

III.1 Introduction

Dans une turbine hydraulique, l'eau est utilisée comme source d'énergie. L'eau ou les turbines hydrauliques convertissent les énergies cinétiques et potentielles de l'eau en énergie mécanique. Les principaux types de turbines sont (1) les turbine à action et (2) les turbines à réaction. Le type prédominant de machine à action est la roue Pelton, qui convient à une gamme de hauteurs d'environ 150-2000 m. La turbine de réaction est subdivisée en type Francis, qui est caractérisé par une roue à écoulement radial, et en type Kaplan ou à hélice, qui est une machine à écoulement axial. Dans les sections qui suivent, chaque type de turbine hydraulique sera étudié séparément en termes de triangles de vitesse, d'efficacité, de réaction et de méthode de fonctionnement.

III.2 Turbine PELTON

III.2.1.principe de fonctionnement

Un ingénieur américain, Lester A. Pelton, a découvert cette turbine (Figure III.1) en 1880. Elle fonctionne sous de très grande hauteur (jusqu'à 1800 m.) Et nécessite relativement moins d'eau. C'est une turbine à action pure dans laquelle un jet de fluide est délivré par la buse à grande vitesse sur les augets. Ces augets sont fixés à la périphérie d'une roue circulaire, généralement montée sur un arbre horizontal. La principale caractéristique de la turbine à action par rapport à la mécanique des fluides est la production d'énergie lorsque le jet est dévié par les ailettes mobiles (déflecteurs).

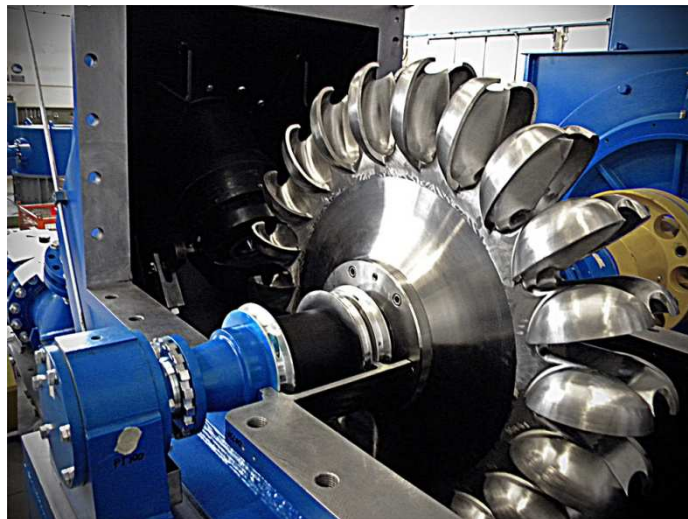


Figure III.1. Turbine Pelton

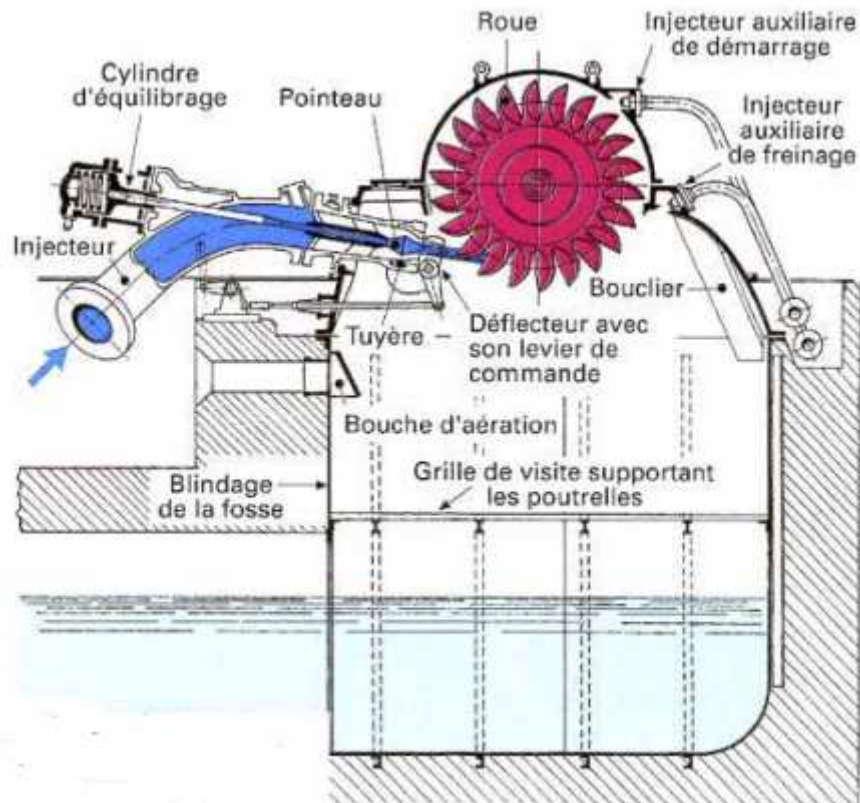


Figure III.2. Turbine Pelton à jet unique : centrale de Los Molles (Chili)(technique d'ingénieur)

L'impact de l'eau sur les augets fait tourner la roue et développe ainsi de l'énergie mécanique. Les augets dévient le jet d'un angle d'environ 160 et 165° dans le même plan que le jet. Après avoir travaillé sur les augets, l'eau est refoulée dans le canal de fuite et le transfert d'énergie complet de la sortie de la buse au canal de fuite s'effectue à pression constante. Les augets sont formés de sorte que l'eau entre tangentiellement au milieu et se refoule vers l'arrière et s'écoule tangentiellement dans les deux sens pour éviter la poussée sur la roue. Le carter d'une roue Pelton n'exerce aucune fonction hydraulique. Mais il est nécessaire de protéger la roue contre les accidents et aussi d'empêcher les éclaboussures d'eau et de conduire l'eau au canal de fuite.

