

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila

Institut des Sciences et de Technologie

Département de Génie Mécanique et Electromécanique



Polycopié pédagogique

TURBOMACHINES 1

Destiné aux étudiants de 3^{ème} Année Licence en Génie

Mécanique Energétique

Réalisé par : Debbah Djoubair

Maitre de conférence « B »

Année universitaire : 2024-2025

Avant-propos : Ce cours de Turbomachines¹ est destiné aux étudiants de 3^{ème} année d'enseignement supérieur de spécialité génie mécanique énergétique. Il couvre les principes de base des turbomachines et fournit une base solide pour la compréhension des concepts fondamentaux avec une clarté absolue. Il offre des idées simples, concises et claires sur les turbomachines ainsi que sur les processus se déroulant dans ces machines de manière systématique. Le premier chapitre introduit les notions fondamentales et les premières définitions utilisées en turbomachines, les différentes formes d'énergie, ainsi que la théorie générale des turbomachines. Le deuxième chapitre développe les lois de similitudes dans les turbomachines. Le troisième chapitre est consacré à l'étude des pompes et plus précisément les pompes centrifuges. Le quatrième chapitre accomplir le chapitre précédent et présente la cavitation dans les pompes centrifuges. Le dernier chapitre traite les turbines hydrauliques. Cette présentation résulte de la lecture de nombreux ouvrages et documents dont la plupart ne sont pas cités dans la bibliographie.

Tables des matières

Chapitre 1: Définitions et théorie générale des turbomachines

- 1.1 Introduction
 - 1.2 Classification des turbomachines
 - 1.3 Description
 - 1.4 Cinématique de l'écoulement rotorique — triangle des vitesses
 - 1.5 Exemples
 - 1.5.1 Pompe Centrifuge
 - 1.5.2 Turbine Francis
 - 1.5.3 Turbine Pelton
 - 1.5.4 Turbine à vapeur
 - 1.6 Unités et Dimensions
 - 1.7 Energie des fluids
 - 1.7.1 Énergie de pression
 - 1.7.2 Energie cinétique
 - 1.7.3 Énergie potentielle
 - 1.7.4 Energie thermique ou enthalpie
 - 1.7.5 Énergie de la tête
 - 1.8 Application de la première loi de la thermodynamique
 - 1.9 Application de la deuxième loi de la thermodynamique
 - 1.9.1 Efficacité des turbomachines
 - 1.9.1.1 Turbomachines ou turbines génératrices de puissance
 - 1.9.1.2 Turbomachines à absorption d'énergie
 - 1.9.2 Diagrammes de flux de puissance dans les unités principales
- Série de TD1

Chapitre 2 : Similitudes dans les turbomachines

- 2.1 Introduction
 - 2.2 Études modèles
 - 2.2.1 Analyse dimensionnelle
 - 2.2.2 Unité et Quantités Spécifiques
- Série de TD2

Chapitre 3 : Les pompes

- 3.1 Introduction
- 3.2 L'installation d'une pompe
- 3.3 Constitution
- 3.4 Le principe de fonctionnement
 - 3.4.1 L'aspiration
 - 3.4.2 L'accélération
- 3.5 Les différents montages

- 3.6 Amorçage
- 3.7 Avantages des pompes centrifuges par rapport aux pompes à piston
- 3.8 Classification des pompes centrifuges
- 3.9 Différentes têtes (charges) de pompes centrifuges
- 3.10 Différentes efficacités d'une pompe centrifuge
 - 3.10.1 Efficacité mécanique
 - 3.10.2 Efficacité volumétrique
 - 3.10.3 Efficacité hydraulique ou efficacité manométrique
 - 3.10.4 L'efficacité globale
- 3.11 Principe du triangle des vitesses

Chapitre 4 : Cavitation dans les pompes

- 4.1. Définition
 - 4.2. Origine et critères de la cavitation
 - 4.3. Conséquences de la cavitation
 - 4.4. NPSH des pompes et des installations
 - 4.4.1. Mise en situation
 - 4.4.2 Le N.P.S.H requis par la pompe
 - 4.4.3 Le N.P.S.H disponible dans l'installation
 - 4.5. Traduction sur les courbes de fonctionnement
- Série de TD 4

Chapitre 5: Turbines hydrauliques

- 5.1 Introduction
 - 5.2 Classification des turbines hydrauliques
 - 5.2.1 Sélection des turbines hydrauliques
 - 5.3 Turbine Pelton
 - 5.3.1 Détails de construction de la turbine Pelton
 - 5.3.2 Analyse de la turbine Pelton
 - 5.3.3 Efficacité de la turbine Pelton
 - 5.3.4 Paramètres de conception de la turbine Pelton
 - 5.4 Turbine Francis
 - 5.4.1 Caractéristiques de construction de la turbine Francis
 - 5.4.2 Analyse de la turbine Francis
 - 5.4.3 Efficacité de la turbine Francis
 - 5.4.4 Paramètres de conception de la turbine Francis
 - 5.4.4.1 Boitier ou volute en spirale
 - 5.4.4.2 les aubes directrices
 - 5.4.4.3 Rotor
 - 5.5 Turbine Kaplan et turbine à hélice
 - 5.5.1 Caractéristiques de construction des turbines Kaplan et à hélice
 - 5.5.2 Analyse des turbines Kaplan et Hélice
 - 5.5.3 Efficacités du Kaplan ou de la turbine à hélice
 - 5.5.4 Paramètres de conception des turbines Kaplan et à hélice
- Références bibliographiques

Chapitre 1: Définitions et théorie générale des turbomachines

1.1 Introduction:

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner (génératrice) ou de retirer (réceptrice) de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin *Turbinis* qui signifie « qui tourne » ou alors « en rotation ». Il a été introduit en France en 1822 par l'ingénieur de mines **Claude Burdin (1790-1873)**.

Le fluide utilisé est généralement de l'eau (d'où le nom de machines hydrauliques), mais il peut être un liquide quelconque : pétrole, huile, ou un gaz comme l'air.

On rencontre les turbomachines dans un grand nombre d'applications nécessitant un transfert d'énergie. Essentiellement, on distingue trois types d'applications : Production d'électricité, turbines à gaz, turbines à vapeur, turbines hydrauliques ; Propulsion, turbines à gaz d'aviation, compresseurs de locomotives, turbines à gaz de navires ; Industrie lourde, compresseurs centrifuges, turbocompresseur pour moteur diesel, pompes et ventilateurs.

1.2 Classification des turbomachines :

Il existe plusieurs façons de classer les turbomachines. La première concerne le sens du transfert d'énergie. On divise alors les turbomachines en deux catégories principales :

- Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide (enthalpie). Dans ce groupe on trouve les compresseurs, les ventilateurs et les pompes ;
- Les turbomachines desquelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un travail mécanique. Dans ce cas, on parle alors de turbines.

