

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
ENP D'ORAN – MAURICE AUDIN

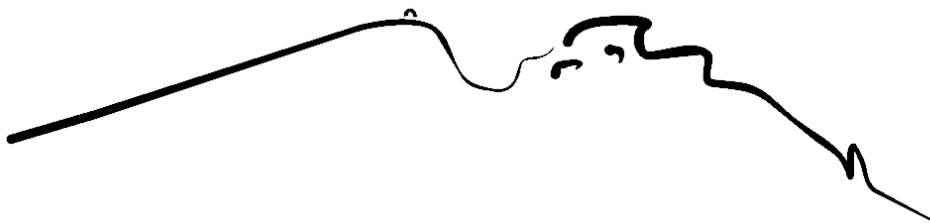
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



SUPPORT DE COURS N° 4

Formation d'Ingénieurs

« ÉNERGIE HYDRAULIQUE »



Enseignant : Dr. Sid Ali LITIM

I. Introduction

Depuis la roue à aubes entraînant un moulin, les machines hydrauliques ont subi une évolution technique considérable. Il existe actuellement plusieurs types de turbines, et pour chaque type, une large plage de caractéristiques. 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.

L'énergie hydraulique correspond à l'énergie potentielle que possède en altitude l'eau des fleuves et rivières. Elle résulte de l'action du soleil à travers le cycle de l'eau, évaporée de la surface de la terre, puis condensée sous forme de pluie. On distingue généralement la **grande hydraulique**, dont il a été question dans la section relative à l'électricité, et la **micro-hydraulique**, ou énergie hydraulique de petite puissance.

Les petites centrales, à l'instar des grandes centrales hydrauliques, peuvent être installées sur des chutes d'eau de dénivellée très variables (1,5 à 400 m), et contribuer de manière significative aux besoins locaux en électricité ou en puissance mécanique. Historiquement, les moulins hydrauliques ont joué un rôle majeur dans l'essor artisanal et industriel.

I.1. Filière hydraulique

A la différence du pétrole, du gaz naturel ou du nucléaire, la notion de filière est peu utilisée pour l'énergie hydraulique, bien qu'on puisse aussi y faire référence.

La première étape de la mise en exploitation de l'énergie hydraulique est ici aussi l'identification de la ressource, l'estimation de ce que l'on appelle le **potentiel hydroélectrique**, qui résulte d'une part d'études géologiques et orographiques, et d'autre part d'une cartographie des données hydrologiques, permettant de connaître les débits des cours d'eau et les niveaux d'eau des lacs et retenues naturelles et artificielles.

Il faut noter que les **impacts environnementaux** de l'énergie hydraulique peuvent être très variables. Ils sont faibles s'il s'agit d'exploiter les chutes d'eau naturelles, mais ils deviennent très importants s'il s'agit de créer des barrages et des retenues d'eau artificielles. Il en résulte que, dans les projets de création de nouveaux barrages, la production d'hydroélectricité est, la plupart du temps, secondaire par rapport à d'autres aspects tel que la domestication d'un cours d'eau (évitement des inondations) ou l'alimentation en eau des populations.

L'étape de **production** consiste à réaliser tous les travaux de génie civil nécessaires à l'installation des centrales hydroélectriques qui seront présentées ci-dessous, et à les exploiter.

Si l'électricité produite n'est pas consommée sur place, elle doit être **transportée**, ce qui se fait en utilisant le réseau électrique.

Elle peut aussi quelquefois être **stockée**, généralement dans des batteries, mais cette solution est limitée aux petites installations, l'électricité étant très difficile et très coûteuse à stocker.

Si l'électricité produite par les grandes centrales hydroélectriques ne peut pas être stockée, certaines d'entre elles peuvent être utilisées pour stocker de l'électricité d'origine thermique (généralement nucléaire).

I.2. Centrales hydroélectriques

Bien que le terme de centrale soit impropre pour qualifier les petits convertisseurs hydroélectriques, étant donné que ce nom a été adopté pour souligner le caractère centralisé des installations de production thermique d'électricité de grande capacité, l'usage veut que l'on parle aussi de centrale hydroélectrique.

I.2.1. Les grandes et les petites centrales

La production d'énergie hydraulique repose principalement sur le fonctionnement des centrales. On distingue les grandes centrales des petites par leur capacité de production, le montant de l'investissement nécessaire et leurs impacts environnementaux.

Les grandes centrales nécessitent de lourds investissements puisqu'il faut en général construire des lacs de retenue, des barrages et installer des turbines. Les petites centrales quant à elles, produisent la plupart du temps l'énergie au fil de l'eau (puissance inférieure à 10 MW pour les petites et inférieure à 0,5 MW pour les plus petites d'entre elles, comparativement aux quelques GW que peuvent produire les plus grandes installations). Les petites centrales peuvent ne pas être raccordées au réseau de distribution électrique et satisfaire ainsi les besoins de zones reculées.

I.3. Types de turbines

Les différents types de turbines hydrauliques répondent à des fonctions relativement précises qui peuvent servir de base à une classification sommaire. Distinguons ainsi les turbines à action et les turbines à réaction (voir figure1).

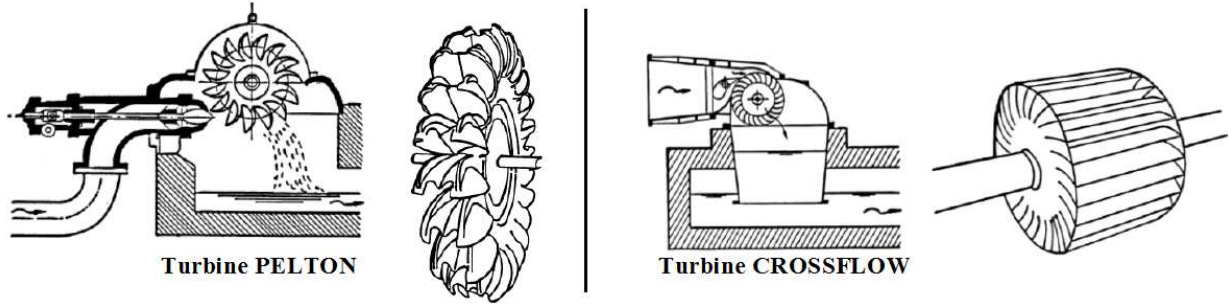
Dans le cas des turbines à action, la diminution de la charge est due exclusivement à la perte d'énergie cinétique. Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets et le passage est tangentiel. Son fonctionnement est à pression constante

Quant aux turbines à réaction, l'énergie hydraulique transmise se présente sous forme d'énergie cinétique et d'énergie de pression. Le transfert d'énergie de pression nécessite une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi le rotor et les aubes sont noyés dans le fluide. Son fonctionnement est à pression variable.

- Les **turbines Pelton** adaptées aux chutes supérieures à 300 m et de puissance maximale possible de 350 MW.
- Les **turbines Francis** adaptées aux chutes moyennes comprises entre 10 et 300 m et de puissance maximale possible de 1 000 MW.
- Les **turbines Kaplan et hélice** fonctionnant sous des basses chutes, normalement inférieures à 30 m, et de puissance maximale possible de 400 MW.

Turbines à action

Fonctionnement à Pression constante, utilisation de l'énergie cinétique (Impact d'un jet)



Turbines à réaction

Fonctionnement à Pression variable, utilisation de l'énergie cinétique et de pression (Equation d'Euler)

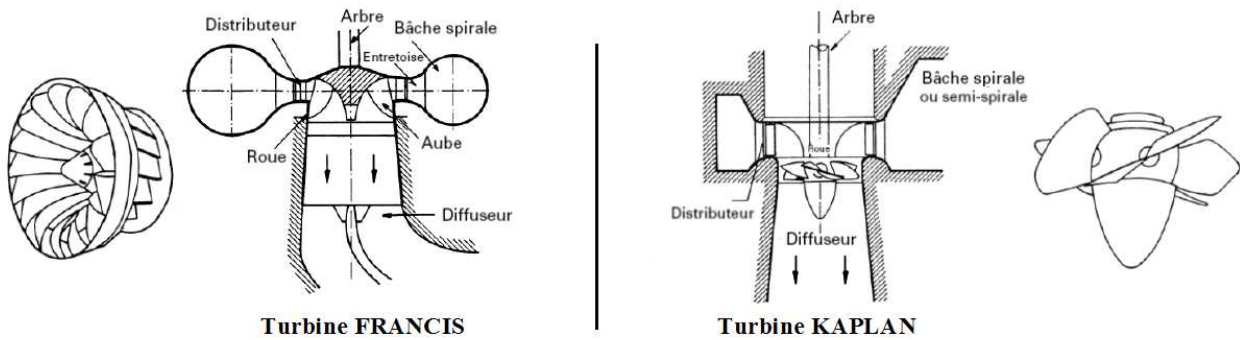


Figure 1. Turbines à action et turbines à réaction Pelton [1]

I.3.1. Turbine Pelton

Cette roue hydraulique, qui porte le nom de son inventeur, l'Américain Lester Pelton (1829-1908), récupère l'énergie du mouvement de l'eau grâce à des augets en forme de cuillère.

Les turbines à impulsion Pelton (figure ci-dessous, source EDF) sont utilisées pour des hauteurs comprises entre 200 et 1500 m, c'est-à-dire les grandes dénivelées.

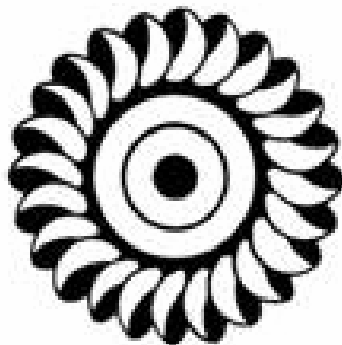


Figure 2. Turbine Pelton

I.3.2. Turbine Francis

Les turbines à réaction Francis (figure ci-dessous) sont utilisées pour des hauteurs comprises entre 30 et 200 m, c'est-à-dire les dénivelées moyennes. L'eau arrive sur le pourtour de la roue, pousse les aubes, puis se dirige vers l'axe de la turbine. Elle s'écoule ensuite par le canal de fuite situé sous celle-ci. Elle tient son nom de James Bicheno Francis (1815-1892), ingénieur américain qui l'a inventée en 1849.



Figure 3. Turbine Francis

I.3.3. Turbine Kaplan et hélice

Cette turbine, inventée par l'ingénieur autrichien Viktor Kaplan (1876-1934), ressemble à la turbine à hélice, mais ses pales sont orientables. Elle convient à certaines centrales au fil de l'eau situées sur des rivières à débit particulièrement variable, car on peut régler la position de ses pales en fonction du débit. Les turbines Kaplan (figure ci-dessous) sont utilisées pour les basses chutes (inférieures à 30 m). La turbine Kaplan ressemble à la turbine à hélice, mais ses pales sont orientables.



Figure 4. Turbine Kaplan

I.4. Production mondiale d'hydroélectricité dans le monde

La figure 4 présente le taux de production mondiale d'hydroélectricité consommée par année et par pays.

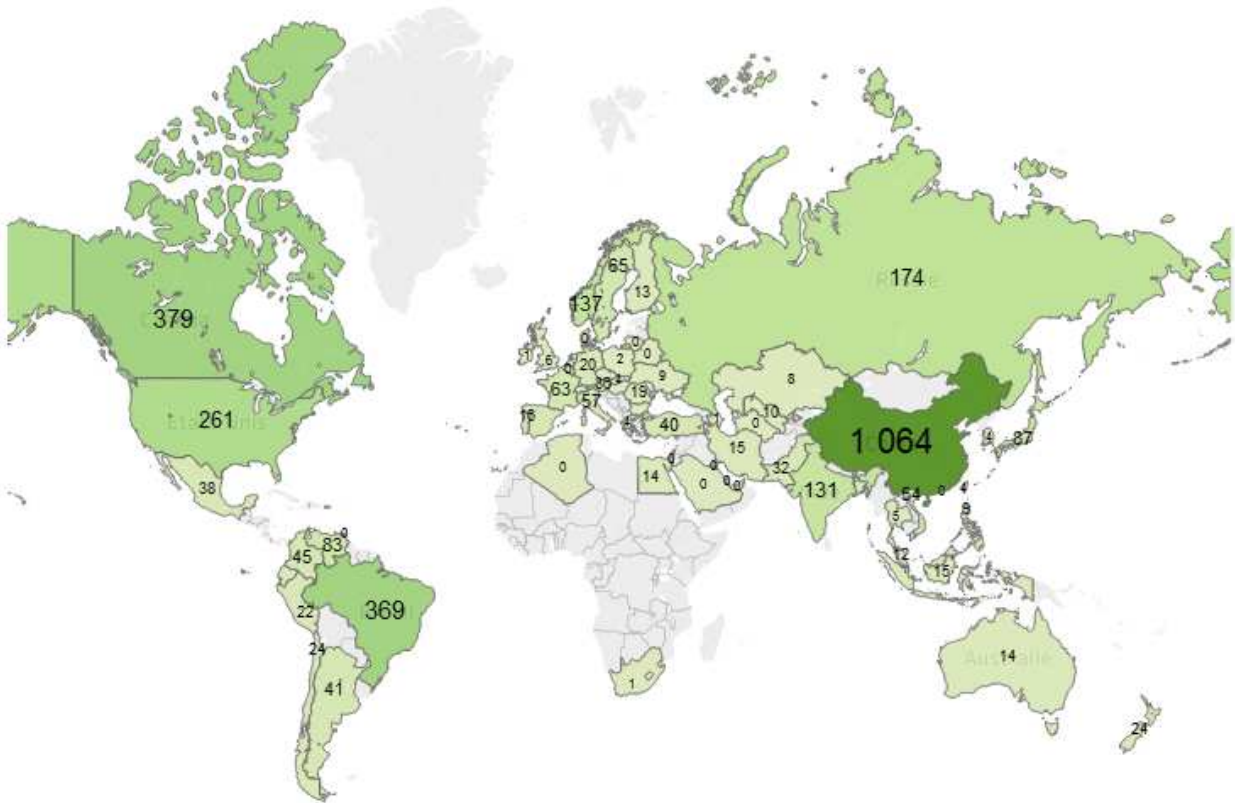


Figure 5. Production mondiale d'hydroélectricité en TWh/an - 2014 [2]

II. Paramètres communs à tous les types de turbines

II.1 Composants, profil en long et ligne d'énergie d'une petite centrale hydraulique

Le schéma de la figure 6 présente le profil en long d'une petite centrale avec ses différents composants et les lignes d'énergie et de pression. Pour plus de clarté, les paramètres sont redéfinis sur la figure 7.

Définitions

Débit (Q) en (m^3/s)

Le débit est le volume d'eau par unité de temps qui transite par l'aménagement pour alimenter la turbine.

Chute brute (H_b) en (m)

La chute brute est la différence d'altitude entre le niveau à la prise d'eau (point de référence 3) et le niveau à l'aval de la centrale (point de référence 4). Elle est souvent appelée hauteur géodésique Z_g .

Chute nette (H) en (m)

La chute nette représente l'énergie hydraulique à disposition de la turbine. Elle est égale à la chute brute moins les pertes de charge H_L entre la prise d'eau et le point de référence amont de la

turbine 1 d'une part, et le point de référence aval de la turbine 2 et le niveau aval de la sortie de la centrale d'autre part.

Les pertes de charge correspondent à l'énergie nécessaire pour faire passer l'eau à travers grilles et vannes et vaincre le frottement contre les parois du canal d'amenée et de la conduite forcée.