III.2.2. Triangles de vitesses

Les triangles de vitesses de la roue Pelton sont illustrés dans la Figure III.3. Puisque l'angle d'entrée du jet est presque nul, le triangle de la vitesse d'entrée est une ligne droite, comme le montre la figure III.3. Si l'auget est mis au repos, alors la vitesse relative du fluide, V_1 , est donnée par

$$\begin{aligned} V_1 &= \text{vitesse du jet} - \text{vitesse de l'auget} \\ &= C_1 - U_1 \end{aligned}$$

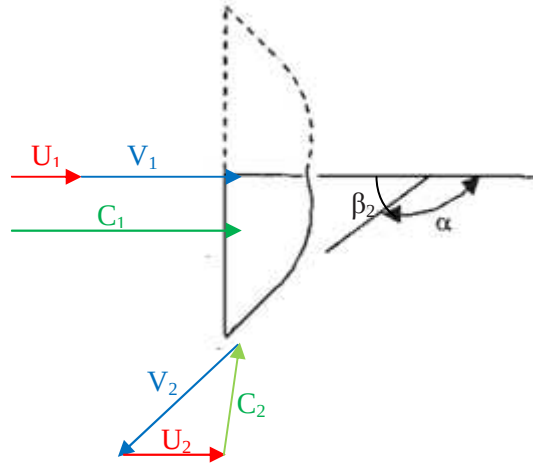


Figure III.3. Triangle de vitesse dans la turbine Pelton

L'angle traversé par le jet dans le plan horizontal lors de son passage sur la surface de l'auget est α et la vitesse relative à la sortie est V_2 . La vitesse absolue, C_2 , à la sortie peut être obtenue en ajoutant le vecteur de vitesse de l'auget U_2 et la vitesse relative V_2 , à la sortie.

Maintenant, en utilisant l'équation d'Euler (I-65).

$$W = C_{u1}U_1 - C_{u2}U_2$$

$$W = \frac{1}{2}[(C_1^2 - C_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (V_2^2 - V_1^2)]$$

$U_1 = U_2 = U$ et que dans l'absence des pertes $V_1 = V_2 = V = V_{jet} - U$

Alors

$$W = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \Leftrightarrow H_{th\infty} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \quad (\text{III} - 1)$$

A partir de triangles de vitesses, on a :

$$V^2 + U^2 - 2UV \cos \beta_2 = C_2^2$$

$$(V + U)^2 = C_1^2$$

En remplaçant dans (III - 1):

$$H_{th\infty} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} = \frac{UV(1 + \cos \beta_2)}{g} \quad (\text{III} - 2)$$

Si dans la formule (II-2) on remplace $U=R\omega$ et $V=V_{jet}-R\omega$

avec: R : rayon de la roue, ω : la vitesse de rotation, V_{jet} : vitesse du jet, on obtient

$$H_{th\infty} = \frac{R\omega(V_{jet} - R\omega)(1 + \cos\beta_2)}{g} \quad (III - 3)$$

Cette expression indique l'énergie spécifique transférée par la turbine Pelton à la sortie de l'auget mobile.

L'équation (III-3) peut être optimisée en se différenciant par rapport à U et en l'assimilant à zéro.

Donc

$$\frac{dH_{th\infty}}{d\omega} = 2R\omega - V_{jet} = 0$$

on obtient

$$\frac{V_{jet}}{R\omega} = \frac{V_{jet}}{U} = \frac{C_1}{U} = 2 \quad (III - 4)$$

et

$$\frac{U + V}{U} = 1 + \frac{V}{U} = 2 \Leftrightarrow \frac{V}{U} = 1 \quad (III - 5)$$

Substituant l'équation (III-4) dans (III-3) on obtient :

$$H_{max} = \frac{U^2(1 + \cos\beta_2)}{g} \quad (III - 6)$$

Cette expression indique l'énergie spécifique idéale maximale

En pratique, le frottement de surface est toujours présent et $V_1 \neq V_2$, puis l'équation (III-3) devient

Avec

$$H_{th\infty} = \frac{R\omega(V_{jet} - R\omega)(1 + k \cos\beta_2)}{g} \quad (III - 7)$$

$$K = \frac{V_2}{V_1}$$

Le rendement hydraulique est donnée par

$$\eta_h = \frac{\text{Energie transférée}}{\text{Energie Disponible en jet}}$$

$$\eta_h = \frac{H_{th\infty}}{C_1^2/2g} = \frac{H_{th\infty}}{V_{jet}^2/2g} \quad (\text{III} - 8)$$

Si $\alpha = 180^\circ (\beta_2 = 0^\circ)$, le rendement hydraulique maximale est de 100%. En pratique, l'angle de déflexion est de l'ordre de $160-165^\circ (\beta_2 = 20^\circ - 15^\circ)$

III.2.3. pertes et rendements

Des pertes de charge se produisent dans les pipelines transportant l'eau vers la buse en raison du frottement et de la courbure. Des pertes se produisent également dans la buse et sont exprimées par le coefficient de vitesse C_v .