On trouve une seconde classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement par rapport à l'axe de rotation de la machine. Selon ce critère on a :

- Les turbomachines **axiales** dans lesquelles la direction de l'écoulement est **parallèle** à l'axe de rotation de la machine ;
- Les turbomachines **radiales** ou **centrifuges** dans lesquelles une partie importante de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie est dans la direction **normale** à l'axe de rotation ou **radiale**. On parle de machines **centrifuges** dans le cas de machines **génératrices**, et de machines **centripètes** dans le cas de machines **réceptrices** ;
- Les turbomachines **mixtes** dans lesquelles la direction de l'écoulement, à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes **axiales** et **radiales** (machines **hélicoïdes**) ;

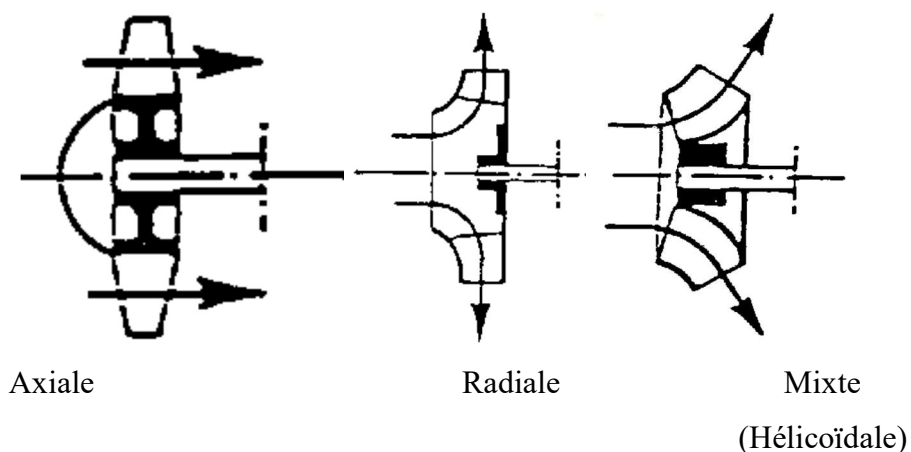


Figure 1.1 : Classification des turbomachines en fonction de la direction principale de l'écoulement

Une troisième classification peut être faite en fonction de **la nature du transfert énergétique**. En particulier on trouve :

- Les turbomachines à **impulsion** ou à **action** dans lesquelles le fluide subit seulement un changement d'impulsion lors du passage dans le rotor sans aucune variation de pression ;
- Les turbomachines à **réaction** dans lesquelles l'échange énergétique entre le fluide et le rotor entraîne une chute de pression sans aucune variation de vitesse ;

- Les turbomachines de type **combiné** dans lesquelles le fluide subit un changement de pression et de vitesse lors de son passage par le rotor.

1.3 Description:

Une turbomachine comprend, outre la roue (ou rotor), organe spécifiquement moteur ou récepteur, des éléments situés en amont ou en aval de celle-ci, destinés à amener et à évacuer le fluide.

Pour une turbine hydraulique on trouve, par exemple :

- à l'amont une bêche spirale (ou volute) aboutissant à un distributeur, formé d'aubes généralement orientables, destiné à donner aux filets fluides une direction adéquate avant leur introduction dans la roue.
- à l'aval on trouve un diffuseur destiné à transformer en pression l'énergie cinétique et l'énergie piézométrique de l'eau.

Pour une pompe on trouve :

- à l'amont un tube d'aspiration,
- à l'aval un diffuseur et une volute munis ou non d'aubages.

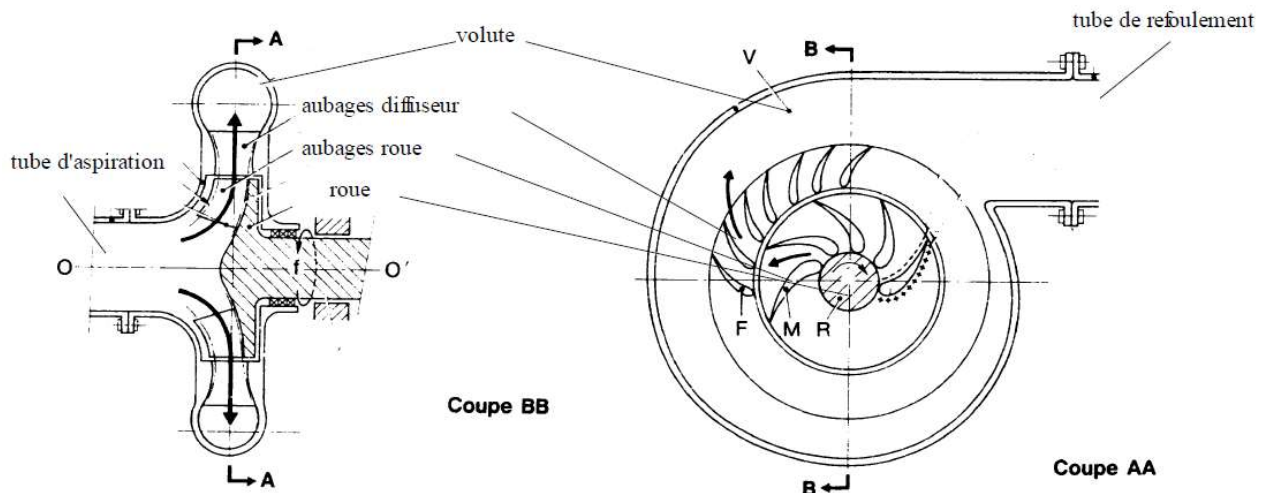
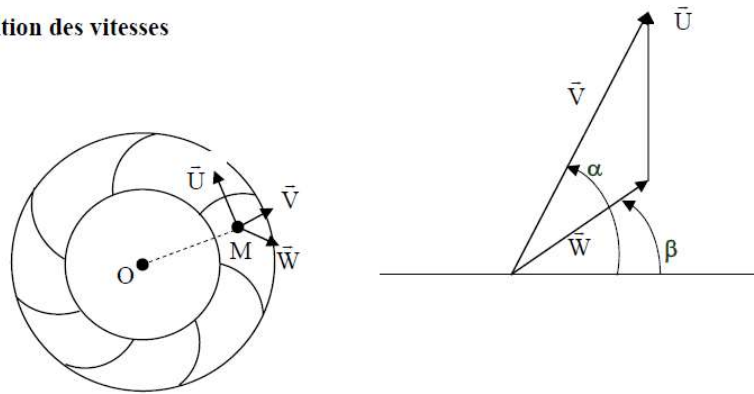


Figure 1.2 : Description des turbomachines

1.4 Cinématique de l'écoulement rotorique — triangle des vitesses

Pour analyser l'écoulement dans un rotor de turbomachine, il est commode d'exprimer la vitesse tantôt dans un repère lié aux parties fixes de la machine (distributeur, diffuseur, stator) appelée vitesse absolue et notée V , tantôt dans un repère lié aux parties tournantes de la machine (axe, roue) appelée vitesse relative et notée W . La relation entre ces vitesses est simplement : $\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$ avec : $\vec{U} = \vec{\omega} \wedge \vec{r} = \vec{\omega} \wedge \overrightarrow{OM}$.