Les pertes de charge varient selon la loi : $H_L = A \cdot Q^2$ ce qui permet de calculer la chute nette pour différents débits turbinés :

$$H = H_b - A \cdot Q^2$$

Le coefficient A peut être calculé à partir des pertes de charge connues pour un point de fonctionnement, nominal par exemple :

$$A = H_L / Q^2$$

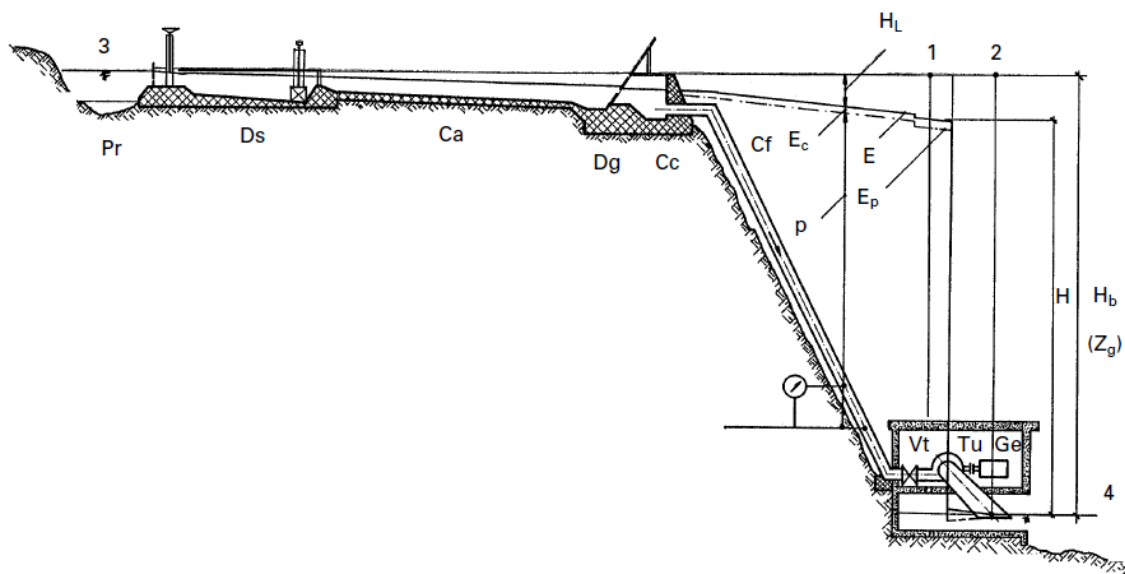


Figure 6. Composants et profil en long d'une petite centrale hydraulique

P_r : prise d'eau

D_s : dessableur

C_a : canal / conduite d'amenée

D_g : dégrilleur

C_c : chambre de mise en charge

C_f : conduite forcée

V_t : vanne turbine

T_u : turbine

G_e : générateur

1 : point de référence amont de la turbine

2 : point de référence aval de la turbine

3 : point de référence amont de l'aménagement

4 : point de référence aval de l'aménagement

E: ligne d'énergie

E_c : énergie cinétique

E_p : énergie de pression

p: pression

H_b : chute brute

H: chute nette

Énergie hydraulique massique (E) en (J / kg)

Selon la loi de Bernoulli, l'énergie hydraulique est la somme de :

L'énergie de pression (p/ρ) en (J/kg) avec :

P : pression en (N /m², 1bar = 10⁵ N/m²)

1 bar = 10,2 m de colonne d'eau lue sur un manomètre et représentée par la hauteur manométrique p/(ρ.g) en (m) de colonne d'eau.

L'énergie géodésique (g_z) en (J/kg) avec :

z : hauteur géodésique en (m) hauteur entre l'axe du manomètre et le plan de référence X de la mesure de l'énergie (note: Z peut être négatif).

L'énergie cinétique de l'eau (Ec)

$$E_c = v^2 / 2 \text{ en (J/kg)}$$

Avec

v = Q/S (m/s), vitesse de l'eau, S étant la section de passage du canal ou de la conduite au point considéré (m²).

Par exemple en un point X de la conduite forcée, nous avons l'énergie hydraulique suivante (voir figure 8)

$$E_x = g.H_x = p_x / \rho + v_x^2 / 2 + g.z_x \text{ en (J/kg)}$$

avec

g = 9.81 (m/s²) = accélération de la pesanteur et

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

La relation entre l'**énergie hydraulique massique** et la **hauteur d'eau**, souvent définie par le terme de **charge** dans le domaine du génie civil est la suivante :

$$H_x = E_x/g \quad \text{ou} \quad E_x = g.H_x$$

L'énergie hydraulique massique

E = gH absorbée par la turbine est la différence entre l'énergie massique E₁ = gH₁ à l'entrée de la turbine et l'énergie massique E₂ = gH₂ à la sortie.

$$gH = gH_1 - gH_2 \quad \text{ou} \quad E = E_1 - E_2 \text{ en (J/ kg)}$$

avec

$$E_1 = gH_1 = \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} \text{ en (J/kg)}$$

$$E_2 = gH_2 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} \text{ en (J/kg)}$$

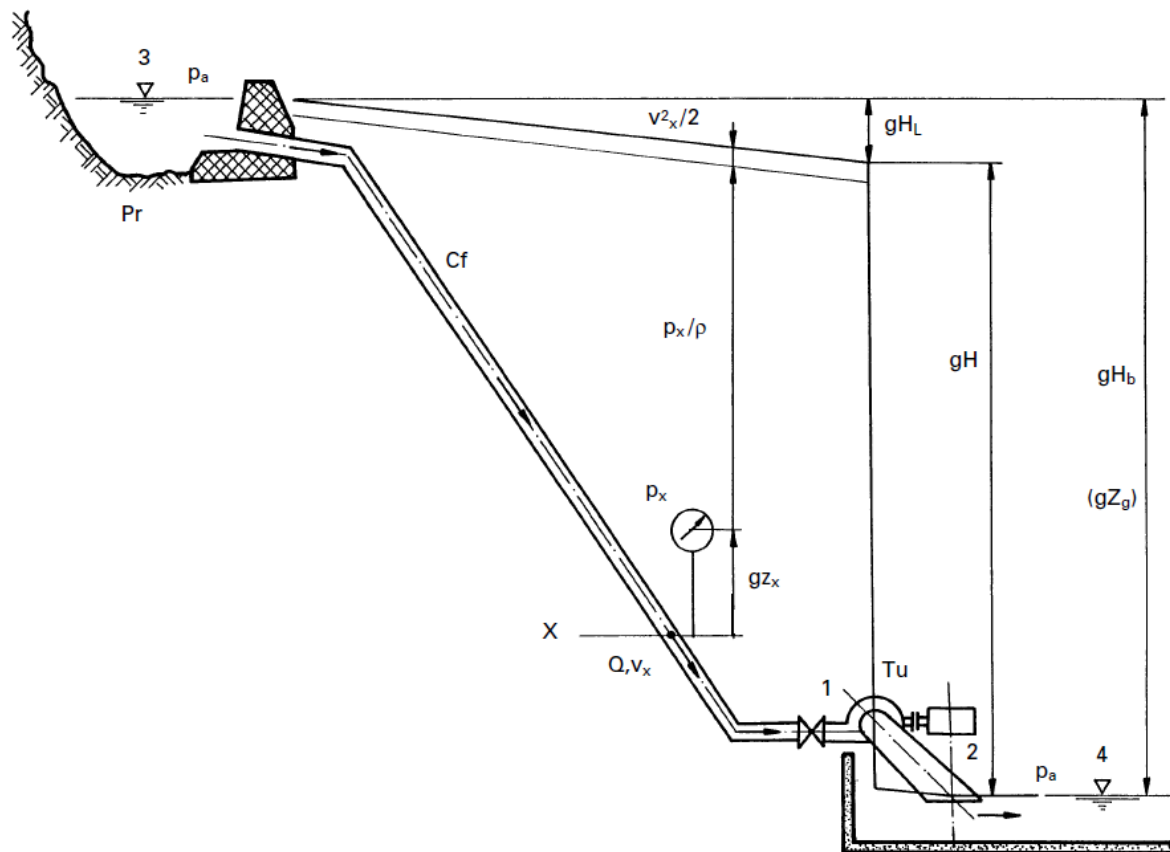


Figure 7. Ligne d'énergie (ou ligne de charge) d'une petite centrale hydraulique

- P_r : prise d'eau
- C_f : conduite forcée
- T_u : turbine
- 1 : point de référence amont turbine
- 2 : point de référence aval turbine
- H_b : chute brute (m)
- H : chute nette (m)
- $H_L = A \cdot Q^2$: pertes de charge (m)
- Q : débit (m^3 / s)

Énergie E_x (ou charge H_x) au point X:

$$E_x = g \cdot H_x = \frac{p_x}{\rho} + g z_x + \frac{v_x^2}{2} \quad \text{en (J/kg)}$$

$$g = 9.81 \text{ (m / s}^2\text{)}$$

$$\rho = 1000 \text{ (kg / m}^3\text{)}$$

p_x : pression en (N / m^2) avec $10^5 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ bar}$

v_x : vitesse d'écoulement (m/s)

Note:

p_x est généralement la pression relative (sur- ou sous pression) mesurée par rapport à la pression atmosphérique p_a .

II.2. Puissance hydraulique d'une turbine (P_{hyd}) en (W) :

La puissance hydraulique est la puissance fournie à la turbine par l'eau qui l'alimente. Elle est donnée par le produit de l'énergie hydraulique $g.H$ avec le débit massique (débit volumique par masse spécifique) $\rho \cdot Q$

$$P_{hyd} = \rho \cdot Q \cdot gH \text{ (W)}$$

Les normes suisses ASE 3055.1974 et internationale CEI 41 concernant les essais de réception des turbines hydrauliques définissent les points de référence à l'amont (1) et à l'aval (2) de la turbine entre lesquels est mesurée la chute (ou l'énergie) nette.

C'est en ces points que sont placés les instruments servant à mesurer la pression ou le niveau (manomètres ou limnimètres).

La figure 8 montre le principe de mesure et de calcul de la chute nette et autres paramètres nécessaires à la détermination de la puissance hydraulique de la turbine.

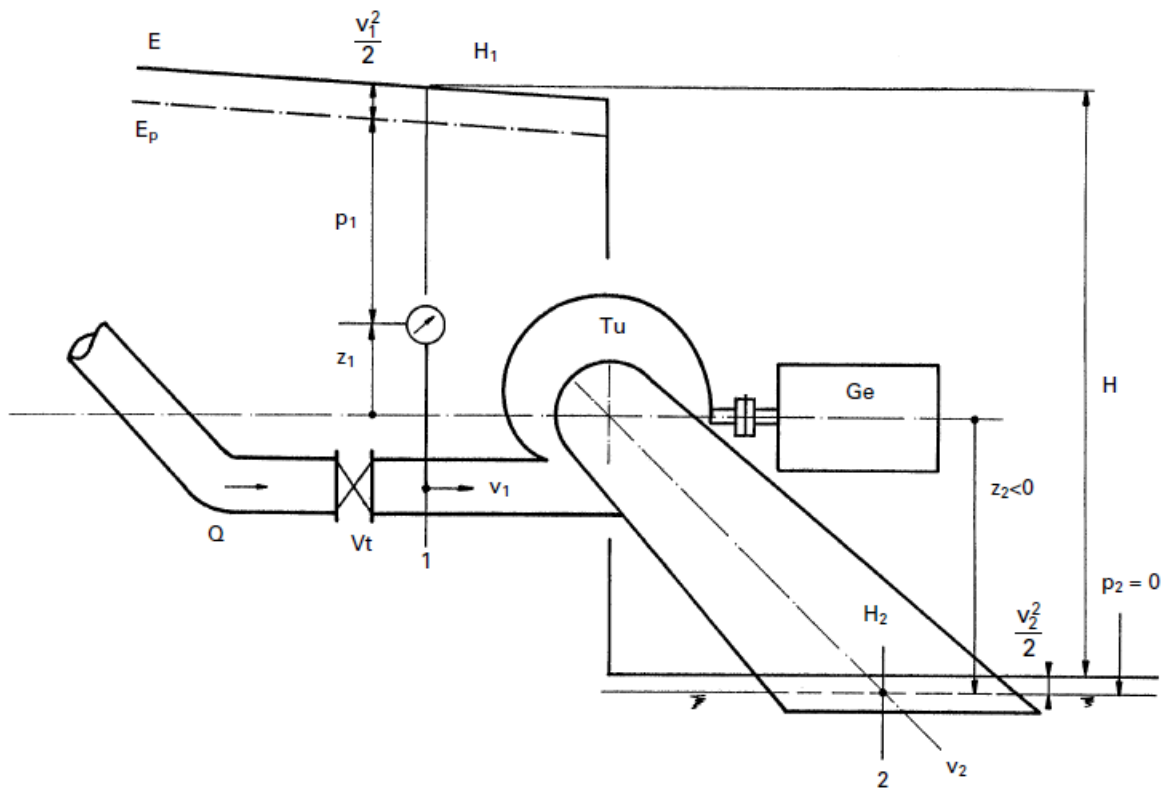


Figure 8. Paramètres pour le calcul de la puissance hydraulique d'une turbine

V_t : vanne turbine

T_u : turbine

G_e : générateur

1 : point de référence amont turbine

2 : point de référence aval turbine

E: ligne d'énergie (de charge)

E_p : ligne de pression

Énergie entrée turbine :

$$E_1 = gH_1 = \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad \text{en (J/kg)}$$

Énergie sortie turbine :

$$E_2 = gH_2 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad \text{en (J/kg)}$$

Énergie (chute) nette :

$$E = E_1 - E_2 = gH_1 - gH_2 \quad \text{en (J/kg)}$$

Puissance hydraulique :

$$P_{\text{hyd}} = \rho \cdot Q \cdot gH \quad \text{en (W)}$$

II.3. Couple, vitesse de rotation, puissance mécanique et rendement d'une turbine

Couple T en (Nm)

L'eau sous pression qui entre dans la turbine exerce une force hydrodynamique sur les pales ou augets de la roue. Cette force crée un couple qui met la roue en rotation (voir la figure 9).

Vitesse de rotation (n) en (tr/min) et/ou ω en (rad /s)

$$\omega = \pi \cdot n / 30$$

Une fois mise en mouvement, la turbine va tourner à une vitesse de rotation déterminée par les conditions d'exploitation.

Puissance mécanique ou à l'arbre de la turbine (P_{mec}) en (W)

De par les lois de la physique, la puissance mécanique est donnée par le produit du couple par la vitesse de rotation :

$$P_{\text{mec}} = \omega \cdot T$$

Rendement (η) en (%)

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 [3].