Le rendement du jet (η_j) prend en charge les pertes dans la buse et le rendement mécanique (η_m) est destiné au frottement du roulement et aux pertes dues au vent. Le rendement global (η_o) pour la grande turbine Pelton est d'environ 85-90%. Le rendement suivant est habituellement utilisé pour la roue Pelton.

$$\text{le rendement transmis par le pipeline} = \frac{\text{Énergie à la fin du tuyau}}{\text{Énergie disponible au réservoir}}$$

La figure III.4 montre l'alimentation en eau provient d'un réservoir à une hauteur H_1 au-dessus de la buse. La perte de charge par frottement, h_f , est la perte lorsque l'eau s'écoule à travers la conduite forcée et le canal d'amenée jusqu'à l'entrée de la buse.

Ensuite, le rendement de la transmission est

$$\eta_{trans} = \frac{H_1 - h_f}{H_1} = \frac{H}{H_1} \quad (\text{III} - 9)$$

Le rendement de la buse ou le rendement du jet est

$$\eta_j = \frac{\text{energie à la sortie de la buse}}{\text{energie à l'entrée de la buse}} = \frac{C_1^2}{2gH} = V_{jet}^2/2gH \quad (\text{III} - 10)$$

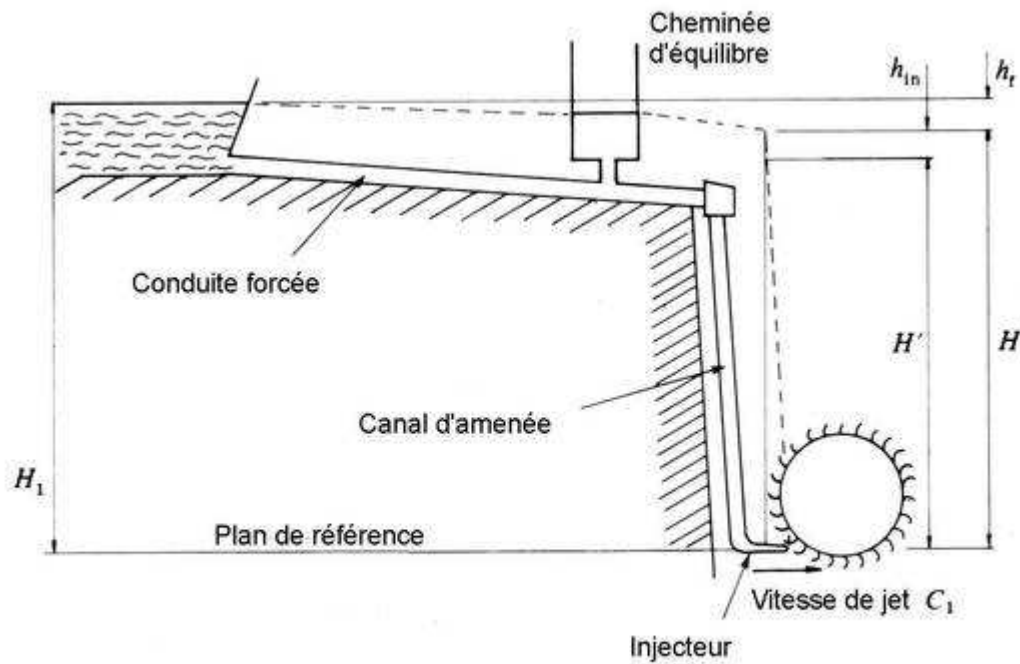


Figure III.4. Installation hydroélectrique d'une turbine Pelton

Coefficient de vitesse de buse

$$C_v = \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} = \frac{V_{jet}}{\sqrt{2gH}} \quad (\text{III} - 11)$$

Par conséquent, le rendement de la buse devient

$$\eta_j = \frac{C_1^2}{2gH} = C_v^2 \quad (\text{III} - 12)$$

III.3. Turbine FRANCIS

III.3.1. principe de fonctionnement

L'écoulement radial ou une turbine Francis est une machine à réaction. Dans une turbine à réaction, la roue est enfermée dans un boîtier et, par conséquent, l'eau est toujours à une pression autre que l'atmosphère. Lorsque l'eau s'écoule sur des lames courbes, la hauteur de pression est transformée en vitesse. Ainsi, l'eau quittant la pale a une grande vitesse relative mais à une faible vitesse absolue. Par conséquent, la majeure partie de l'énergie initiale de l'eau est donnée à la roue. Dans les turbines à réaction, l'eau quitte le couloir à la pression atmosphérique. La différence de pression entre les points d'entrée et de sortie de la turbine est appelée pression de réaction.