Composition des vitesses



Machine à passage radial – Diagramme des vitesses

1.5 Exemples

Dans les sous-sections suivantes, quelques exemples de turbomachines ont été fournis.

1.5.1 Pompe Centrifuge

Une pompe centrifuge (Figure. 1.3) est une turbomachine énergivore. Un moteur entraîne un arbre. L'arbre tourne dans ses roulements et entraîne une roue ou un rotor. Les aubes de la roue aspirent le liquide de la bride d'aspiration et transmettent de l'énergie au liquide. Le liquide est recueilli à la périphérie de la roue par un boîtier à volute dont la surface augmente progressivement. L'eau est en suite acheminée de la bride de refoulement dans le tuyau de refoulement.

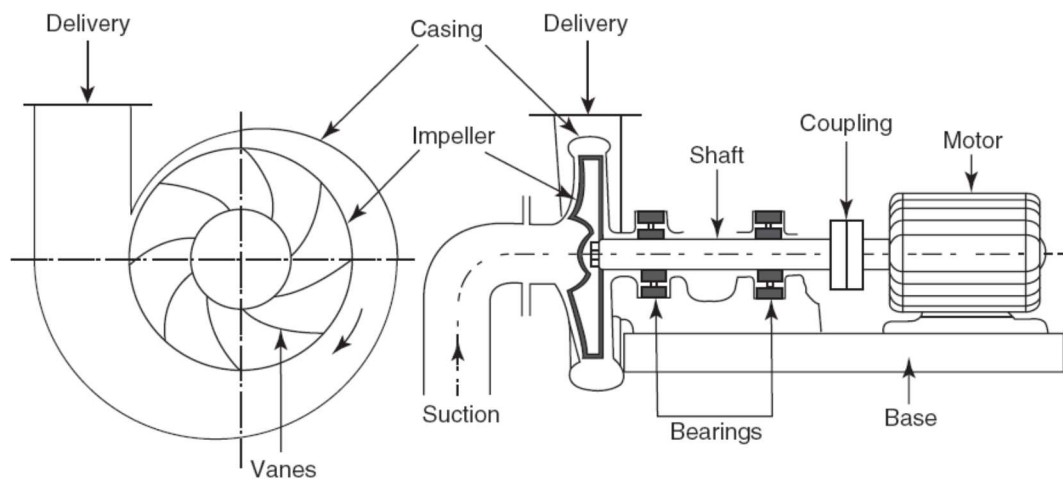


Figure 1.3 : Disposition schématique d'une pompe centrifuge

1.5.2 Turbine Francis

Une turbine Francis (Figure 1.4) tire son eau de la bride d'alimentation. L'eau est distribuée uniformément à partir d'une enveloppe de volute sur une série d'aubes de guidage qui sont disposées autour de la périphérie du rotor.

Les aubes directrices dirigent l'eau vers le coureur ou le rotor. L'eau pénètre dans le rotor, radialement vers l'intérieur et, après avoir transmis son énergie aux aubes du rotor, quitte le rotor dans la direction axiale du tube d'aspiration. L'eau est finalement déversée dans le canal de fuite. L'arbre est relié au générateur par un couplage.

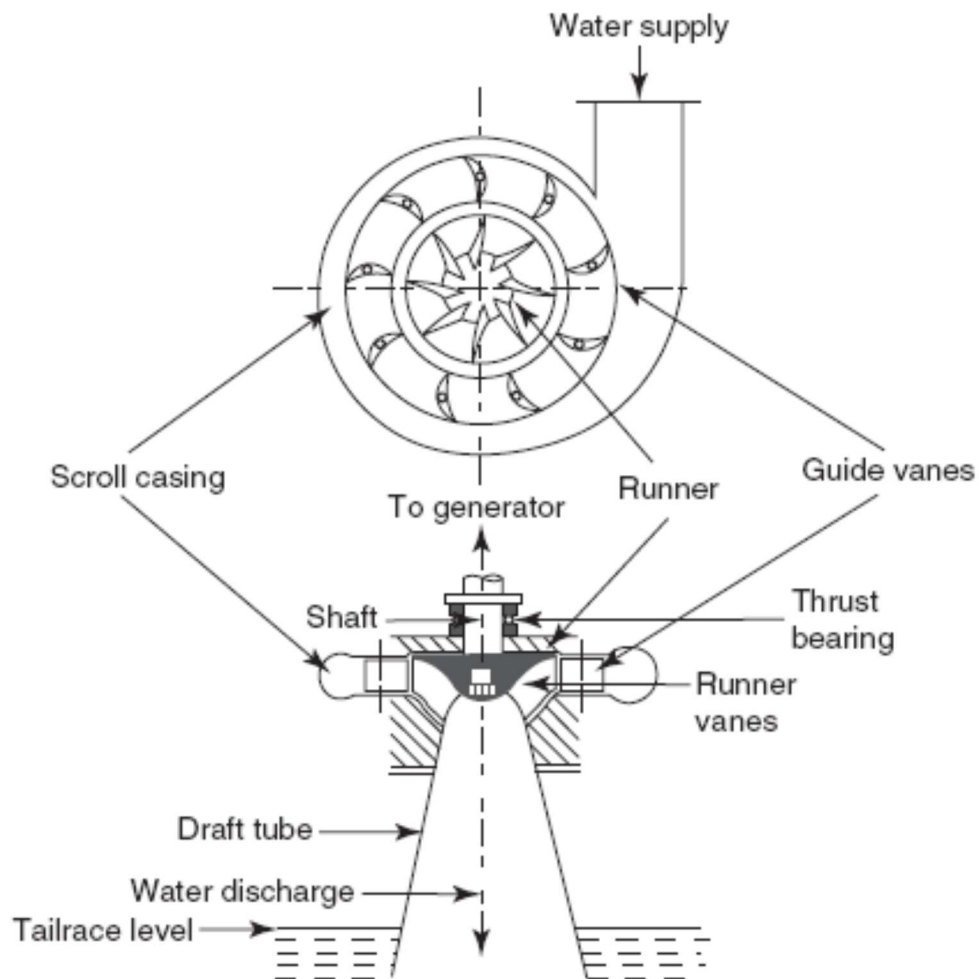


Figure 1.4 : Disposition schématique d'une turbine Francis

1.5.3 Turbine Pelton

Une turbine Pelton (Figure 1.5) est alimentée en eau par la conduite forcée. Une buse convertit la pression ou l'énergie de tête en énergie cinétique. L'eau sortant de la buse sous la forme d'un jet à grande vitesse se heurte à une série de doubles coupelles de Pelton fixées au rotor. Les coupelles sont les ailettes du rotor. Ces tasses sont entraînées par le jet d'eau et récupèrent l'énergie de l'eau. L'énergie circule ensuite vers le rotor et l'arbre; l'arbre entraîne un générateur à travers un accouplement. L'eau est déchargée à la course de queue.