Le rapport entre ces deux puissances est le rendement qui est un paramètre définissant la qualité de la turbine

$$\eta_t = P_{\text{mec}} / P_{\text{hyd}} \quad \text{ou} \quad P_{\text{mec}} = \eta_t \cdot P_{\text{hyd}}$$

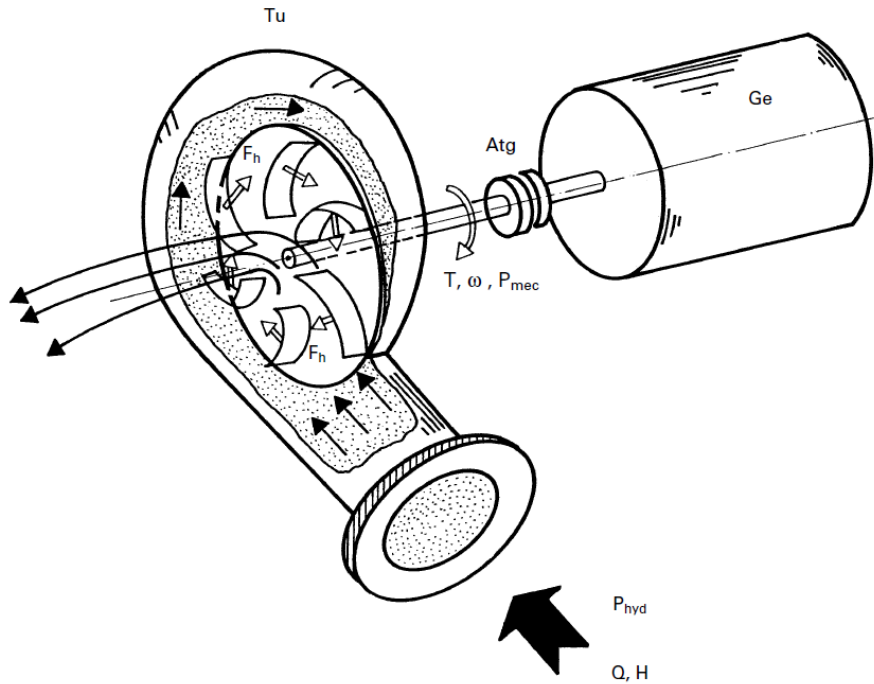


Figure 9. Forces, couple, vitesse de rotation et puissance mécanique d'une turbine

- T_u : turbine
- G_e : générateur
- A_{tg} : accouplement turbine-générateur
- P_{hyd} : puissance hydraulique (W)
- F_h : force hydrodynamique agissant sur une pale de la roue de la turbine
- T : couple créé par les forces hydrodynamiques F_h (Nm)
- ω : vitesse de rotation (rad /s) (ou n en tr/min)

II.4. Lois de similitude

Les lois de similitude sont là pour faire en sorte que les caractéristiques principales du modèle réduit soient les mêmes que celles du modèle grandeur nature [4].

II.4.1. Changement des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine donnée

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

Chute (m)	H_1	H_2
Débit (m^3/s)	Q_1	$Q_2 = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
Vitesse de rotation (tr/min)	n_1	$n_2 = n_1 \cdot \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
Couple (Nm)	T_1	$T_2 = T_1 \cdot \frac{H_2}{H_1}$
Puissance (W ou kW)	P_1	$P_2 = P_1 \cdot \frac{H_2^{1,5}}{H_1^{1,5}}$

A l'aide de ces formules, il est possible de calculer les nouvelles caractéristiques d'une turbine construite pour un site donné et déplacée sur un autre, de chute différente. Ce cas peut se produire lors de l'achat d'une turbine d'occasion.

Exemple :

Achat d'une turbine Kaplan ayant les données suivantes sur sa plaque signalétique:

$n = 600 \text{ tr/min}$

$H = 4.50 \text{ m}$

$Q = 2.0 \text{ m}^3/\text{sec}$

Puissance à l'arbre : $P = 75 \text{ kW}$

L'acheteur aimerait installer cette machine sur un site avec une chute plus faible :

$H = 3.50 \text{ m}$

Le nouveau débit sera $Q_2 = 2 \cdot \sqrt{\frac{3,5}{4,5}} = 1,76 \text{ m}^3/\text{sec}$

La puissance sera réduite à $P_2 = 75 \cdot \left(\frac{3,5}{4,5}\right)^{1,5} = 51 \text{ kW}$

Nouvelle vitesse de rotation: $n_2 = 600 \cdot \sqrt{\frac{3,5}{4,5}} = 529 \text{ tr/min}$

Cette turbine ne pourra pas être utilisée avec l'ancienne génératrice.

Étant donné que sa vitesse de rotation n'est pas en correspondance avec la fréquence du réseau (fraction de 50 Hz ou de 3000 tr/min), la génératrice devra être entraînée par un réducteur ou une transmission par courroie.

II.4.2. Changement des caractéristiques et de la taille d'une turbine

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

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

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

Modèle : diamètre de référence D_m

Exécution : diamètre de référence D

Rapport des chutes:
$$\frac{H}{H_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^2$$

Rapport des débits :
$$\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right) \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^3$$

Rapport des couples:
$$\frac{T}{T_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^5$$

Rapport des puissances :

$$\frac{P}{P_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \cdot \left(\frac{D}{D_m} \right)^5$$

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

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

Les différences sont influencées par :

- le rapport des dimensions entre modèle et exécution ;
- la qualité de la fabrication (respect des formes, précision et qualité de la finition) ;
- les conditions d'exploitation (chute, débit, vitesse de rotation).

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

II.4.3. Paramètres unitaires et adimensionnels

Généralement la chute H et le débit sont habituellement convertis en chiffres adimensionnels ψ et φ , tenant compte des lois de similitude.

Leur définition est la suivante :

Coefficient d'énergie (sans unité)

$$\psi = \frac{8 \cdot g \cdot H}{\omega^2 \cdot D^2}$$

Coefficient de débit (sans unité)

$$\varphi = \frac{8 \cdot Q}{\pi \cdot \omega \cdot D^3}$$

De même pour les coefficients unitaires.

Débit unitaire

Débit d'une turbine de 1 m de diamètre fonctionnant sous une chute de 1m.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (\text{m}^{1/2} / \text{s})$$

Vitesse de rotation unitaire

Vitesse de rotation d'une turbine de 1 m de diamètre fonctionnant sous une chute de 1m.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (\text{m}^{1/2} \cdot \text{tr}/\text{min})$$

Couple unitaire

Couple d'une turbine de 1 m de diamètre fonctionnant sous une chute de 1 m.

$$T_{11} = \frac{T}{D^3 \cdot H} \quad (\text{N} / \text{m}^3)$$

d'Où:

H = chute nette (m)

g = accélération de la pesanteur = 9.81 m/s²

ω = vitesse de rotation (rad /s)

n = vitesse de rotation (t / min.) avec ω = π · n/30

D = diamètre de référence de la turbine (m)

Q = débit (m³/ s)

T = couple (Nm)

Les deux types de représentation (unitaire ou adimensionnelle) peuvent se retrouver dans la littérature ou dans la documentation des fabricants de turbines.

II.5. Classification des turbines – Vitesse spécifique

Les différents types de turbines sont classés en fonction d'un seul paramètre, dérivé des lois de similitude, la **vitesse spécifique**.

Il en existe plusieurs définitions, qui peuvent encore toutes se retrouver dans la littérature ou dans la documentation des fabricants.

II.5.1. Vitesse spécifique N_s

Vitesse de rotation, en tr/min, d'une turbine travaillant sous une chute de 1m et délivrant une puissance de 1kW.

$$N_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Cette formule a pour inconvénient que le rendement de la turbine est inclus dans la puissance P. Anciennement, et peut être encore aujourd'hui chez certains fabricants, P est indiqué en CV (1 CV = 0,736 kW)

$$N_{sa} = n \cdot \frac{P_{CV}^{1/2}}{H^{5/4}} = 1,166 N_s$$

II.5.2. Vitesse spécifique n_q

Vitesse de rotation, en tr/min, d'une turbine travaillant sous une chute de 1m avec un débit de 1m³/s

$$N_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Conversion :

$$N_s = 3,13 \cdot \sqrt{\eta} \cdot n_q \cong 3,0 \cdot n_q$$

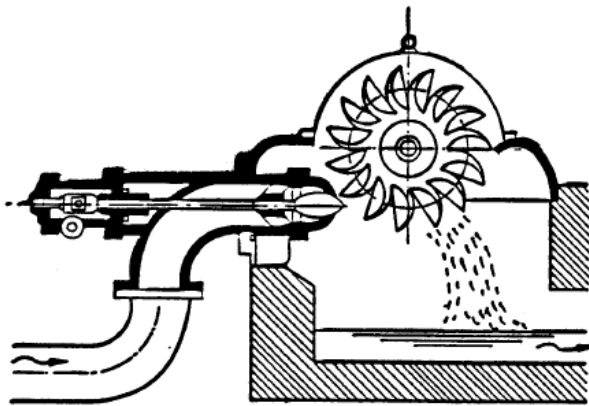
II.5.3. Vitesse spécifique v

$$v = \omega \cdot \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2 \cdot g \cdot H)^{3/4}} = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (\text{sans dimension})$$

v est un chiffre équivalent à n_q, mais sans dimensions,

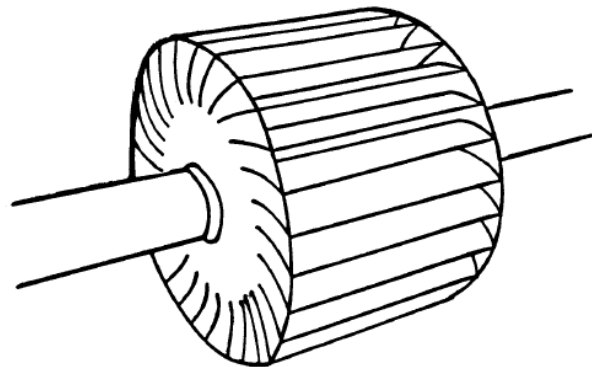
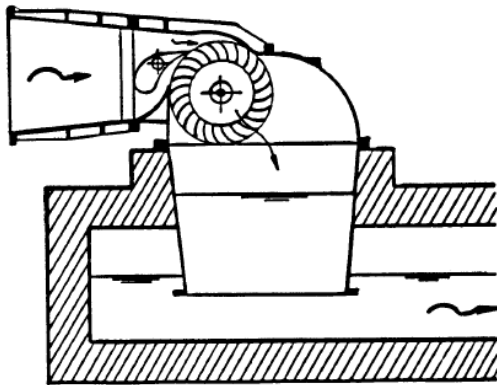
$$v = 0.00634 \cdot n_q$$

II.6. Résumé des principaux types de turbines et de leur domaine d'application



Turbine PELTON

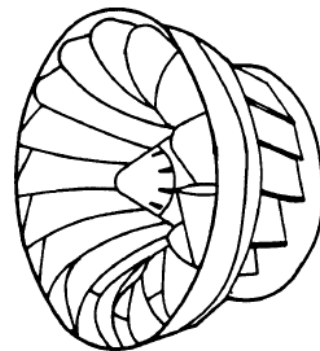
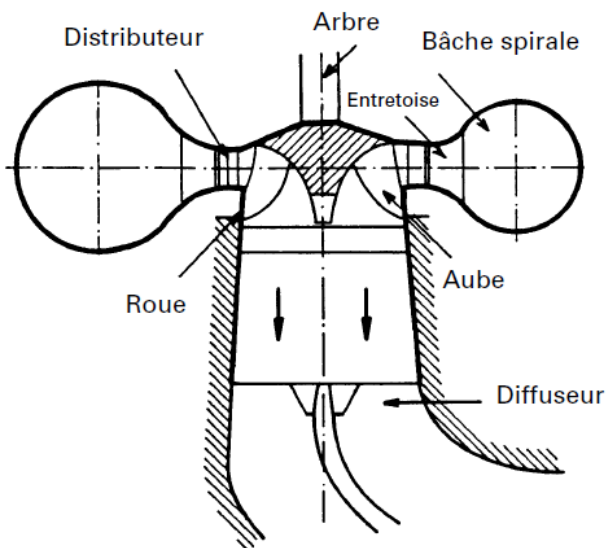
Q petit	$N_s = 6 \dots 60$
H grand	$n_q = 2 \dots 20$
	$v = 0.01 \dots 0.11$



Turbine CROSSFLOW

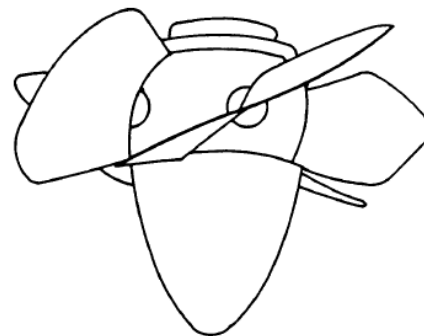
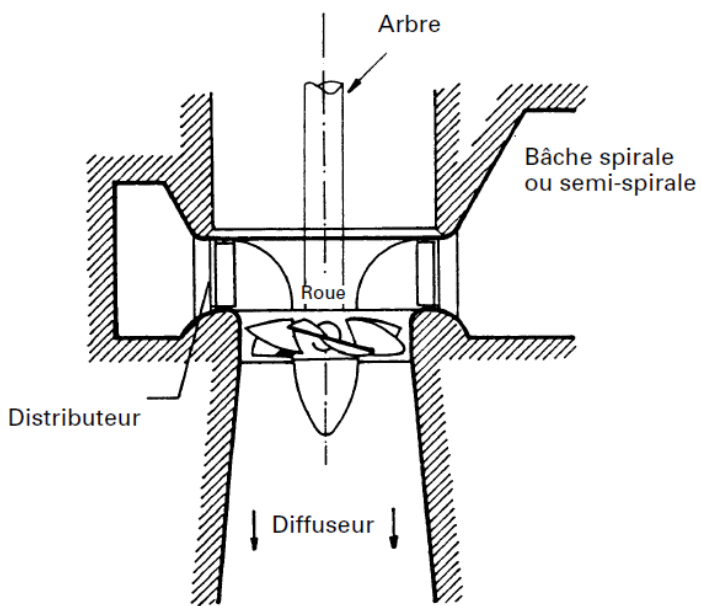
Q petit à moyen	$N_s = 30 \dots 210$
H moyen à petit	$n_q = 10 \dots 70$
	$v = 0.06 \dots 0.45$

Figure 10. Turbines à action



Turbine FRANCIS

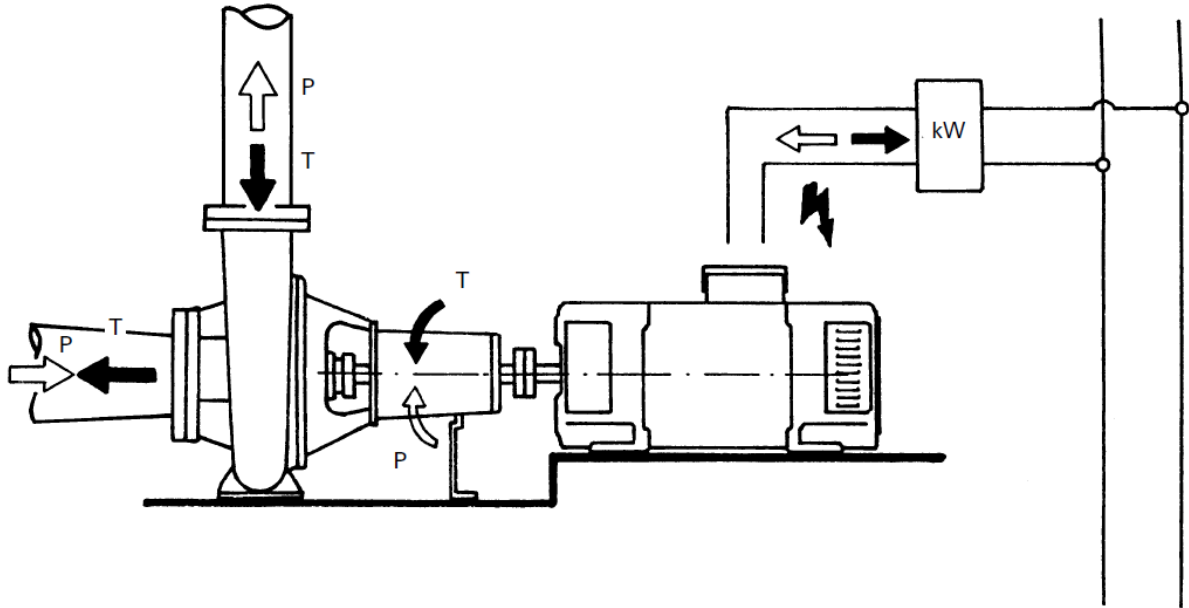
Q moyen	$N_s = 50 \dots 350$
H moyen	$n_q = 16 \dots 120$
	$v = 0,1 \dots 0,75$



Turbine KAPLAN

Q grand	$N_s = 200 \dots 950$
H petit	$n_q = 65 \dots 300$
	$v = 0,4 \dots 2,0$

Figure 11. Turbines à réaction



Pompe inversée

P: fonctionnement en pompe
 T: fonctionnement en turbine

Q faible à moyen $N_s = 15 \dots 300$
 H grand à moyen $n_q = 5 \dots 100$
 $v = 0,032 \dots 0,634$

Figure 12. Turbines à réaction

III. Turbines à action

III.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 est dénoyée et tourne dans l'air. La figure 13 présente schématiquement une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement [3].