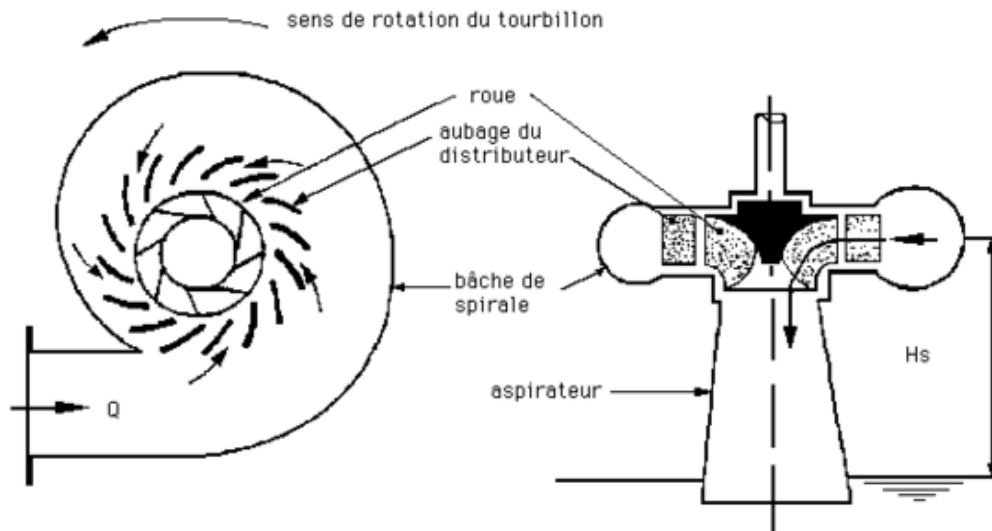


Figure III.5. Vue schématique d'une turbine Francis

La différence essentielle entre le rotor de réaction et le rotor à action est que dans le premier, l'eau, sous une hauteur de station élevée, a une énergie de pression convertie en énergie cinétique dans une buse. Par conséquent, une partie du travail effectué par le fluide sur le rotor est due à la réaction de la chute de pression, et une partie est due à un changement de l'énergie cinétique. La figure III.5 montre une coupe à travers une turbine Francis et la figure III.6 montre la distribution d'énergie à travers une turbine à réaction hydraulique. Dans la turbine à réaction, l'eau du réservoir pénètre dans l'enveloppe de la turbine par des conduites forcées.

Par conséquent, la hauteur totale est égale à la hauteur de pression plus la hauteur de vitesse. Ainsi, l'eau entre dans le canal où il passe à travers les aubes stationnaires (stator), qui sont fixées autour de la périphérie de la roue. L'eau passe alors immédiatement dans le rotor où elle se déplace radialement à travers les pales du rotor et sort avec un diamètre plus petit, après quoi elle passe avec un angle 90° dans le tube d'aspiration. Le tube d'aspiration (l'aspirateur) est un passage de section transversale progressivement croissant. Cela permet d'augmenter le travail de la turbine en réduisant la pression à la sortie. La conduite forcée est une voie d'eau qui transporte l'eau du réservoir vers la turbine. Les triangles de vitesse d'entrée et de sortie sont représentés sur la Figure III.7

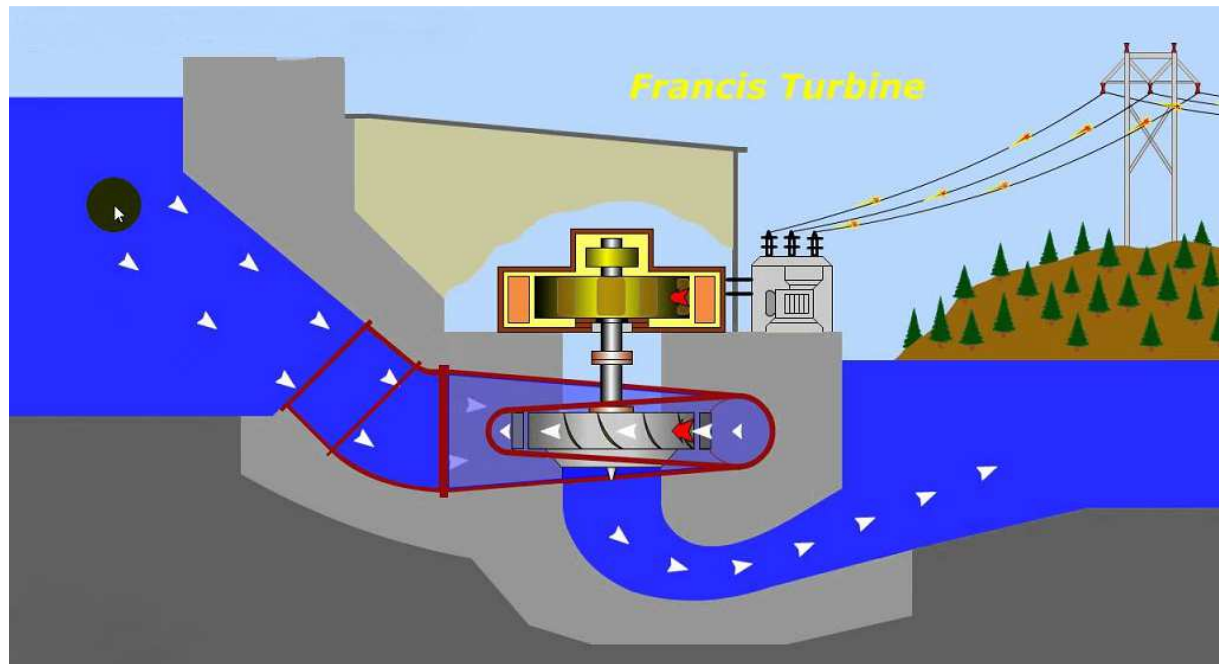
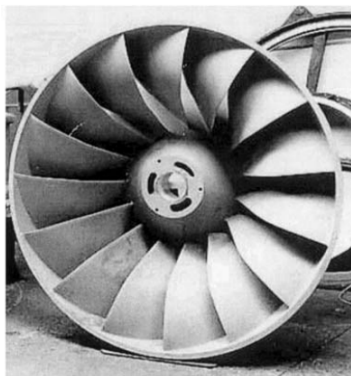
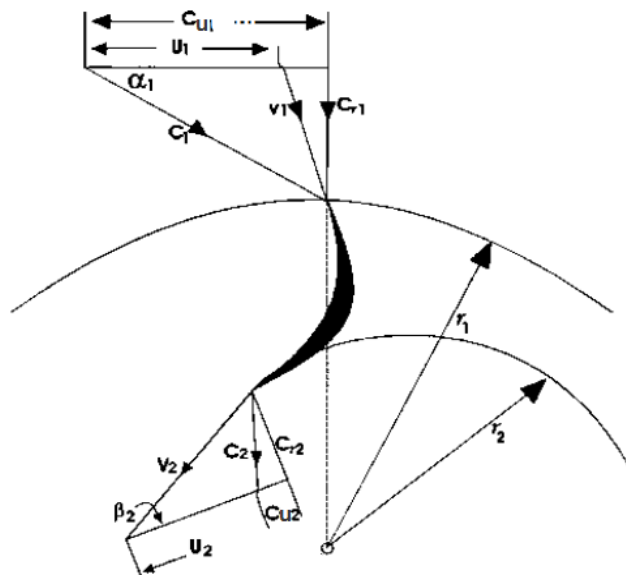