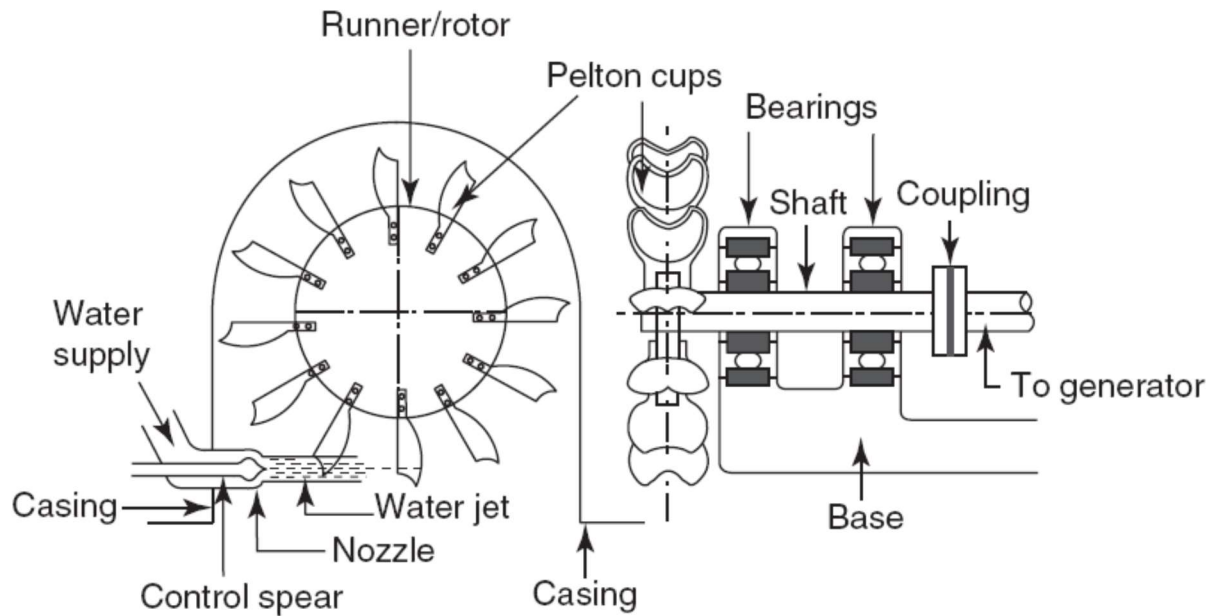


Figure 1.5 : Disposition schématique d'une turbine Pelton

1.5.4 Turbine à vapeur

Dans une turbine à vapeur (Figure 1.6), la vapeur haute pression de la chaudière est fournie à la turbine au niveau de la bride d'alimentation. La vapeur s'écoule dans une série de buses disposées sur la bague de la buse. Cette bague de buse est fixée au stator ou au carter. Les buses convertissent l'énergie de la vapeur en vitesse. La vapeur à grande vitesse entraîne les aubes ou les pales du rotor disposées en plusieurs rangées. Après avoir transmis son énergie au rotor, la vapeur à basse pression est déchargée dans le condenseur. Le rotor ou l'arbre entraîne le générateur par l'intermédiaire d'un accouplement.

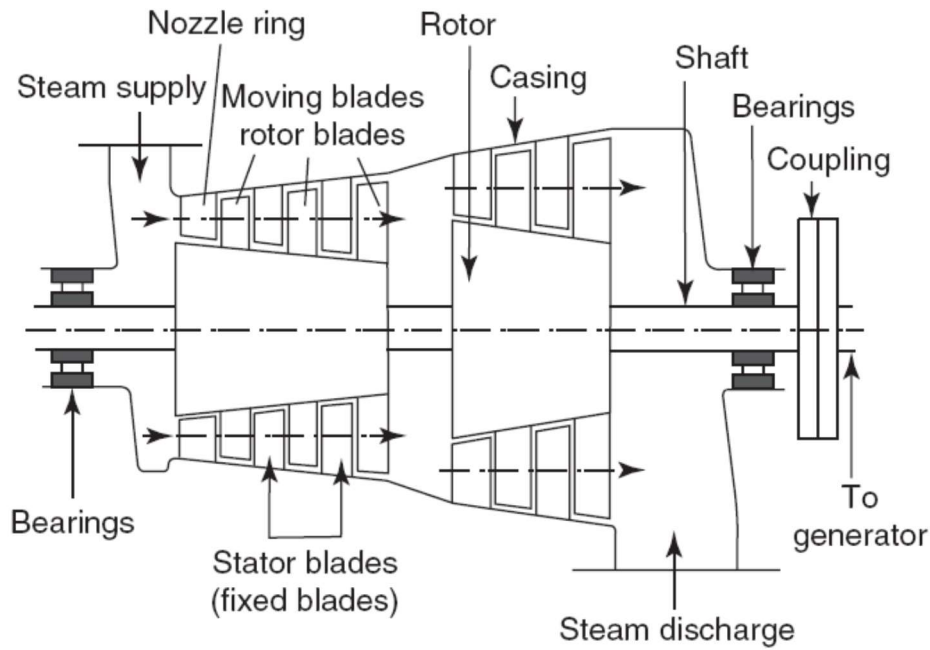


Figure 1.6 : Disposition schématique d'une turbine à vapeur

1.6 Unités et Dimensions

Les turbomachines traitent des fluides à différents niveaux d'énergie. Les énergies des fluides se présentent sous différentes formes: énergie de pression, énergie cinétique, énergie potentielle et énergie thermique. Afin de faire face à différentes formes d'énergie et d'amener ces formes dans une unité commune, une constante dimensionnelle est d'abord identifiée. Cette constante est « g_c ».

Selon la deuxième loi de Newton, la force agissant sur une masse est proportionnelle au produit de la masse et à l'accélération de cette masse. Mathématiquement, il peut être écrit comme

$$F \propto ma$$

$$\Rightarrow F = \left(\frac{1}{g_c} \right) ma$$

où $(1 / g_c)$ est la constante de proportionnalité. Donc,

$$g_c = \frac{ma}{F}$$

En unités SI, 1 N est la force qui agit sur une masse de 1 kg et accélère cette masse à 1 m/s². En substituant $m = 1 \text{ kg}$, $a = 1 \text{ m/s}^2$ et $F = 1 \text{ N}$ dans l'équation ci-dessus,

$$g_c = \frac{ma}{F} = \frac{(1 \text{ kg})(1 \text{ m/s}^2)}{1 \text{ N}}$$

$$g_c = \frac{1 (\text{kg m})}{(\text{N s}^2)}$$

Aussi,

$$1 \text{ kg m} \equiv 1 \text{ N s}^2$$

Avec les unités de masse, de longueur, de temps et de force fixées comme ci-dessus (comme dans le système d'unités SI), g_c est une constante avec sa valeur numérique d'unitaire ayant les dimensions de $(\text{kg m}) / (\text{N s}^2)$. Par conséquent, les dimensions de toute entité physique peuvent être multipliées ou divisées par g_c sans perte de caractère de cette entité physique et sans modification de la valeur numérique de la mesure de sa quantité. Cette multiplication ou division par g_c est effectuée là où les dimensions doivent être homogènes dans les équations, dans toutes les quantités.