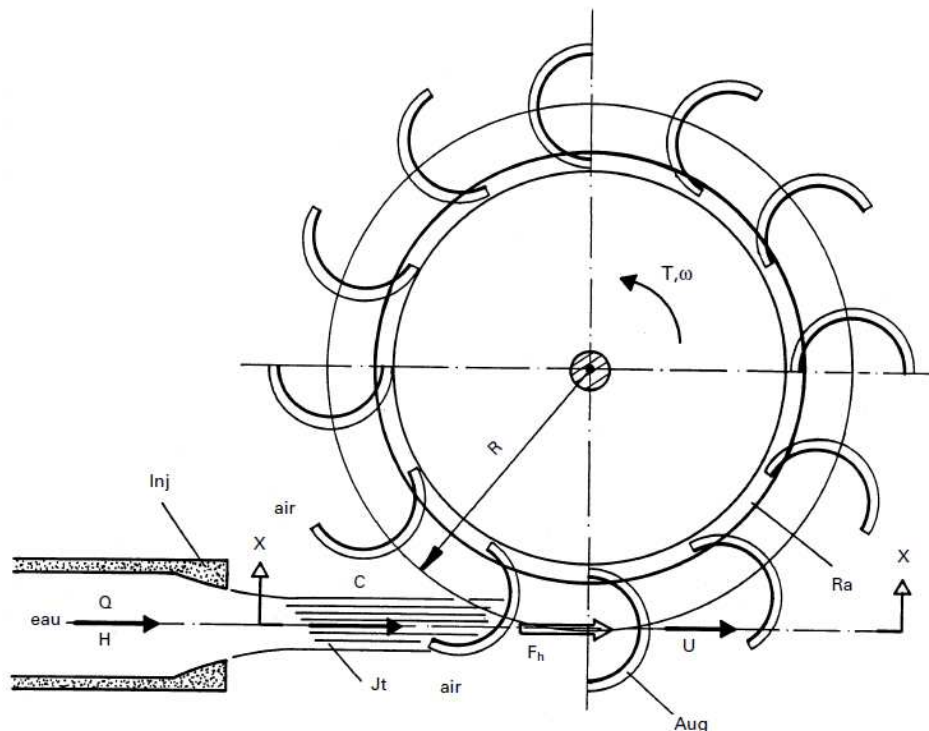


Figure 13. Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement

Composants:

I_{nj} : injecteur

J_t : jet d'eau

R_a : roue de la turbine

A_{ug} : auget ou aube profilée

Paramètres :

Q : débit (m^3/s)

H : chute nette (m)

$E = g.H$: énergie massique nette (J/kg)

$C \approx (2.g.H)^{1/2}$ vitesse de l'eau du jet (m/s)

R : rayon de la roue tangent au jet (m)

$U = \omega R$: vitesse périphérique de la roue à l'auget (m/s)

F_h : force hydrodynamique du jet sur l'auget (N)

$T = R \cdot F_h =$ couple sur l'arbre (Nm)

ω : vitesse de rotation (rad /s)

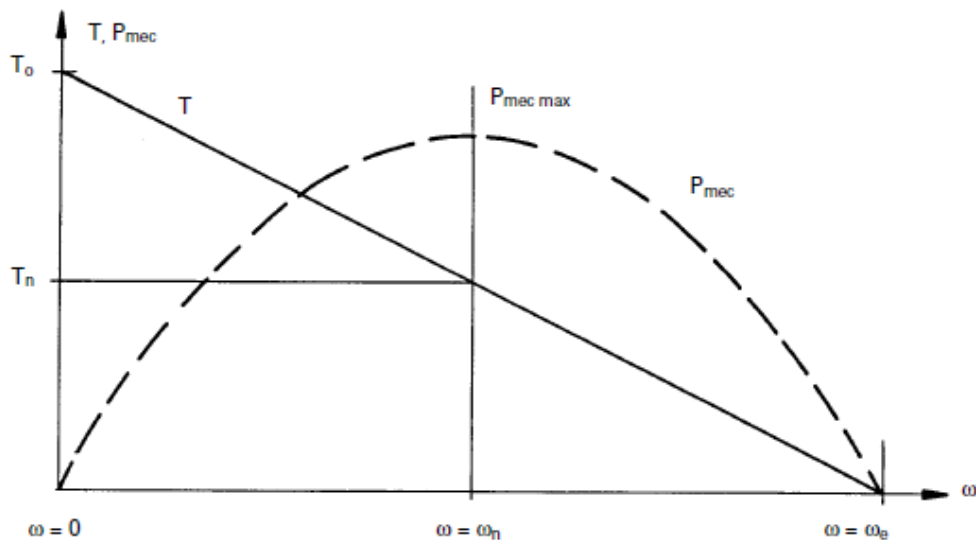
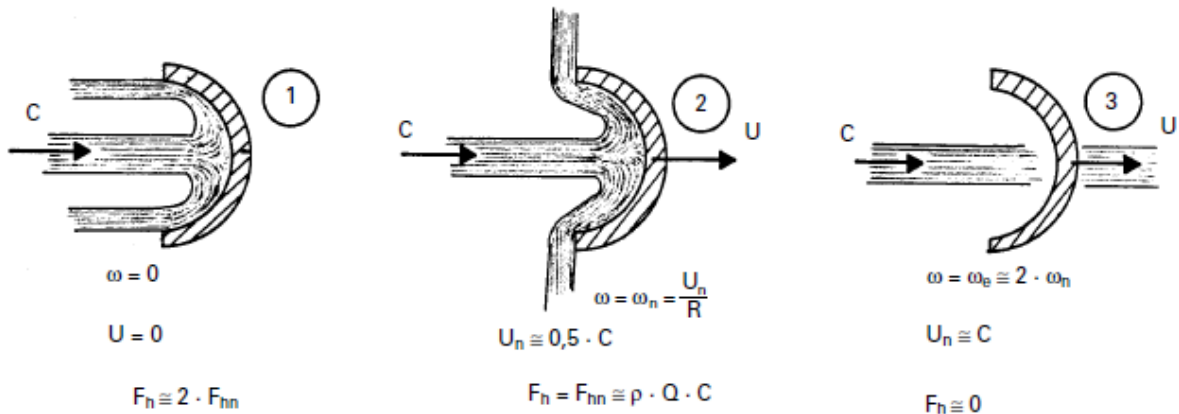
La figure 14 présente les trois cas de fonctionnement principaux de ce type de turbine, soit :

1. Roue bloquée, couple environ le double du couple nominal ;
2. Roue en régime de fonctionnement normal, vitesse périphérique de la roue selon la théorie 50 % de la vitesse du jet, en pratique 45 à 48%;
3. Roue à l'emballement, vitesse de rotation selon la théorie 2 fois la vitesse nominale; en pratique 1,8 fois.

Remarques :

– L'emballement se caractérise par une accélération non contrôlée de la roue de la turbine suite à une coupure de la production d'électricité au niveau de l'alternateur. Ce phénomène n'arrive que très rarement, mais provoque des fluctuations de contraintes de haute intensité sur les composantes de la turbine.

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



(1) Roue bloquée ; (2) Roue en fonctionnement nominal ; (3) Roue à l'emballement

Figure 14. Cas de fonctionnement d'une turbine à action

Vitesse de rotation	Couple	Puissance
$\omega = 0$	$T_o \approx 2 \cdot T_n$	$P_{mec} = 0$
$\omega = \omega_n$	$T = T_n$	$P_{mec} = \max$
$\omega_e = 1,8 \omega_n$	$T = 0$	$P_{mec} = 0$

Relations:

$$\text{Couple : } T = T_n \cdot \left(2 - \frac{\omega}{\omega_n} \right) \quad ; \quad \text{Puissance : } P_{mec} = \omega \cdot T$$

III.2. 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 d'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.

Une turbine Pelton peut être équipée de plusieurs injecteurs, jusqu'à 6. 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 nécessiter de source d'énergie extérieure.

Ces différents organes sont placés dans un bâti, ou bêche 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 bêche. Ils sont constitués par des disques qui centrifugent les gouttelettes d'eau infiltrées dans un boîtier relié à la sortie de la turbine.

La figure 15 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.

La figure 16 présente les composants principaux d'une turbine Pelton horizontale à un jet.

En vue de diminuer le nombre de pièces mécaniques, la roue Pelton peut être fixée directement en bout d'arbre de la génératrice (turbine monobloc).

La figure 17 montre une turbine de ce type à axe vertical et dotée de 5 jets. La turbine Pelton a pour avantages un très bon rendement sur toute la plage des débits, ainsi que sa simplicité mécanique.

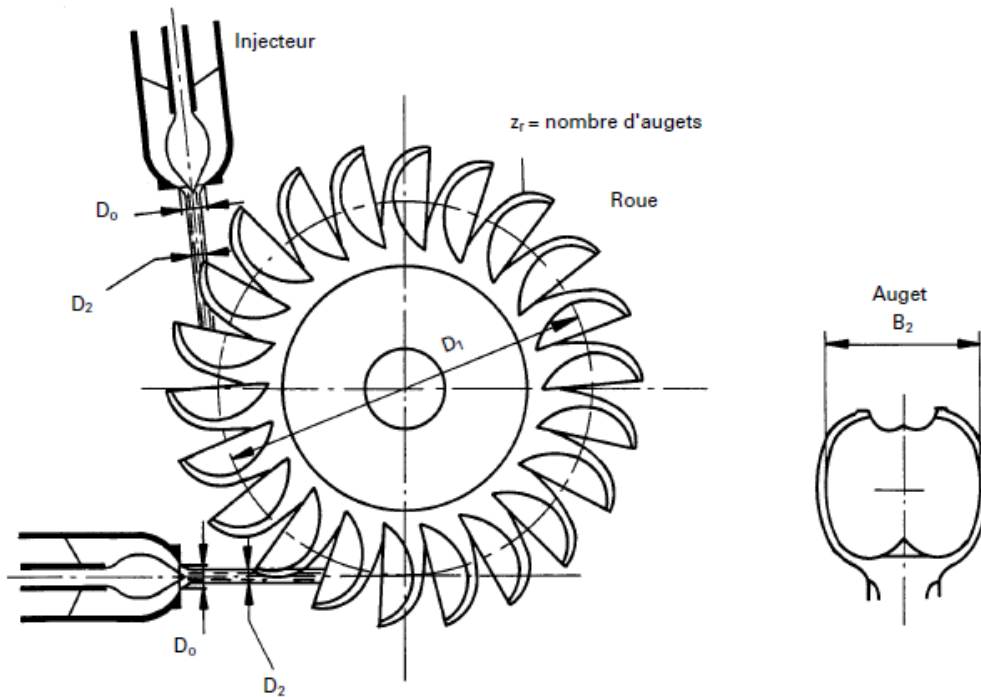


Figure 15. Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux

Paramètres de l'injecteur

D_0 : diamètre de la buse (m)

D_2 : diamètre du jet (m)

Débit par injecteur :

$$Q_1 = c \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad c = 0,96 \dots 0,98$$

Débit total : $Q = z_i \cdot Q_1$

avec z_i = nombre d'injecteurs

Diamètre du jet :

$$D_2 = \left(\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right)^{1/2} \cong 0,545 \cdot \frac{Q_1^{1/2}}{H^{1/4}}$$

Paramètres de la roue

D_1 : diamètre de référence = diamètre sur lequel agit le jet (m)

$U_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2}$: vitesse périphérique de la roue (m/s) avec vitesse de rotation ω (rad/s)

$$U_1 = u_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \text{avec } u_1 = 0,44 \dots 0,48$$

$$D_1 = \frac{2}{\omega} \cdot u_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 37 \dots 41 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}$$

Avec : H chute nette en (m) et n : vitesse de rotation en (tr/min)

Proportions : Rapport D_1/D_2 compris entre 7 et 30 selon la vitesse spécifique

Vitesse d'emballement : généralement elle est égale à 1,8 fois la vitesse nominale sous la chute nette H nominale

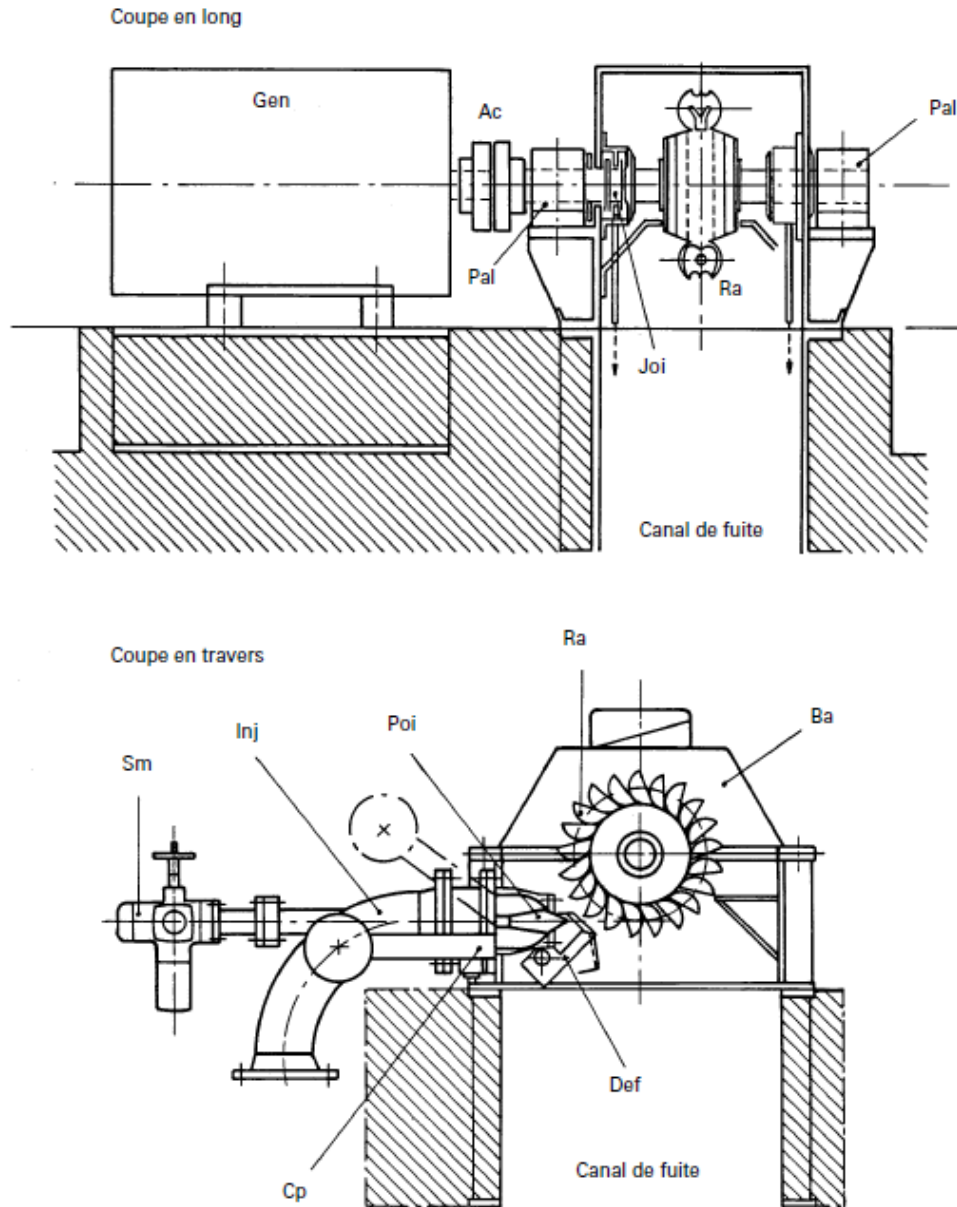


Figure 16. Turbine Pelton à axe horizontal à un jet

- R_a: roue à augets
- B_a: bêche/ bâti
- I_{inj}: injecteur
- P_{oi}: pointeau mobile
- D_{ef}: défecteur
- C_p: contrepoids du défecteur
- S_m: servomoteur du pointeau
- J_{oi}: joint d'arbre
- P_{al}: palier turbine
- A_c: accouplement turbine-générateur
- G_{en}: générateur