Figure III.6. Schéma d'installation d'une turbine Francis



(a)



(b)

Figure III.7. (a) roue de turbine Francis et (b) triangles de vitesse pour turbine à réaction à écoulement vers l'intérieur.

soit

C_1 = Vitesse absolue de l'eau à l'entrée

D_1 = Diamètre extérieur de la roue

N = nombre de tour de la roue par minute

U_1 = Vitesse tangentielle de la roue à l'entrée

V_1 = Vitesse relative à l'entrée

C_{r1} = vitesse radiale à l'entrée

α_1 = Angle avec la vitesse absolue à la direction du mouvement

β_1 = Angle avec la vitesse relative à la direction du mouvement

H = hauteur totale de l'eau sous laquelle la turbine fonctionne

$C_2; D_2; U_2; V_2; C_{r2}$ = Valeurs correspondantes à la sortie

Dans L'équation (1-65) W est maximum lorsque C_{u2} est égale à zéro.

III.3.2. Pertes et rendements

Soit

P_s = Puissance au niveau l'arbre

P_m = Perte de puissance mécanique

P_r = Perte de puissance au niveau de la roue

P_c = perte au niveau de l'aspirateur

P_l = Perte de fuite

P = Puissance de l'eau disponible

$P_h = P_r + P_c + P_l$ = Perte de puissance hydraulique

La perte de puissance est due au frottement, au choc à l'entrée de la roue et à la séparation du flux.

Si h_f est la perte de charge associée à un débit qui traverse la roue Q_r , alors:

$$P_s = \rho g Q_r h_f \quad (\text{III} - 13)$$

La perte de puissance de fuite est due à une fuite de débit, q , devant la roue et donc il ne peut pas être manipulé par la roue. Ainsi

$$Q = Q_r + q \quad (\text{III} - 14)$$

Si H_r est la hauteur à travers la roue, la perte de puissance de fuite devient

$$P_l = \rho g H_r q \quad (\text{III} - 15)$$

La perte de puissance dans la turbine, P_c , est due à des pertes dues au frottement, aux tourbillons et à la séparation du flux dans le tube d'aspiration. Si h_c est la perte de charge dans la Turbine alors

$$P_c = \rho g Q h_c \quad (\text{III} - 16)$$

De l'équilibre énergétique total, nous avons

$$\rho \rho g Q H = P_m + \rho g (Q_r h_f + Q h_c + H_r q + P_s) \quad (\text{III} - 17)$$

Ensuite, le rendement globale, η_G est donnée par

$$\eta_G = \frac{P_s}{\rho g Q H} \quad (\text{III} - 18)$$

le rendement hydraulique, η_h , est donnée par

$$\eta_h = \frac{\text{Puissance disponible au niveau de la roue}}{\text{Puissance du fluide disponible à l'entrée}}$$

$$\eta_h = \frac{(P_s + P_m)}{\rho g Q H} \quad (\text{III} - 19)$$

L'equation (III-19) est le transfert d'énergie théorique par unité de poids de fluide. Par conséquent, l'efficacité maximale est

$$\eta_h = \frac{U_1 + C_{u1}}{gH} \quad (\text{III} - 20)$$

III.3.3. Caractéristiques de la turbine

Les caractéristiques des pièces et la charge de turbines Francis pour des vitesses spécifiques de 225 et 360 tours par minute sont représentés sur la Figure III.8, montre que les machines de faibles vitesses spécifiques ont un rendement légèrement supérieur. Il a été constaté que la turbine Francis présente des caractéristiques instables pour des ouvertures de porte comprises entre 30 et 60%, provoquant des pulsations de sortie et une surpression dans les conduites forcées. Ces deux

problèmes ont été résolus par Paul Deriaz en concevant une roue similaire à la roue de la turbine de Francis mais avec des lames réglables.

