text{jet}} = 0.1349 \text{ (m)} = 13.49 \text{ (cm)}}.$$

$$\phi = U / V_1 \Rightarrow U = \phi \times V_1 = 0.46 \times 69.9942 = \mathbf{32.1954 \text{ (m/s)}} = U.$$

$$U = \pi D N / 60 \Rightarrow D = 60 \phi V_1 / (\pi N)$$

$$D = 60 \times 32.1954 / (3.14 \times 600) = \mathbf{1.0253 \text{ (m)} = 102.53 \text{ (cm)}} = D.$$

$$\text{Le rendement volumétrique : } \eta_v = (Q - \Delta Q) / Q = (2 - 0.015) / 2 = \mathbf{99.25\%} = \eta_v.$$

$$\eta_{\text{mec}} = \eta_g / \eta_v \times \eta_h = 0.91 / 0.9925 \times 0.9698.$$

$$\text{Le rendement mécanique: } \eta_{\text{mec}} = \eta_g / \eta_v \times \eta_h = 0.91 / 0.9925 \times 0.9698.$$

$$\mathbf{\eta_{\text{mec}} = 94.54 \text{ (\%)}}.$$