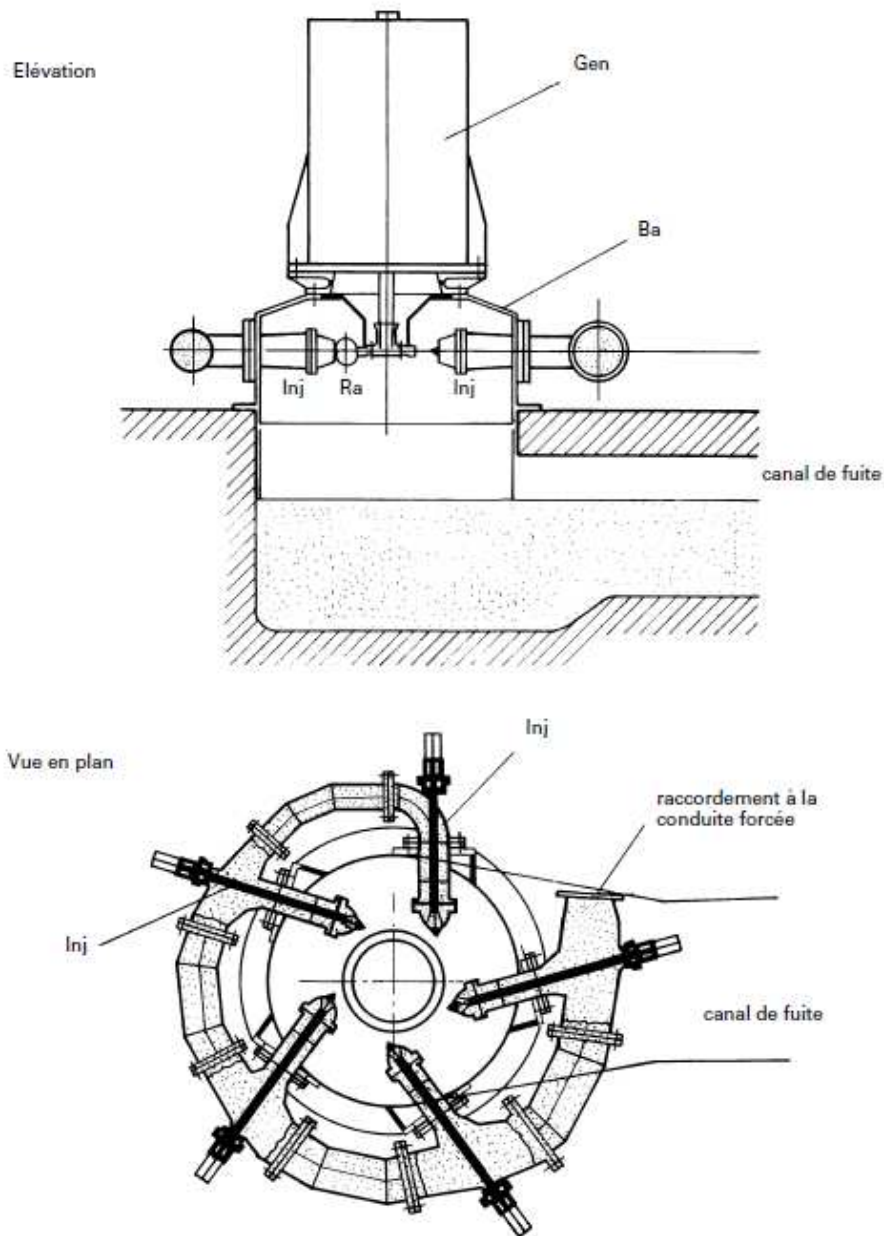


Figure 17. Turbine Pelton monobloc à axe vertical à 5 jets

Gen: générateur
 Inj : injecteur
 Ra: roue à augets
 Ba: bêche/ bâti

III.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 (figure 18) :

– 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 contrepois, et l'ouverture par un vérin hydraulique ;

- une roue en forme de tambour, dotée d’aubes cylindriques profilées ;
- un bâti enveloppant la roue et sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.

Les formules permettant un calcul approximatif du diamètre ainsi que de la largeur de la roue sont données à la figure 18. La figure 19 montre les composants principaux de la machine. La turbine, roue et injecteur, est souvent divisée en 2 secteurs, de largeur 1 /3 et 2 /3 respectivement et qui peuvent être mis en fonction séparément ou ensemble.

La turbine Crossflow est de construction simple, ce qui a conduit à sa popularité dans les pays en voie de développement. Le rendement maximum de ce type de turbine est moyen et reste compris, pour une machine de bonne qualité, entre 80 et 83%.

Cette machine peut être aussi source de bruit et de vibrations générés par le choc périodique de l’eau sur les aubes cylindriques de la roue qui sont relativement élastiques (lames d’acier).

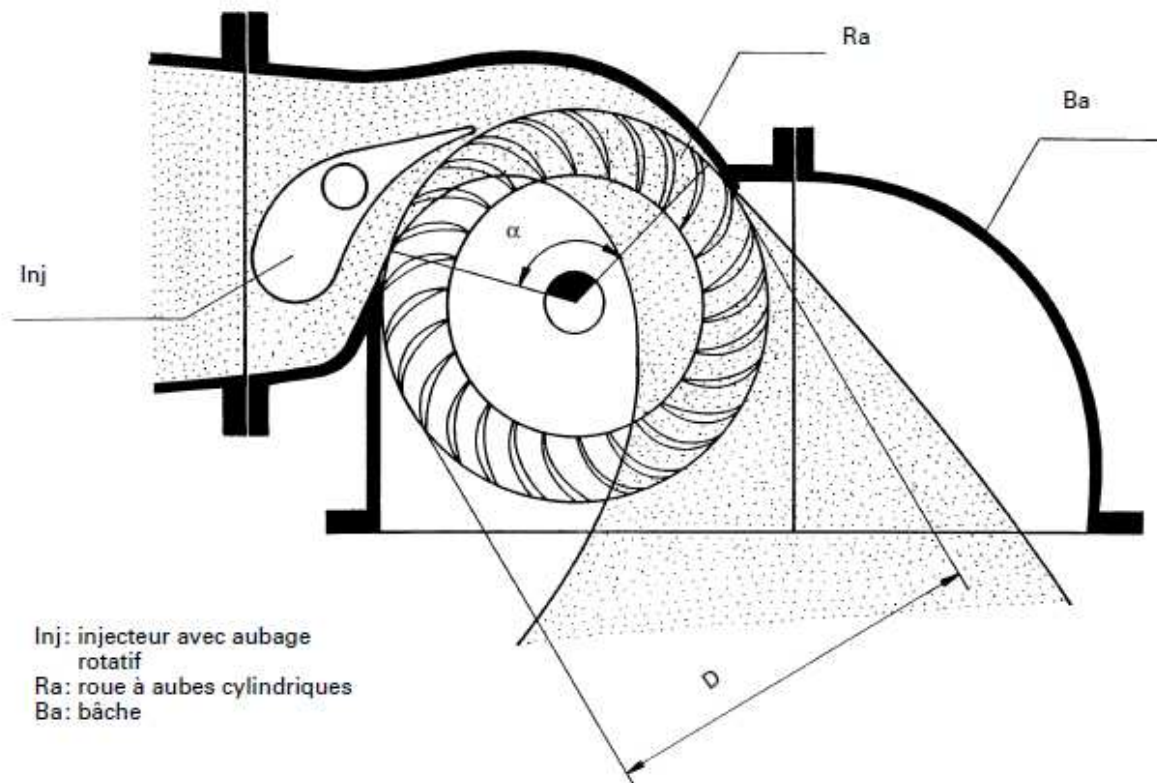


Figure 18. Vue en coupe d’une turbine Crossflow avec ses paramètres principaux

Débit

$$Q \cong 0,25 \cdot \alpha \cdot \frac{D \cdot B}{2} \cdot \sqrt{2 g H} \cong 0,2 \dots 0,3 D \cdot B \sqrt{2 g H} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

D: diamètre de la roue (m)

B: largeur de la roue (m)

α : angle d'injection en rad ($\pi/2$ à $2\pi/3$ selon les constructeurs)

H: chute nette (m)

$$\text{d'où } B \cdot D = 1,13 \dots 0,75 \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

Vitesse de rotation

$$\omega = 0,45 \cdot \sqrt{2 g H} \cdot \frac{2}{D} = 0,9 \frac{\sqrt{2 g H}}{D} \quad (\text{rad/s}) \quad \text{ou} \quad n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega \quad (\text{tr/min})$$

$$\text{d'où:} \quad D \cong 38 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad \text{et} \quad B \cong 0,02 \dots 0,03 \cdot \frac{Q \cdot n}{H} \quad \text{pour} \quad \alpha = 120 \dots 190^\circ$$

Rapport largeur / diamètre

$B/D = 0.3 \dots 4$ Selon la chute H (limité par la résistance mécanique des aubes de la roue)

Vibration

$$\text{Fréquence principale :} \quad f = z_r \cdot \frac{\omega}{2\pi} = z_r \cdot \frac{n}{60} \quad (\text{Hz})$$

avec

$$z_r = \text{nombre d'aubes} = 24 \dots 32$$

Vitesse d'emballement

Elle est égale à 1,8 fois la vitesse nominale sous la chute H nominale

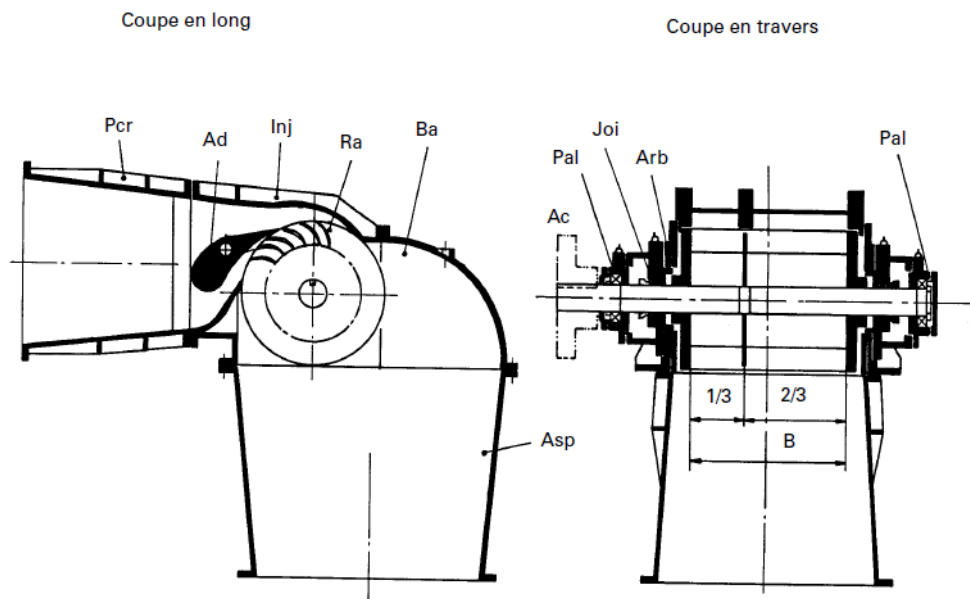


Figure 19. Composants d'une turbine Crossflow

P_{rc} : tubulure de raccordement turbine-conduite

A_d : volet rotatif de l'injecteur

I_{nj} : injecteur

R_a : roue à aubes

B_a : bâti

A_{sp} : aspirateur

A_c : accouplement d'arbre avec multiplicateur ou générateur

P_{al} : palier

J_{oi} : joint d'arbre

A_{rb} : arbre de la turbine

IV. Turbines à réaction

IV.1. Principe de fonctionnement

Comme il a été cité auparavant, 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 [5].

Deux principes sont à la base de son fonctionnement :

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

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

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

La figure 20 présente une image schématique d'une turbine à réaction.

L'équation fondamentale d'une turbine à réaction est l'équation d'Euler, qui définit la relation entre les vitesses à l'entrée et à la sortie de l'aubage et l'énergie massique à disposition (voir figure 22).

$$E = g.H = U_1.C_{u1} - U_2.C_{u2} \quad \text{en (J/kg)}$$

d'où :

$U_1 = \omega.R_1$ vitesse périphérique de l'aubage à l'entrée de la roue (entrée du filet d'eau), dite vitesse d'entraînement

C_{u1} composante périphérique de la vitesse absolue C de l'eau à l'entrée de la roue (tourbillon d'entrée)

$U_2 = \omega.R_2$ vitesse de l'aubage à la sortie de la roue, dite vitesse d'entraînement

C_{u2} composante périphérique de la vitesse absolue C de l'eau à la sortie de la roue (tourbillon de sortie)

U_1C_{u1} définit l'énergie du tourbillon d'entrée créé par la bêche spirale et / ou les aubages directeurs

U_2C_{u2} définit l'énergie tourbillonnaire perdue à la sortie de la turbine. Au point de fonctionnement optimum de la turbine, cette énergie est nulle (pas de tourbillon après la roue)

C est la vitesse absolue de l'eau dans la machine.