La performance en hauteur (chute) des différents types est comparée sur la figure III.9 montrant que les types Pelton et Francis sont mieux adaptés pour les grandes chutes, mais sont suivis de près par les turbines Kaplan qui sont adaptés pour les grands débits.

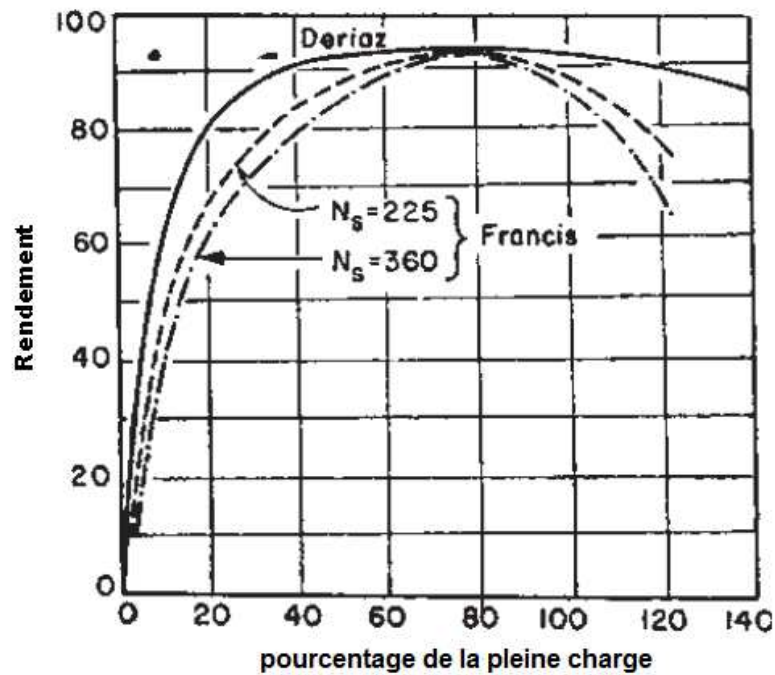


Figure III.8. Variation du rendement avec la charge pour les turbines Francis.

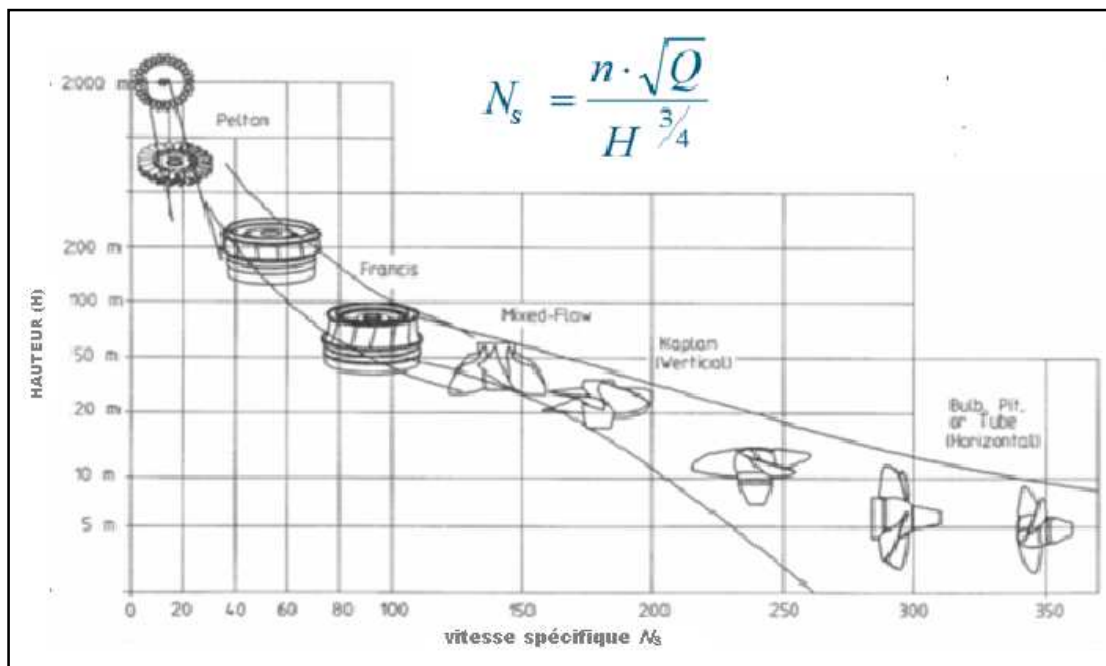


Figure III.9. Évolution de la forme des turbines avec la vitesse spécifique et la hauteur.

III.4. Turbine KAPLAN (turbine à flux axial)**III.4.1. principe de fonctionnement**

Dans une turbine à réaction axiale, également appelée turbine Kaplan, le débit d'eau est parallèle à l'arbre.

Une turbine Kaplan est utilisée là où une grande quantité d'eau est disponible à basse hauteur et donc les aubes doivent être longues et avoir de grandes membrures pour qu'elles soient assez fortes pour transmettre le couple très élevé qui se produit. Les Figures III.10 et III.11 montrent les contours de la turbine Kaplan. L'eau provient de la bêche spirale s'écoule sur les aubes de guidage, puis sur les aubes de la roue. Les aubes de guidage d'entrée sont fixes et sont situées dans un plan plus haut que les aubes de la roue de sorte que le fluide doit tourner de 90 ° pour pénétrer dans le canal dans la direction axiale. La fonction des aubes de guidage est de conférer un tourbillon au fluide de sorte que la distribution radiale de la vitesse soit la même que dans un vortex libre.