1.7 Energie des fluides

Les fluides ont différentes formes d'énergie: énergie de pression, énergie cinétique, énergie potentielle et énergie thermique. Les dimensions des différentes formes d'énergie sont maintenant considérées comme suit:

1.7.1 Énergie de pression

L'énergie de pression d'un fluide à une pression p ($= \text{N} / \text{m}^2$) et à un volume spécifique v ($= \text{m}^3/\text{kg}$) est donnée par le produit pv . Les dimensions sont les suivantes:

$$pv = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = \frac{\text{mN}}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Cette expression est également écrite sous la forme p/ρ où ρ est la densité, kg/m^3 , chaque fois que nécessaire.

1.7.2 Energie cinétique

L'énergie cinétique d'un fluide se déplaçant à une vitesse de $V \text{ m/s}$ est donnée par $V^2/2$. Les dimensions sont les suivantes:

$$\frac{V^2}{2} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \times \frac{1}{(\text{kg m/Ns}^2)} = \frac{\text{mN}}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Et,

$$\frac{V^2}{2} = \frac{V^2}{2g_c} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Ceci illustre l'utilisation de la «division par g_c » pour obtenir des dimensions homogènes, sans modifier la valeur numérique. L'énergie cinétique d'un échantillon de fluide en mouvement à 100 m/s est

$$\frac{100^2}{2} = 5000 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 5000 (\text{mN})/\text{kg} = 5000 \text{ J/kg}$$

1.7.3 Énergie potentielle

L'énergie potentielle d'un fluide de hauteur z (supérieure à un niveau de référence donné) est donnée par zg . Les dimensions sont les suivantes:

$$zg = \text{m} \times \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \frac{\text{mN}}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$zg = \frac{zg}{g_c} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

De nouveau, la division par g_c est sans aucune modification de la valeur numérique. L'énergie potentielle d'un fluide à une hauteur de 10 m au-dessus d'une donnée est

$$10 \times g = 10 \times 9.81 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 98.1 \text{ J/kg}$$

1.7.4 Energie thermique ou enthalpie

Il est habituel de parler de l'énergie d'un fluide gazeux (gaz de combustion, vapeur ou air) en termes d'enthalpie.

L'enthalpie est un effet combiné de la pression et de la température d'un gaz. Pour les fluides compressibles, l'enthalpie peut être prise en fonction de la température. Les modifications de cette forme d'énergie sont donc calculées comme suit:

$$\Delta h = c_p \Delta T = \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times ^\circ\text{C} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

L'équation $\Delta h = C_p \Delta T$ ci-dessus reste valable lorsque la chaleur spécifique c_p reste constante. Lorsque le fluide est de l'air, la chaleur spécifique peut être considérée comme constante dans les plages de variations de température habituellement rencontrées dans les turbomachines. Lorsque le fluide est de la vapeur, les enthalpies doivent être obtenues à partir des tables de vapeur.

Comme indiqué ci-dessus, un fluide peut avoir différentes formes d'énergie et son énergie totale est la somme des formes d'énergie individuelles. Essentiellement, toutes les formes doivent avoir les mêmes dimensions pour permettre de les additionner. Comme indiqué ci-dessus, que les dimensions soient m^2 / s^2 , mN / kg ou J / kg , elles sont toutes identiques.

1.7.5 Énergie de la tête

Lorsque des liquides sont manipulés par des turbomachines, leur énergie est également identifiée comme une «énergie de tête», comme «autant de mètres de liquide». Voici quelques exemples:

1. Le débit d'une pompe centrifuge est de 15 m d'eau ou celui d'une turbine Pelton de 250 m d'eau, et ainsi de suite. Cette dimension apparemment longue de l'énergie n'est pas abusive si et seulement si le nom de liquide est mentionné. Ainsi, "10 m d'énergie" est une erreur, mais "10 m d'eau" est parfaitement acceptable en tant qu'unité d'énergie.
2. En outre, «1 m d'eau» et «1 m de mercure» ne sont pas identiques. Le poids spécifique (w) du liquide doit également être pris en compte en considérant l'unité d'énergie.

Les formes d'énergie considérées précédemment peuvent être liées à cette énergie de tête de la manière suivante:

1. L'énergie de pression est maintenant

$$\frac{p}{\rho} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{1}{\text{N/m}^3} \rightarrow \text{_____ meters of _____}$$

2. L'énergie cinétique est maintenant

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \times \frac{1}{9.81 \text{ m/s}^2} \rightarrow \text{_____ meters of _____}$$

3. L'énergie potentielle est maintenant

$$\frac{zg}{g} = z \rightarrow \text{_____ meters of _____}$$

L'énergie thermique ou l'enthalpie n'est pas convertie en «mètres de liquide» car l'enthalpie, dans ce contexte, se réfère uniquement aux fluides gazeux.

L'unité d'énergie des «mètres de liquide» est d'une magnitude supérieure. Ainsi, 1 m d'eau équivaut à 9,81 J / kg d'eau.

Le flux de fluide en interaction avec le rotor d'une turbomachine peut avoir différentes formes d'énergie. Lors de l'analyse du processus d'interaction, il est nécessaire d'ajouter toutes les formes d'énergie ensemble, à tout moment. Il est nécessaire et courant de prendre en compte le composant pression de l'énergie pour les flux liquides, tandis que pour les flux gazeux, le composant enthalpie de l'énergie est pris en compte, tout en ajoutant les différentes formes d'énergie.

1.8 Application de la première loi de la thermodynamique

La première loi de la thermodynamique donne lieu à l'équation d'énergie à écoulement constant (SFEE) avec un ensemble d'hypothèses.

Ces hypothèses s'appliquent de manière réaliste à une turbomachine car, pour une turbomachine, les conditions d'entrée et de sortie ne varient pas au fil du temps et il n'y a pas d'épuisement ni d'accumulation de masse dans la machine tant que le processus est continu. Le transfert de chaleur depuis ou vers une turbomachine est considéré comme négligeable.