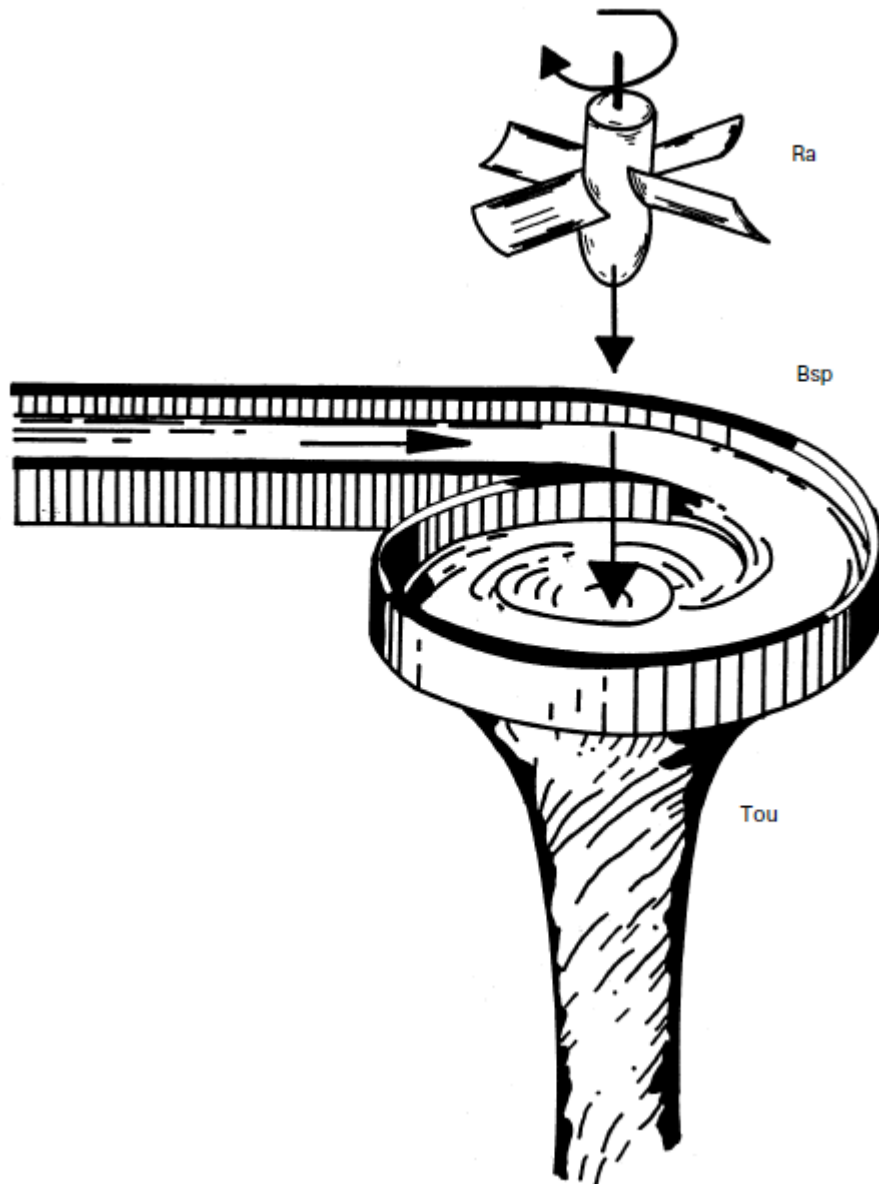


Figure 20. Image schématique d'une turbine à réaction

B_{sp} : canal à tourbillon figurant la bêche spirale

R_a : roue à palettes figurant la roue à aubes de la turbine, placée dans le tourbillon d'eau Tou

Sa composante méridienne C_m est donnée par le débit qui traverse la turbine (figures 22 et 23).

La vitesse W est la vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage.

Sa direction, calculée à partir de C_u , C_m et U , fixe l'angle de l'aubage par rapport à l'écoulement.

La figure 21 présente une vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis, avec ses composants.

Dans ce type de machine, le tourbillon est créé par une bêche 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.

La figure 22 montre les profils des aubages directeurs et de la roue, ainsi que les triangles des vitesses absolue (C), d'entraînement (U) et relative (W) à l'entrée et à la sortie de la roue d'une turbine radiale, de type Francis.

La figure 23 présente schématiquement une turbine axiale.

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

La figure montre également les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue [6].

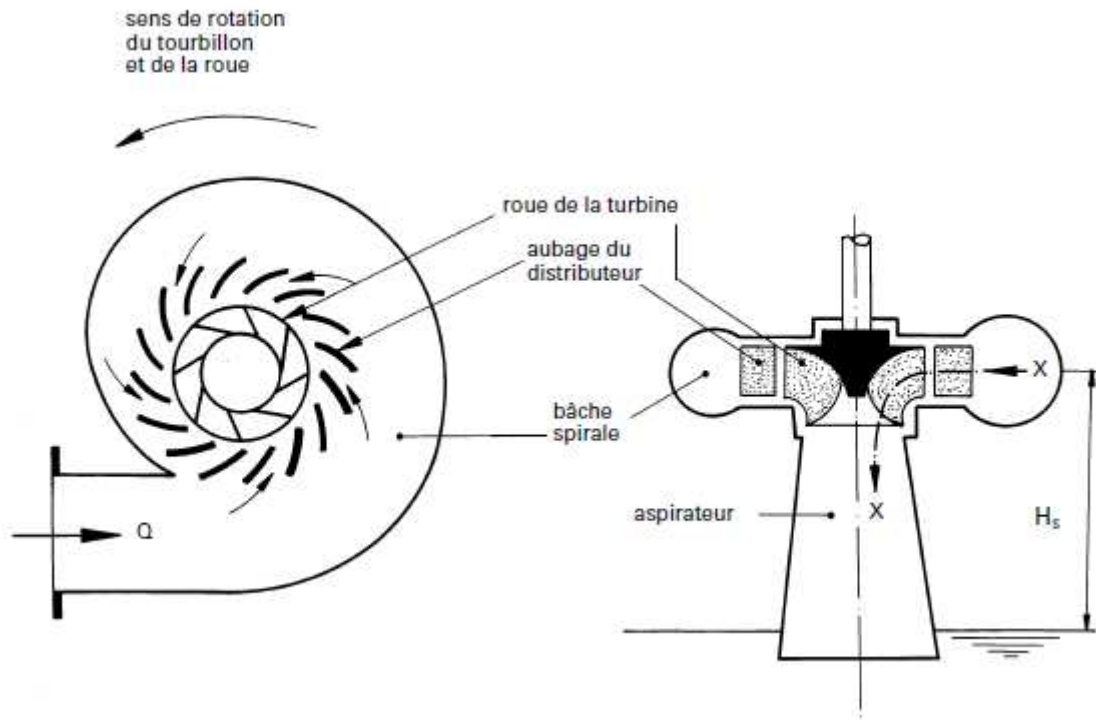


Figure 21. Vue schématique d'une turbine à réaction de type Francis

Bâche spirale : enveloppe sous pression permettant la mise en rotation du fluide

Distributeur : aubage fixe ou mobile définissant le débit à la turbine et l'intensité du tourbillon

Roue de la turbine : récupère l'énergie du tourbillon pour la transformer en énergie mécanique

Aspirateur : conduit conique divergent servant à ralentir la vitesse de sortie de la turbine, ce qui permet de réduire l'énergie cinétique perdue à la sortie de la turbine et à récupérer l'énergie hydraulique statique à l'aval de celle-ci (hauteur d'aspiration H_s).

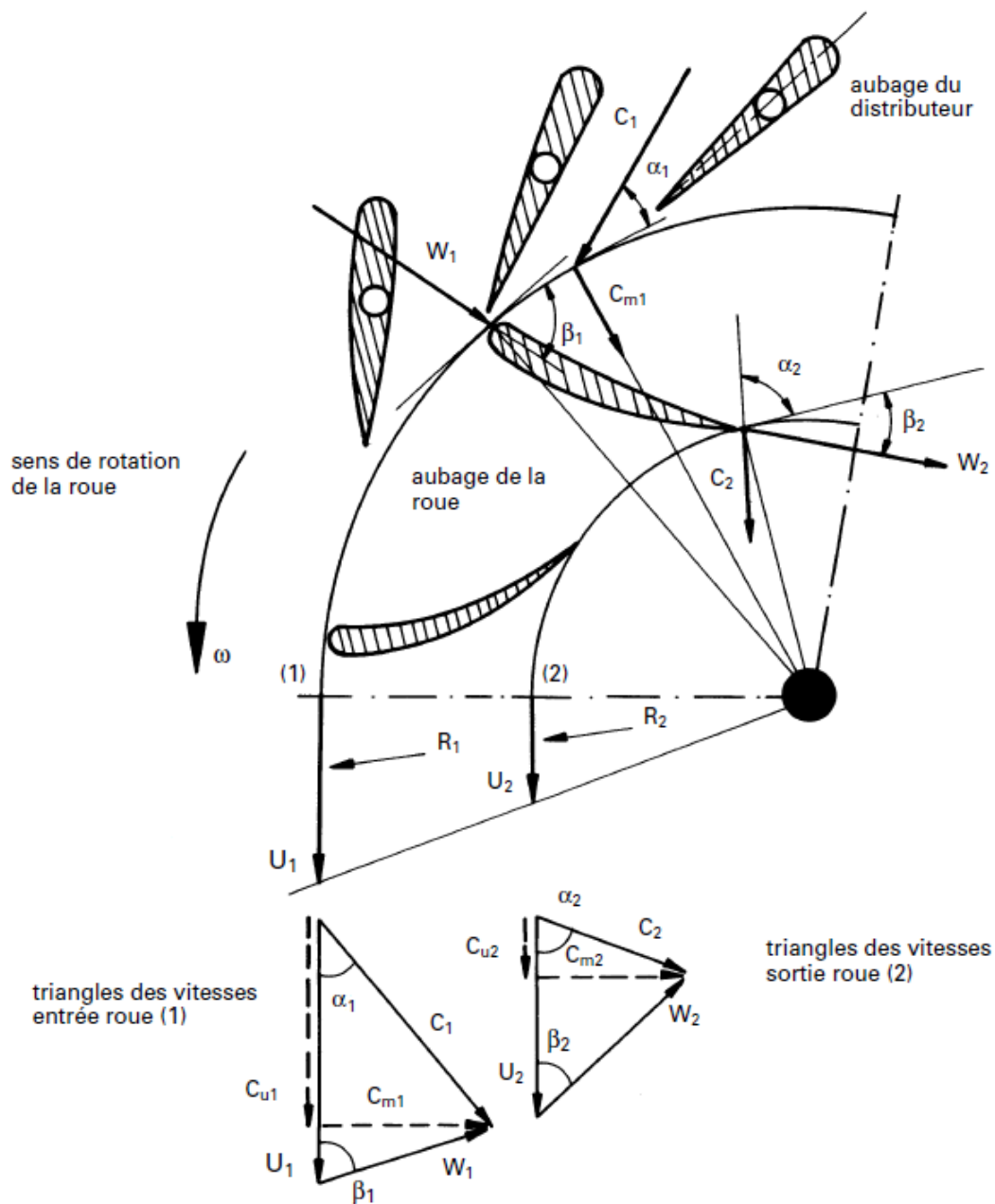


Figure 22. Profil des aubages du distributeur et de la roue selon la coupe X-X suivie par les filets liquides traversant une turbine radiale (Francis) [6]

Vitesses à l'entrée (1) et à la sortie (2) de la roue :

C : vitesse absolue de l'eau

C_u : composante périphérique de C (en relation avec H)

C_m : composante méridienne de C (en relation avec Q)

$U = \omega.R$: vitesse périphérique de la roue

W : vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage de la roue

α : angle imposé par le distributeur (définit C_u)

β : angle de l'aubage de la roue

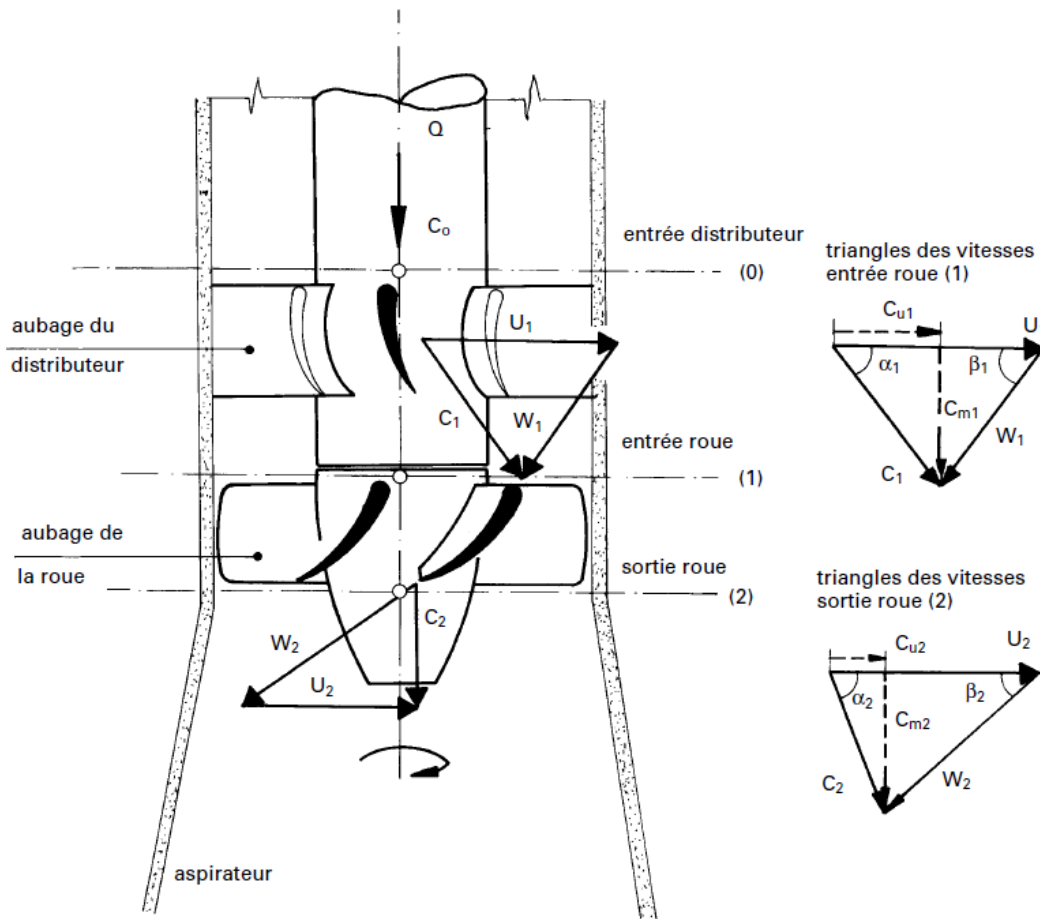


Figure 23. Vue schématique d'une turbine à réaction axiale (Kaplan ou hélice) avec triangles des vitesses.

Relations importantes :

Énergie massique (équation d'Euler) :

$$E = g \cdot H = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} \text{ (J/kg)}$$

Débit :

$$Q = C_m \cdot S \text{ (m}^3\text{/s)}$$

avec :

C_m = composante méridienne de la vitesse absolue C (m/s)

S = surface de passage perpendiculaire à C_m (m²)

Coefficient d'énergie :

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{U^2}$$

Coefficient de débit :

$$\phi = \frac{C_m}{U}$$

IV.2. Implantation d'une turbine à réaction

IV.3. Calcul de la hauteur d'aspiration limite d'une turbine à réaction

Hauteur d'aspiration théorique :

Sans tenir compte des effets dynamiques dus à la vitesse de l'eau, la pression de dégagement de vapeur est atteinte lorsque

$$H_{sth} = H_a - H_v$$

d'où

H_{sth} = hauteur d'aspiration théoriquement possible en m

H_a = hauteur d'eau en m équivalent à la pression atmosphérique p_a

H_v = hauteur d'eau en m équivalent à la pression de dégagement de vapeur (pression de vaporisation) p_v

Les survitesses et dépressions locales sur l'aubage de la turbine font que la pression de dégagement de vapeur est atteinte pour une valeur de H_s inférieure à la valeur théorique susmentionnée.

Pour tenir compte de ce phénomène, les praticiens ont introduit une hauteur d'aspiration complémentaire $\sigma \cdot H$ induite par l'écoulement où

H est la chute nette de la turbine en m

et

σ un coefficient sans dimension, dit coefficient de Thoma.

La valeur H_{sth} est donc réduite à

$$H_s = H_{sth} - \sigma \cdot H$$

H_s : hauteur d'aspiration limite au-delà de laquelle apparaît une cavitation suffisante pour endommager la roue.

La figure 24 représente schématiquement la répartition des pressions à l'aval d'une turbine à réaction.

Des valeurs indicatives de σ ont été établies sur des bases statistiques pour les turbines et pour les pompes. Elles sont fonction de la vitesse spécifique de la machine hydraulique considérée.