III.4.2. Triangles des vitesses

La figure III.12 montre les triangles des vitesses et est habituellement dessinée au rayon moyen, puisque les conditions changent d'un moyeu à l'autre. La vitesse d'écoulement est axiale à l'entrée et à la sortie, d'où $C_{r1} = C_{r2} = C_x$

C_1 est le vecteur de vitesse absolue à l'angle α_1 à U_1 , et V_1 est la vitesse relative d'un angle β_1 . Pour une efficacité maximale, la composante tourbillonnaire $C_{u2} = 0$, auquel la vitesse absolue à la sortie est axiale, puis $C_2 = C_{r2}$.

En utilisant l'équation d'Euler

$$H_{th\infty} = (C_{u1}U_1 - C_{u2}U_2) / g \quad (\text{III} - 21)$$

Puisque $U_1 = U_2 = U$

$$H_{th\infty} = U (C_{u1} - C_{u2}) / g \quad (\text{III} - 22)$$

puisque la composante tourbillonnaire $C_{u2} = 0$, alors :

$$H_{th\infty} = U C_{u1} / g \quad (\text{III} - 22)$$

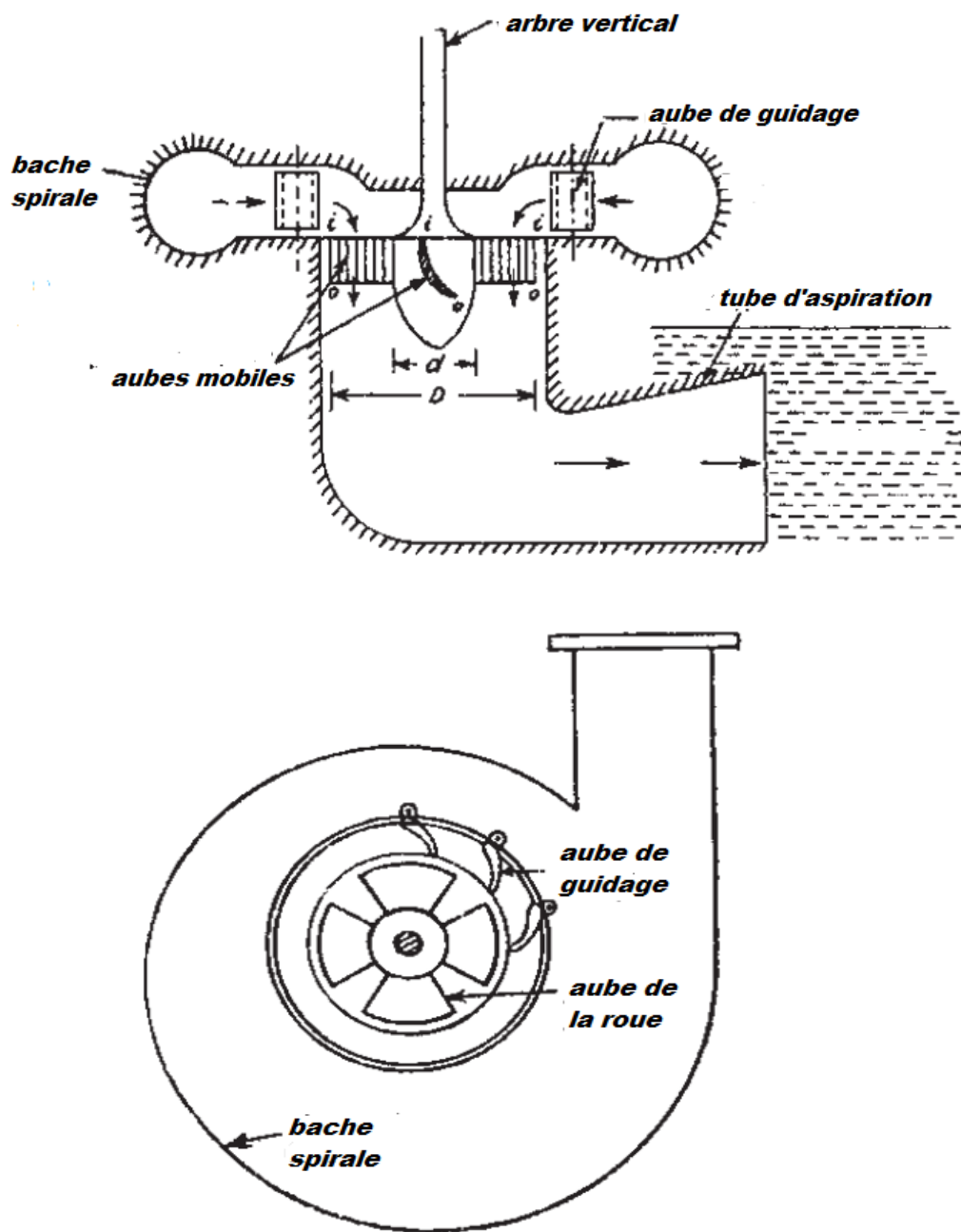


Figure III.10. Coupe schématique d'une turbine Kaplan