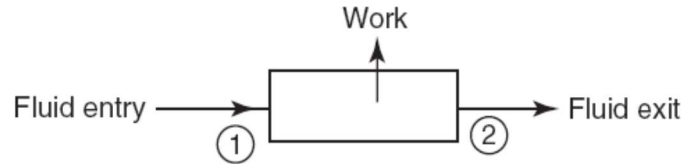


Figure 1.7 : Schéma fonctionnel d'une turbomachine

Considérant la turbomachine montrée à la Figure 1.7, on peut écrire

Rendement de travail de la turbomachine = Énergie totale du fluide à l'entrée (1) –
Énergie totale du fluide à la sortie (2)

$$\Rightarrow W = E_1 - E_2$$

Sur la base du débit massique unitaire,

$$\begin{aligned} W &= e_1 - e_2 \\ &= \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2g_c} + z_1 \frac{g}{g_c} \right) - \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2g_c} + z_2 \frac{g}{g_c} \right) \end{aligned} \quad (1.2a)$$

$$= \left((h_o)_1 + z_1 \frac{g}{g_c} \right) - \left((h_o)_2 + z_2 \frac{g}{g_c} \right) \quad (1.2b)$$

$$W = (h_1 - h_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c} \quad (1.3)$$

Toutes les unités sont J / kg dans les équations ci-dessus. La quantité sur le côté gauche, W, est le "travail spécifique" d'une turbomachine. Il s'agit de l'interaction de travail de 1 kg de fluide circulant sur le rotor de la turbomachine.

Lorsque le débit est de m kg / s, la puissance correspondante de la machine est donnée par

$$P \left(\frac{\text{J}}{\text{s}} \right) = W \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) \times \dot{m} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

où P est en watts. W et P sont positifs lorsque le fluide a une énergie supérieure à l'entrée et à la sortie.

Ce sont des “machines de puissance” produisant de la force motrice pour faire fonctionner d'autres machines. Mathématiquement, les équations sont valables pour les machines à absorber le travail, telles que les pompes, les ventilateurs, les compresseurs, etc. L'énergie du fluide à la sortie de ces machines est supérieure à l'énergie à l'entrée et le travail spécifique devient négatif dans l'équation. Cela signifie que l'alimentation est l'entrée de telles turbomachines.

Lorsque le fluide est incompressible (à savoir des liquides), les termes d'enthalpie sont remplacés par des termes plus appropriés d'énergie de pression. Dans ce cas, la densité ρ est utilisée à la place du volume spécifique. La densité ρ est invariable ($\rho_1 = \rho_2$) sur une large plage de pressions. L'expression «travail spécifique» dans de tels cas devient

$$W = \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g_c} + z_1 \frac{g}{g_c} \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g_c} + z_2 \frac{g}{g_c} \right) \quad (1.4)$$

$$W = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + \frac{(z_1 - z_2)g}{g_c} \quad (1.5)$$

$$\Rightarrow W = \frac{1}{\rho} \left(p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2g_c} \right) - \frac{1}{\rho} \left(p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2g_c} \right) + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c}$$

$$W = \frac{1}{\rho} (p_{0_1} - p_{0_2}) + (z_1 - z_2) \frac{g}{g_c} \quad (1.6)$$

$$P = W \times \dot{m}$$

Maintenant, puisque le fluide est incompressible, les termes d'énergie de la tête peuvent également être utilisés. Cependant, il est suggéré de faire preuve de plus de prudence en utilisant l'expression «générée par la tête» au lieu de «générée par la puissance» ou «puissance de sortie». Les termes sont quelque peu opposés les uns aux autres dans leurs signes. Si la "tête" est la sortie, évidemment, le pouvoir ou le travail est l'entrée. Cela correspond à la turbomachine en tant que machine consommant de l'énergie, utilisant la puissance mécanique et le "levage" ou le pompage du liquide à travers une hauteur ou la "tête" de ce liquide. Si la “tête” est l'entrée, alors la

puissance ou le travail est la sortie. Cela correspond à une turbine, travaillée par la tête liquide et émettant une puissance mécanique en sortie. En utilisant H (pour la tête) à la place de W , les signes des quantités sont modifiés, et Eq. (1.5) devient

$$H = \frac{p_2 - p_1}{w} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (1.7)$$

Tous les unités sont en metre de liquid.

$$\begin{aligned} P &= wQH \\ &= \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \text{m} = \frac{\text{m N}}{\text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W} \end{aligned} \quad (1.8)$$

où Q est le débit volumique du liquide (m^3/s) à travers la turbomachine.

Dans les équations. (1.2) à (1.7), les indices 1 et 2 représentent les points d'entrée et de sortie de la turbomachine. Ainsi, z_1 et z_2 représentent les hauteurs de l'entrée et de la sortie, respectivement, au-dessus d'un point de référence commun. Les équations (1.2) - (1.7) représentent la forme générale. Il existe quelques cas où z_1 et z_2 sont vraiment différents, mais dans un grand nombre de cas, z_1 et z_2 sont égaux.

1.9 Application de la deuxième loi de la thermodynamique

Dans la section 1.8, les énergies d'un fluide à l'entrée et à la sortie ont été prises en compte. La différence entre ces énergies a été prise comme «travail spécifique» et un «pouvoir correspondant» a été identifié.

Cependant, l'application de la première loi de la thermodynamique n'est pas suffisante pour expliquer complètement l'interaction entre le fluide et le rotor. Le processus de transfert d'énergie dans les deux sens a son propre mécanisme, analysé par la deuxième loi de la thermodynamique. Ceux qui sont impliqués sont les pertes de processus.

Les pertes de processus ont plusieurs composantes: le frottement interne dans le corps du fluide, à savoir les effets visqueux, la turbulence, les tourbillons, etc. Tous ces facteurs donnent lieu à des conditions d'écoulement non isentropiques. Les pertes dues au frottement entre le flux de fluide et les aubes de rotor, c'est-à-dire les effets de frottement sur la peau, sont également comprises dans les pertes ci-dessus. Les pertes

à la sortie ($V_2^2/2 g_c$) ou les pertes d'énergie cinétique dues au fluide sortant du rotor sont les pertes nécessaires du fait que le fluide doit sortir du rotor.

Des pertes sont également dues au frottement entre l'arbre et les roulements. La perte de fluide due aux fuites est une perte supplémentaire. En bref, toutes ces pertes sont dues à l'irréversibilité et la valeur des gains d'efficacité continue à diminuer.

1.9.1 Efficacité des turbomachines

Les sous-sections suivantes traitent des différents rendements des turbomachines génératrices d'énergie et des turbomachines à absorption d'énergie.

1.9.1.1 Turbomachines ou turbines génératrices de puissance

Toute efficacité, en général, peut être écrite en sortie divisée par entrée. Il peut aussi être écrit comme

$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Input} - \text{Losses}}{\text{Input}}$$

Selon le type de pertes, toute efficacité particulière peut être identifiée. Par exemple ;

$$\text{Mechanical efficiency} = \frac{\text{Input} - \text{Mechanical losses}}{\text{Input}}$$

Afin de présenter une vue d'ensemble des différents rendements des turbomachines génératrices d'énergie, un diagramme schématique est donné à la figure 1.8 pour illustrer le flux de puissance dans de telles machines. La largeur de la bande indique l'amplitude de la puissance P. La puissance est le produit de ses deux facteurs constitutifs, le travail spécifique W et le débit massique m. Notez qu'aucune échelle n'est impliquée; le diagramme n'est que qualitatif.