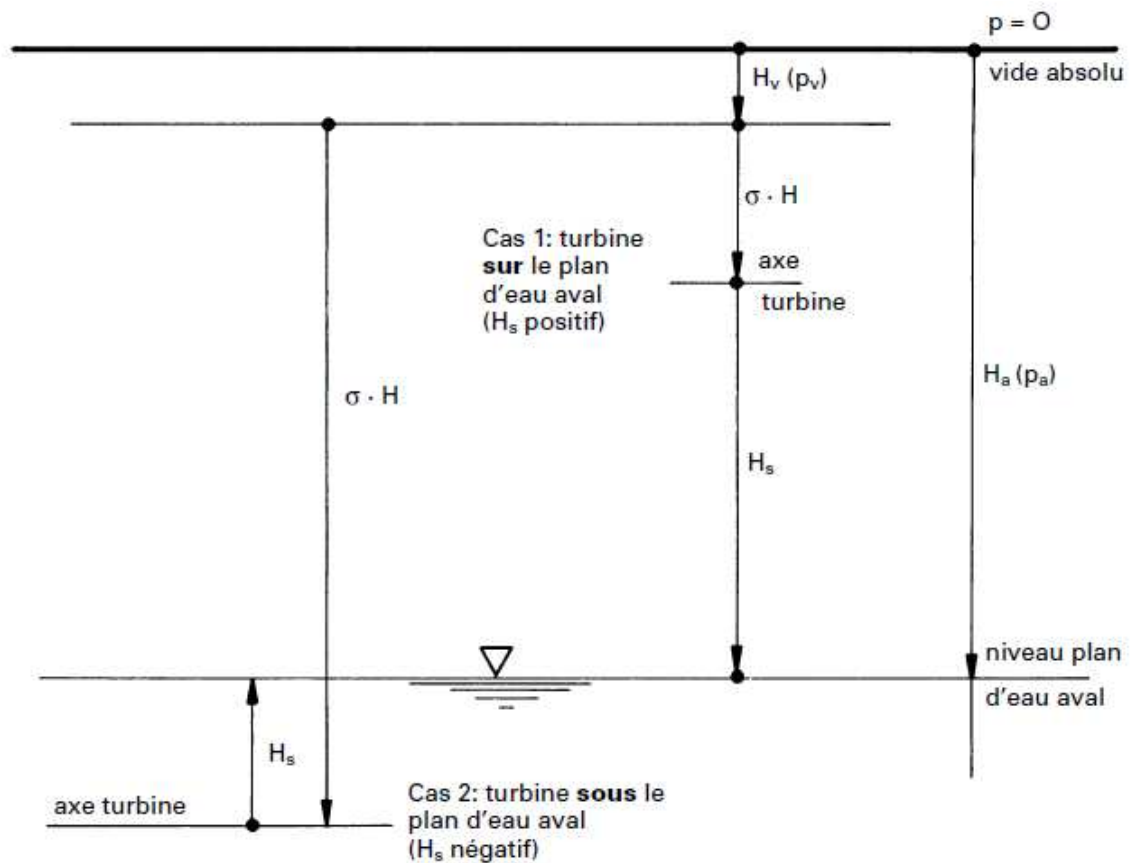


Figure 24. Pressions utiles pour le calcul de la hauteur d'aspiration limite d'une turbine à réaction ou d'une pompe

$H_a(p_a)$: pression atmosphérique (pression sur niveau d'eau aval) (m)

H_s : hauteur d'aspiration limite de la turbine (seuil critique de cavitation) (m)

$\sigma \cdot H$: hauteur pour compensation de la dépression dynamique de l'écoulement autour de l'aubage (m)

$H_v(p_v)$: pression de dégagement de vapeur

Variation de la pression atmosphérique :

altitude (m)	0	500	1000	2000
H_a (m)	10	9,42	8,87	7,84

(Atmosphère normalisée internationale INA)

Variation de la pression de dégagement de vapeur

Température (°C)	8	10	15	25	30
H_v (m)	0,105	0,125	0,155	0,24	0,435

Les pressions sont exprimées en hauteur de colonne d'eau

Relation entre pression p_i et hauteur H_i :

$$p_i = \rho \cdot g \cdot H_i \quad \text{ou} \quad H_i = p_i / \rho g$$

p_i : pression (N/m^2 ; 1 bar = 105 N/m^2)

H_i : hauteur équivalente en colonne d'eau (m)

ρ : masse volumique de l'eau ($1000 \text{ kg}/\text{m}^3$)

g : accélération de la pesanteur ($9,81 \text{ m}/\text{s}^2$)

Ces valeurs sont indicatives et elles devront être confirmées et précisées par le fabricant de la turbine dans le cadre de son offre.

Pour le calcul de la hauteur d'aspiration, la formule suivante sera donc utilisée

$$H_s = H_a - H_v - \sigma \cdot H$$

Lors d'une étude d'un projet, il conviendra de se souvenir que :

- la pression atmosphérique p_a ou H_a varie avec l'altitude et la température de l'air à l'emplacement de la centrale hydraulique,
- la pression de dégagement de vapeur p_v (ou H_v) varie avec la température de l'eau.

Quelques valeurs de ces paramètres sont indiquées à la figure 24.

H_s est une valeur déterminante pour fixer le niveau de la turbine par rapport au plan d'eau aval.

IV.4. Vitesse et débit d'emballement d'une turbine à réaction

Pour les turbines à action, la vitesse d'emballement ne dépend que de la chute et du diamètre de la roue de la turbine, quel qu'en soit le type.

Ce n'est plus le cas pour les turbines à réaction, dans lesquelles l'écoulement du fluide est plus complexe. En particulier, si l'écoulement dans la roue de la turbine est radial, il se produit lors de l'emballement un effet de «pompage», dû à l'effet de la force centrifuge, qui limite la vitesse d'emballement et diminue le débit.

Ce phénomène est plus particulièrement marqué pour les pompes centrifuges utilisées comme turbine, dont le diamètre de la roue est plus grand que celui d'une turbine Francis équivalente.

Une turbine axiale n'offrira que peu de résistance à l'eau lors de l'emballement. L'aubage aura tendance à se « visser » dans la spirale du tourbillon généré par la bêche spirale ou le distributeur.

Les turbines axiales auront, en conséquence, des vitesses d'emballement très élevées, jusqu'à 3 fois la vitesse nominale, ce qui aura une incidence sur la conception mécanique de la génératrice.

Il est donc important que le fournisseur de la turbine indique clairement dans son offre, pour une chute nette donnée, la vitesse et le débit d'emballement de sa machine.

A titre indicatif pour un avant projet, adopter les valeurs suivantes :

Type de turbine	Rapport vitesse d'emballement / vitesse nominale n_e/n_n
Francis, $n_q = 40 \dots 80$	1,7... 2,0
Francis, $n_q = 80 \dots 120$	2,0... 2,2
Hélice, à pales et distributeur fixe	1,8... 2,2
Kaplan, à pales réglables et distributeur fixe	2,4... 2,8
Kaplan, à pales et à distributeur réglables	2,4... 3,2
Pompes inversées, $n_q = 30 \dots 100$	1,4... 1,8

Rapport débit d'emballement / débit nominal :

$$\begin{aligned} n_q < 100 &: Q_e < Q_n \\ n_q \equiv 100 &: Q_e \equiv Q_n \\ n_q > 100 &: Q_e > Q_n \end{aligned}$$

IV.5. Turbine Francis

Les composants principaux d'une turbine Francis sont montrés sur la figure 25 a pour une machine sans bache spirale, installée dans une chambre d'eau ouverte. Ce cas se présente fréquemment dans des microcentrales anciennes.

La partie fixe de la turbine comprend l'anneau d'entretoises, destiné à recevoir le distributeur et le support du palier de la turbine, et qui est lui-même directement posé sur l'aspirateur scellé dans la dalle en béton.

Le distributeur, qui sert à régler le débit, est constitué par une série d'aubes rotatives, entraînées par des bielles liées à l'anneau de vannage. Celui-ci est mis en rotation par la tige de commande du distributeur qui l'entraîne par deux tirants.

La tige de commande peut être manœuvrée à la main (anciennes installations) ou par un moteur hydraulique ou électrique (installations automatiques).

La roue de la turbine est placée à l'intérieur du distributeur. L'arbre qui la relie à la génératrice ou à un multiplicateur de vitesse est guidé par le palier principal de la turbine.

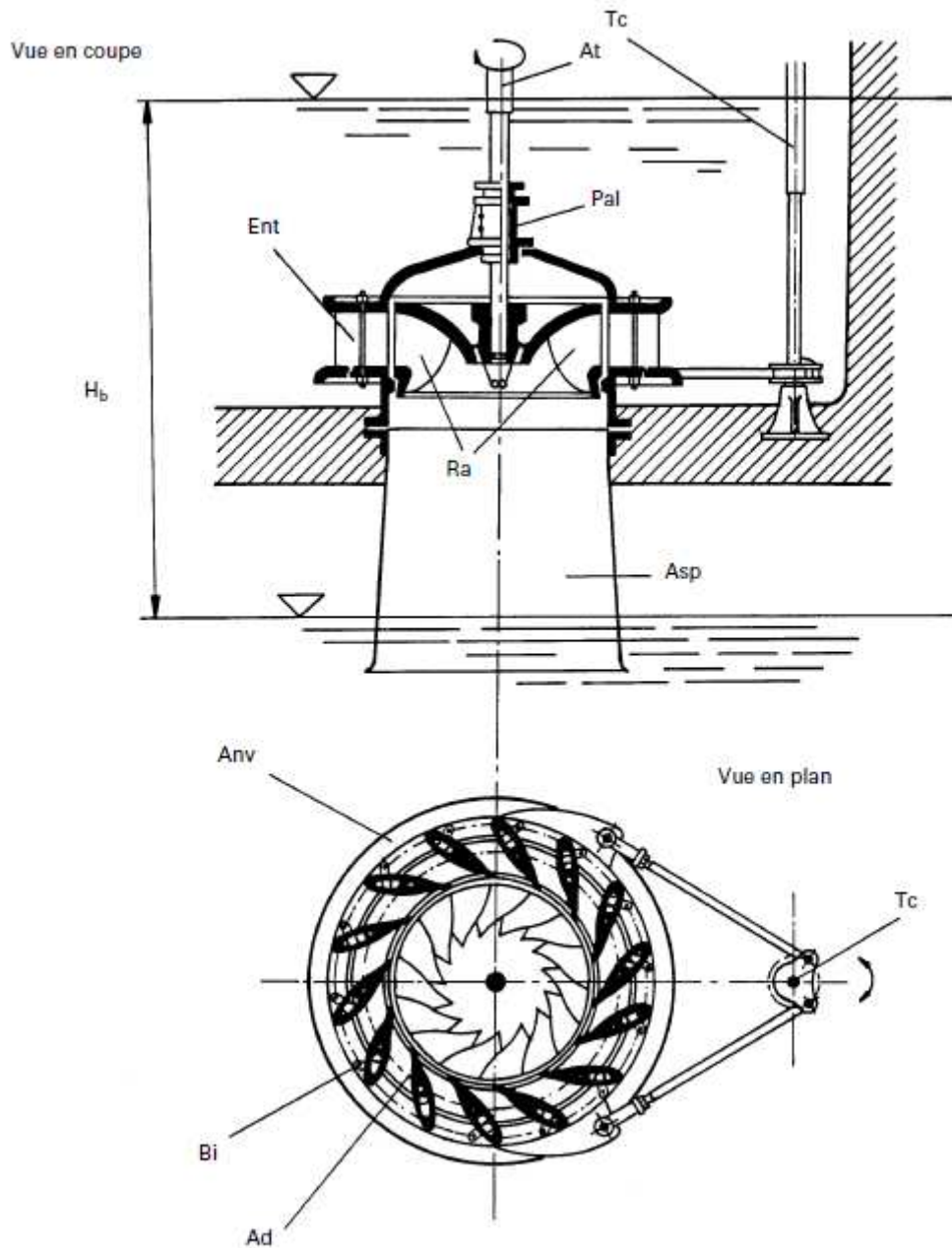


Figure 25. Composants principaux d'une turbine Francis

- E_{nt} : anneau d'entretoises
- A_d : aube mobile du distributeur
- B_i : bielle d'entraînement de l'aube du distributeur
- A_{nv} : anneau de vannage
- T_c : tige de commande du distributeur
- R_a : roue à aube
- A_{sp} : aspirateur
- P_{al} : palier principal
- A_t : arbre turbine

La figure 26 donne quelques indications permettant d'estimer la grandeur d'une roue de turbine Francis.

Cette figure montre également l'évolution de la forme de la roue en fonction de la vitesse spécifique n_q .

Les turbines dites « lentes » (n_q petit) ont un écoulement radial, alors que l'écoulement dans les machines « rapides » (n_q élevé) devient semi-axial.

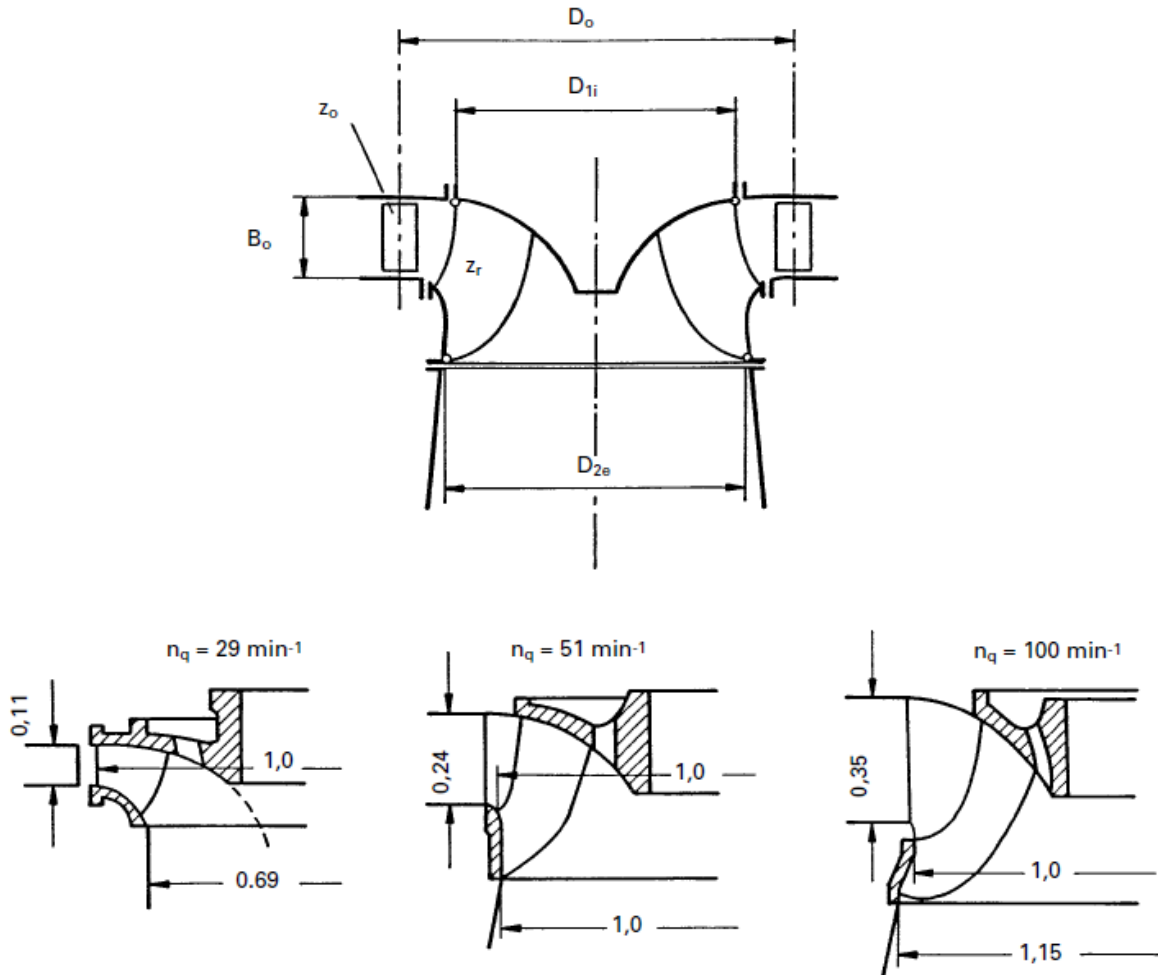


Figure 26. Dimensions principales d'une roue de turbine Francis pour différentes vitesses spécifiques

$$R_{1i} = \frac{D_{1i}}{2} = \left(\frac{2gH}{\Psi_{1i} \cdot \omega^2} \right)^{1/2}$$

avec

$$\Psi_{1i} = 1.65 \dots 1,8$$

$$D_{1i} \cong 64,4 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (\text{m})$$

$$R_{2e} = \frac{D_{2e}}{2} = \left(\frac{Q/\pi}{\varphi_{2e} \cdot \omega} \right)^{1/3}$$

avec

$$\varphi_{2e} = 0,26 \dots 0,28$$

$$D_{2e} \cong 4,44 \cdot \left(\frac{Q}{n} \right)^{1/3} \quad (\text{m})$$

H: chute nette (m)

Q: débit au rendement maximum (m³/s)

w : vitesse de rotation (rad/s)

n: vitesse de rotation (tr/min)

z_o: nombre d'aubes du distributeur

z_r : nombre d'aubes de la roue

IV.6. Pompe inversée

La pompe inversée est une pompe standard qui est utilisée comme turbine en inversant le sens de l'écoulement de l'eau ainsi que celui de la rotation de l'arbre.