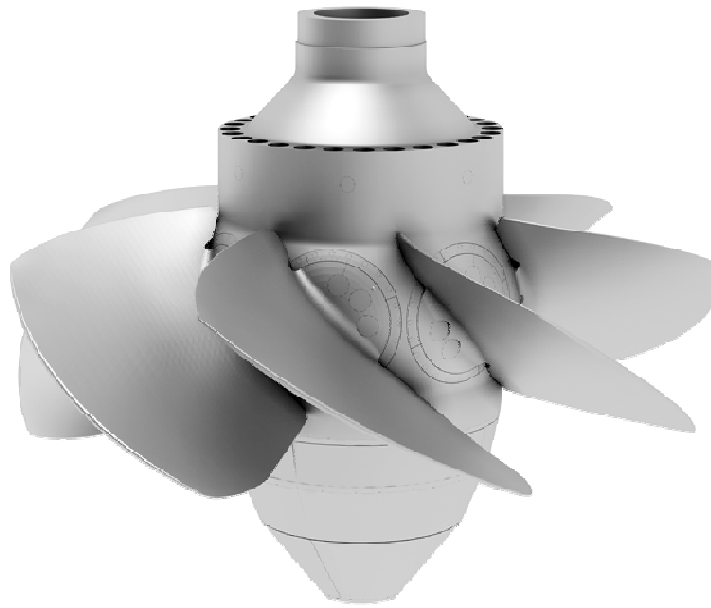


Figure III.11. Roue d'une turbine Kaplan

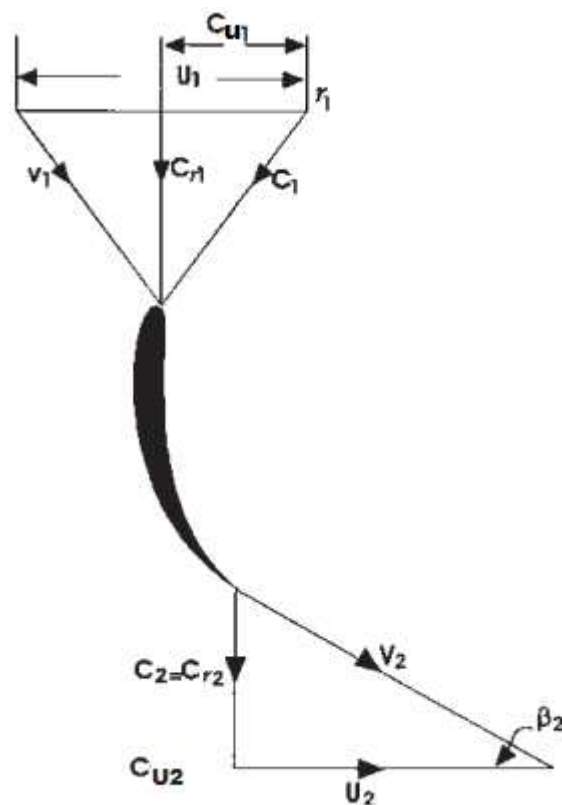


Figure III.12. Triangle des vitesses dans une turbine Kaplan

III.4.3. Cavitation

Dans la conception de la turbine hydraulique, la cavitation est un facteur important. Lorsque la vitesse de sortie V_2 augmente, alors p_2 diminue et a sa valeur la plus faible lorsque la pression de vapeur est atteinte.

A cette pression, la cavitation commence. Les paramètres Thoma $\sigma = NPSH/H$ et la figure III.13 donnent la valeur admissible de σ_c en termes de vitesse spécifique.

Les turbines de vitesse spécifique élevée ont une valeur critique élevée de σ , et doivent donc être réglées plus bas que celles de vitesse spécifique plus faible (N_s).

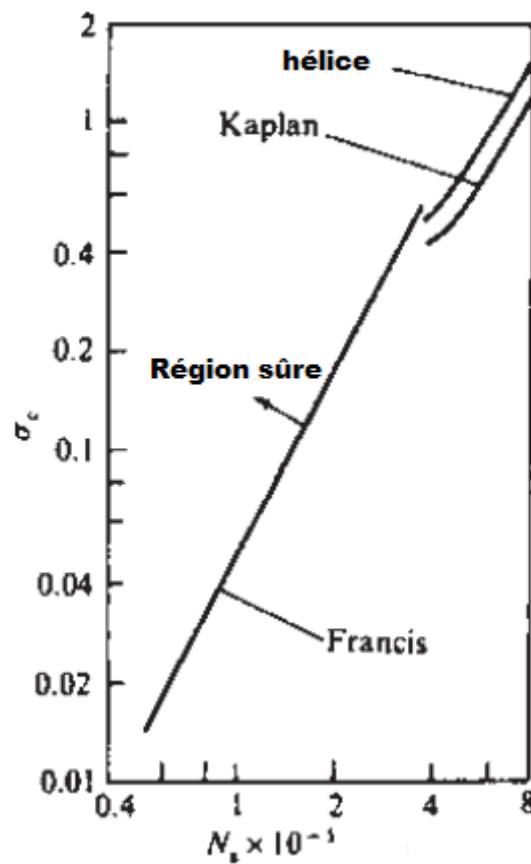


Figure III.12. La région limite de cavitation pour les turbine à réaction