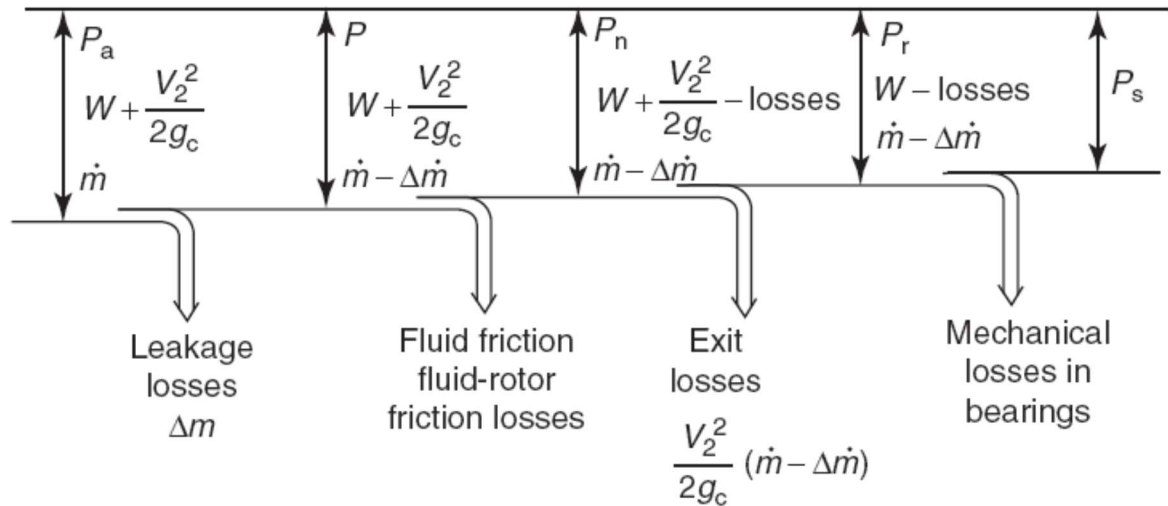


Figure 1.8 : Flux de puissance dans les turbomachines de production d'énergie

Pour une turbine, la puissance d'entrée P_a est la puissance disponible dans le fluide à l'entrée. Cette puissance disponible est le produit de deux facteurs:

1. Le débit massique en kg / s.
2. Le «travail spécifique à l'admission» (J/kg), qui comporte encore deux composantes:

- Le travail spécifique évalué entre l'entrée et la sortie du rotor, W [Eqs.(1.1) et (1.2)].

2- L'énergie cinétique de sortie, $V_2^2 / 2 g_c$.

Dans le diagramme schématique montré à la Fig. 1.7, l'énergie ou la puissance est représentée par la largeur d'une bande et la puissance P_a disponible est sur le côté gauche. Le flux de pouvoir est de gauche à droite. La puissance de sortie est à droite. Les déviations à la baisse sont les pertes. Les débits spécifiques de travail et les débits massiques continuent à diminuer en raison des pertes.

Les pertes, comme indiqué, ne sont qu'indicatives. Ils ne se produisent ni par étapes ni l'un après l'autre. Les pertes sont continues et simultanées.

Pour comprendre la figure 1.8, les quantités mentionnées dans la figure s'expliquent comme suit:

$\dot{m}$ = débit massique du fluide à l'entrée, en kg / s,

W = travail spécifique, tel que défini par les équations. (1.1) et (1.2).

W_a = Energie disponible du fluide à l'entrée, J / kg,

$$= W + \frac{V_2^2}{2g_c}$$

P_a = Puissance disponible dans le fluide à l'entrée, en watts,

$$= \left(W + \frac{V_2^2}{2g_c} \right) \dot{m}$$

P = Puissance pouvant être extraite du fluide, après la fuite. Généralement, les fuites sont appelées pertes volumétriques.

P_n = Puissance nette extraite après les pertes dues au frottement visqueux et au frottement de la peau. Alors

$P_n = P$ - Pertes de friction.

P_r = Puissance au rotor ou coureur de la turbine. Alors

$P_r = P_n$ - Pertes de sortie.

P_s = Puissance à la sortie de la machine à son arbre égale à la puissance du canal moins les pertes sur paliers ou les pertes mécaniques sur les paliers. Alors

$P_s = P_r$ - Pertes portantes.

Les efficacités suivantes sont définies: Le facteur d'utilisation est

$$\epsilon = \frac{P_r}{P_n} = \frac{W}{W + \frac{V_2^2}{2g_c}}$$

L'efficacité hydraulique ou adiabatique est

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

L'efficacité volumétrique est

$$\eta_v = \left(\frac{\dot{m} - \Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right) = \left(\frac{Q - \Delta Q}{Q} \right) = \frac{P}{P_a}$$

L'efficacité mécanique est

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_r}$$

L'efficacité globale est donnée par

$$\eta_o = \frac{P_s}{P_a} = \frac{P_s}{P_r} \times \frac{P_r}{P} \times \frac{P}{P_a} = \eta_m \times \eta_h \times \eta_v$$

Il convient de noter que l'efficacité hydraulique tient compte du facteur d'utilisation et des effets irréversibles des frictions visqueuses et cutanées, des tourbillons, des turbulences et d'autres pertes.

1.9.1.2 Turbomachines à absorption d'énergie

Les turbomachines à absorption d'énergie sont des ventilateurs, des soufflantes, des compresseurs et des pompes. Tout comme le diagramme des turbines de la Figure 1.8, un diagramme de flux de puissance pour les machines à absorber le travail est fourni à la Figure 1.9, applicable aux ventilateurs, aux soufflantes, aux compresseurs et aux pompes. Des rendements différents sont ensuite identifiés.