Son fonctionnement peut se comparer à celui d'une turbine Francis dont le distributeur resterait en position fixe [6].

Il s'agit d'une machine simple et bon marché (prix inférieur à la moitié de celui d'une turbine construite sur mesure).

Son application va des hautes aux basses pressions, mais reste cependant limitée pour les raisons suivantes :

- la pompe inversée ne peut travailler qu'à débit constant ;
- en cas de décharge brusque (panne du réseau électrique), elle peut provoquer d'importants coups de bélier dans les conduites, car son débit à l'emballlement est inférieur à son débit nominal ;
- sa construction mécanique doit être contrôlée en vue du fonctionnement en turbine (paliers, joints, vitesse d'emballlement) ;
- son rendement est inférieur à celui d'une turbine.

Il est important de noter que le point de fonctionnement optimal d'une pompe utilisée comme turbine est notablement différent de celui de la même machine utilisée comme pompe.

La chute nette optimale en régime turbine est environ 1,3 à 1,6 fois celle de la pompe, et le débit 1,2 à 1,4 fois, ceci pour une vitesse spécifique n_q comprise entre 30 et 100.

La sélection d'une pompe utilisée comme turbine reste l'affaire de spécialistes, et il est recommandé de travailler avec des fournisseurs de pompes ayant de l'expérience dans ce domaine, capables de fournir des courbes caractéristiques garanties et si possible mesurées sur banc d'essai en usine.

La figure 27 présente les courbes caractéristiques complètes d'une pompe à vitesse de rotation constante.

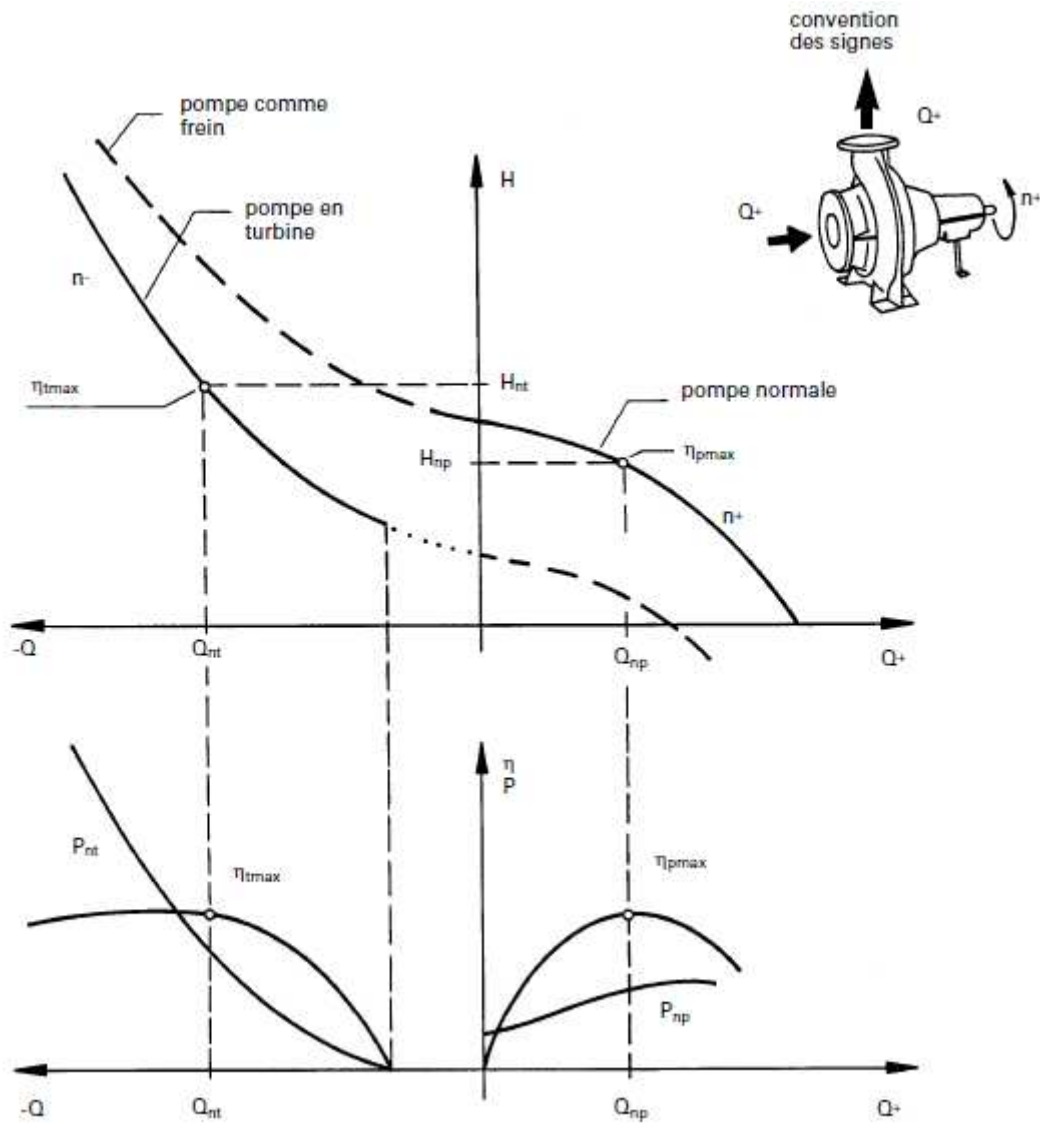


Figure 27. Courbes caractéristiques complètes d'une pompe à vitesse de rotation constante

Q_{np} , H_{np} , $h_{p \max}$: point de fonctionnement optimum comme pompe
 Q_{nt} , H_{nt} , $h_{t \max}$: point de fonctionnement optimum comme turbine
 n : vitesse de rotation
 Q : débit
 H : chute (ou charge)
 P : puissance
 h : rendement

IV.7. 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.

L'écoulement est radial dans le distributeur, puis axial à travers la roue.

La turbine est placée soit dans une bache spirale, soit dans une chambre d'eau, comme la turbine Francis de la figure 25.

- le distributeur peut être conique, ou axial, et l'écoulement subit ainsi un minimum de changement de direction. C'est le type de machine qui est représentée sur la figure 28, qui en présente les composants principaux.

Cette disposition permet d'obtenir une construction très compacte : la turbine peut être intégrée dans une conduite, ce qui simplifie le génie civil.

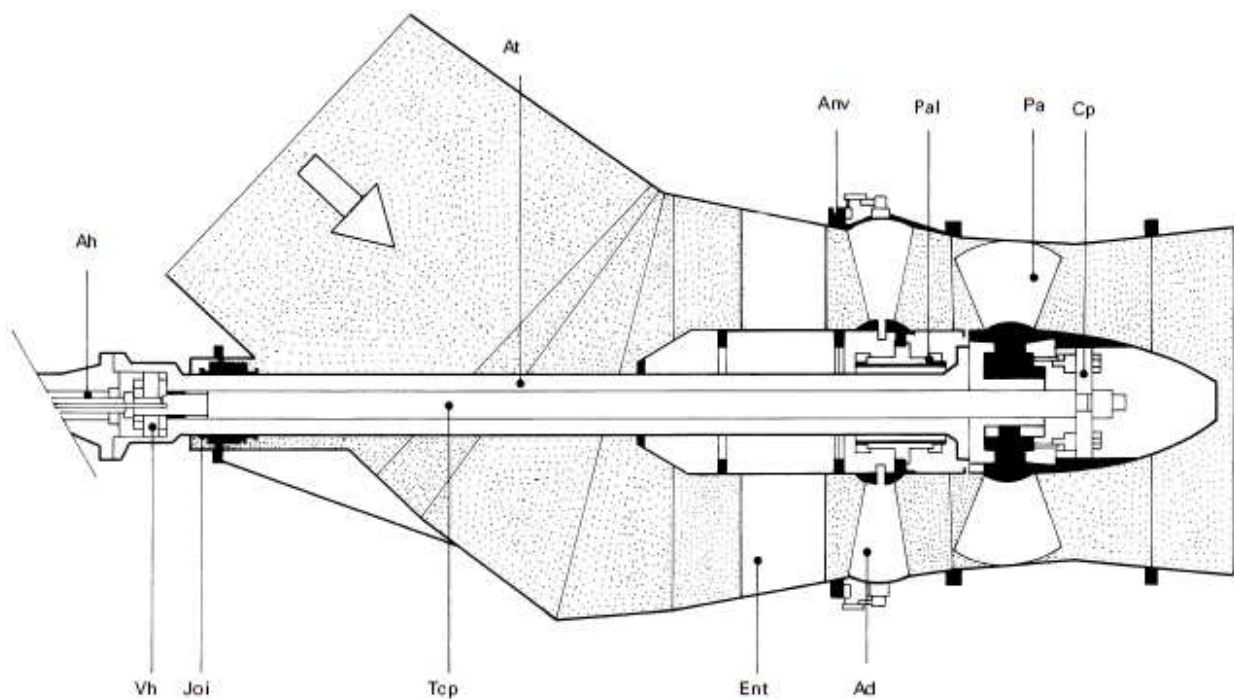


Figure 28 : Composants principaux d'une turbine Kaplan

A_h : alimentation huile
 E_{nt} : entretoises
 V_h : vérin de commande de la roue
 A_{nv} : anneau de vannage
 J_{oi} : joint d'arbre
 A_d : aubage du distributeur
 T_{cp} : tige de commande des pales de la roue
 P_{al} : palier
 A_t : arbre turbine
 P_a : pale mobile de la roue
 C_p : commande des pales de la roue

D'où la variété des dispositions possibles :

- turbine dans conduite en siphon ;
- turbine en S dans conduite (amont ou aval);
- turbine bulbe ;
- turbine immergée monobloc.

La figure 29 désigne les dimensions principales d'une turbine

Kaplan à distributeur radial, avec les indications pour estimer approximativement le diamètre de la roue.

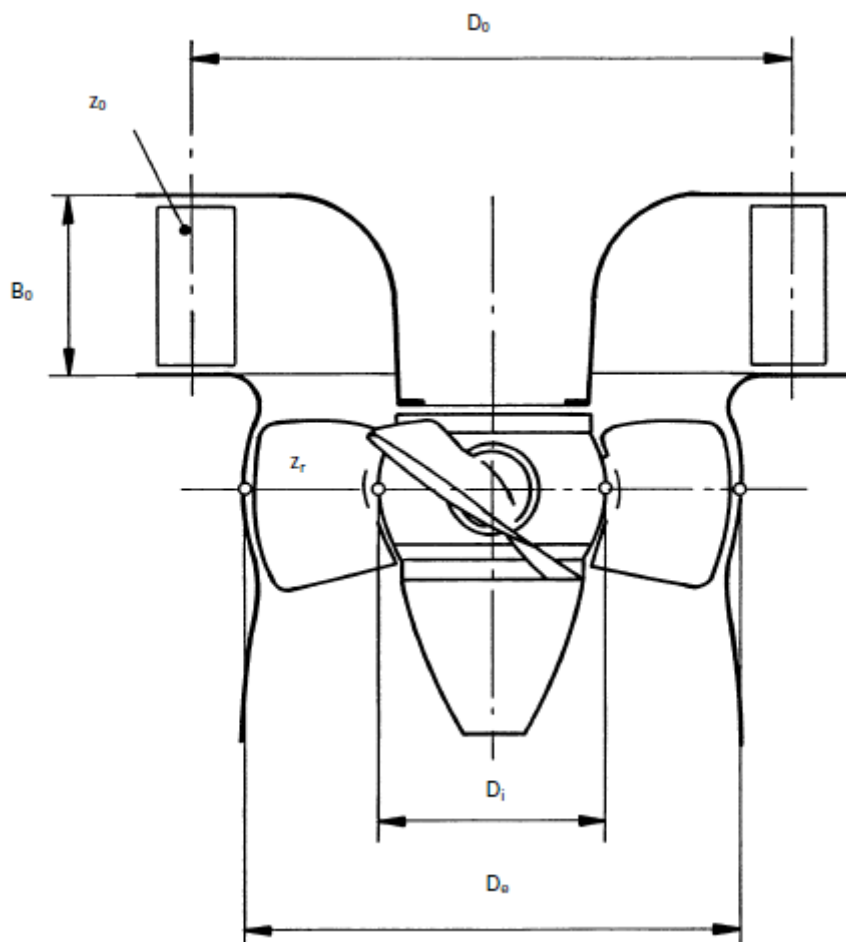


Figure 29. Dimensions principales d'une turbine Kaplan et calcul approximatif du diamètre de la roue

$$D_e \cong 84,6 \cdot C_{ue} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (\text{m})$$

H: chute nette (m)

n: vitesse de rotation (t / min)

c_{ue} : coefficient de vitesse, fonction de la vitesse spécifique n_q

c_{ue}	1,2	1,4	1,51	1,65	1,75	1,85	1,95
n_q	100	125	150	175	200	225	250

D_e : diamètre indicatif du manteau de la roue (m)

D_i : diamètre du moyeu de la roue (m)

z_0 : nombre d'aubes du distributeur

z_r : nombre d'aubes de la roue

V. Références bibliographiques

- [1] J. Albagnac, L. Cassan, V. Roig, "Cours en ligne sur les Machines Hydrauliques", 2014
- [2] R. Gicquel, "Carte- BP Statistical Yearbook", 2015
- [3] Guide pratique pour la réalisation de petites centrales hydrauliques, "Turbines hydrauliques" , Office fédéral des questions conjoncturelles, Edition PACER, 1995 724.247.1 f , ISBN 3-905232-54-5
- [4] André L. JAUMOTTE, Pierre DECOCK, Gilbert RIOLLET, "Caractéristiques et similitude des turbomachines hydrauliques", Techniques de l'ingénieur, B 4 402
- [5] Morand, P.J. et al., "Les petits aménagements hydroélectriques", Société Hydrotechnique de France, Paris, ISBN 2-906821-08-5
- [6] André L. JAUMOTTE, Pierre DECOCK , Lucien MEGNINT, Georges VERDURAND, "Turbines hydrauliques - Description et évolution", Techniques de l'ingénieur , B 4 407