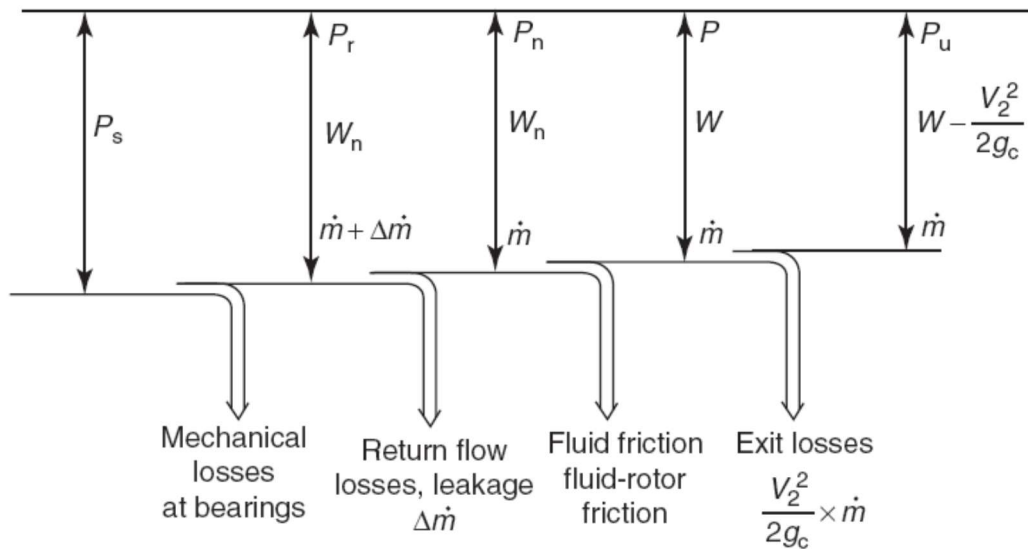


Figure 1.9 : Flux de puissance dans les turbomachines à absorption d'énergie

Les quantités mentionnées à la Figure 1.9 ont les significations suivantes:

$\dot{m}$ = débit massique à la sortie de la turbomachine,

W = travail spécifique, tel que défini par les équations. (1.1) et (1.2),

W_n = travail spécifique net (W pertes par frottement de fluide),

P_s = puissance de l'arbre ou puissance d'entrée,

P_r = Puissance au rotor ou à la roue de la machine. Maintenant,

$$P_r = W_n (\dot{m} + \Delta \dot{m})$$

$$P_r = P_s - \text{Pertes mécaniques}$$

où $\Delta \dot{m}$ est le fluide qui revient à l'extrémité d'entrée de la roue à partir de l'extrémité de sortie de la roue et est recirculé à travers la roue avec $\dot{m}$ et les pertes par fuite. De plus, le fluide hydraulique est

$$P_n = W_n \times \dot{m}$$

$$P_n = P_r - \text{Pertes par retour de flux}$$

$$P = P_n - \text{Pertes par frottement}$$

Le fluide utile à la sortie est

$$P_u = \left(W - \frac{V_2^2}{2g_c} \right) \dot{m}$$

$$P_u = P - \text{Pertes à la sortie}$$

Les efficacités suivantes sont définies:

$$\eta_m = \text{Mechanical efficiency} = \frac{P_r}{P_s}$$

$$\eta_v = \text{Volumetric efficiency} = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \Delta\dot{m}} = \frac{P_n}{P_r}$$

$$\eta_h = \eta_a = \text{Hydraulic or adiabatic efficiency} = \frac{P}{P_n}$$

$$\begin{aligned} \eta_o = \text{Overall efficiency} &= \frac{P}{P_s} = \frac{P}{P_n} \times \frac{P_n}{P_r} \times \frac{P_r}{P_s} \\ &= \eta_h \times \eta_v \times \eta_m \end{aligned}$$

Le but des deux diagrammes de flux de puissance, Figures 1.8 et 1.9, consiste à visualiser le flux d'énergie fourni soit dans le fluide à l'entrée, soit dans l'arbre au niveau de l'accouplement. Les schémas, lorsqu'ils sont associés aux schémas schématiques correspondants de l'équipement (illustrés aux Figures 1.3 à 1.7), donnent une idée assez précise de la conversion de l'énergie du point d'entrée au point utile final, ainsi que de différents composants de perte. La situation est similaire à celle de l'établissement d'un «bilan thermique» ou «d'enthalpie» dans les moteurs à combustion interne. Quelques explications supplémentaires seront ajoutées, au besoin. Des références fréquentes à ces diagrammes peuvent être nécessaires de temps en temps.

1.9.2 Diagrammes de flux de puissance dans les unités principales

Auparavant, les équations pour un travail spécifique W ont été identifiées en référence à l'énergie du fluide [Eqs. (1.1) - (1.6)]. Ensuite, les mêmes équations ont été modifiées pour être dans les unités «principales», en particulier en ce qui concerne les turbomachines ayant des liquides comme fluides d'exploitation [Eqs. (1,7) et (1,8)]. De même, les diagrammes de flux de puissance (Figures 1.8 et 1.9) sont maintenant modifiés de la même manière et sont redessinés comme indiqué sur les Figures 1.10 et

1.11. Il est suggéré que tous les pouvoirs et gains d'efficacité mentionnés plus haut soient rédigés à titre d'exercice.

Il existe deux schémas: un pour les machines génératrices de puissance (figure 1.10, applicable aux turbines) et un autre pour les machines à absorption de puissance (figure 1.11, applicable aux pompes). Une fois encore, il convient de rappeler que le flux de gauche à droite est le flux de puissance (avec trois facteurs, w , Q et H). Les déviations à la baisse sont les pertes.

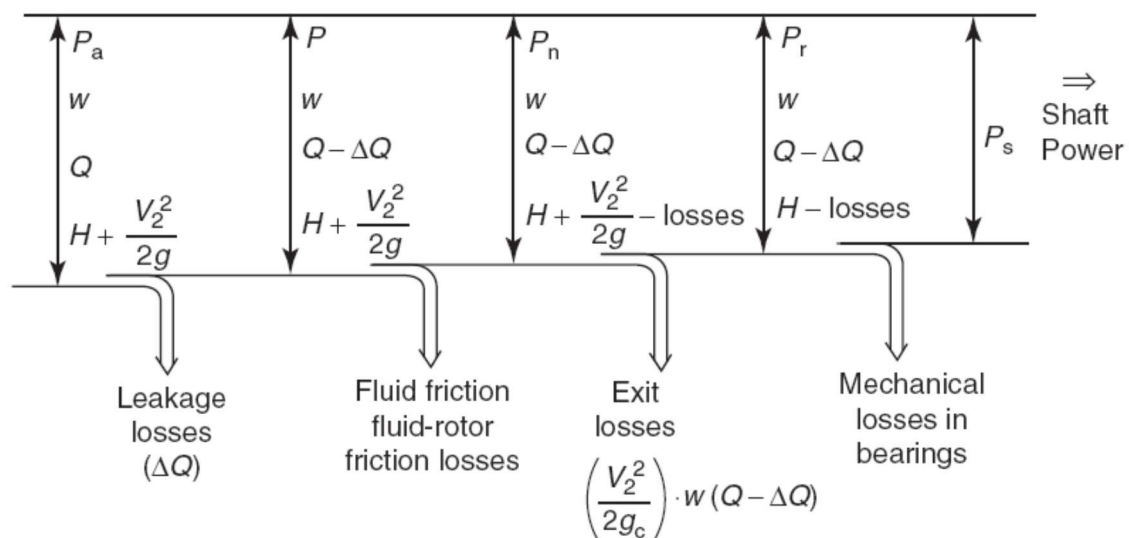


Figure 1.10 : Flux de puissance du fluide vers l'arbre : le fluide est un liquide ou de l'eau

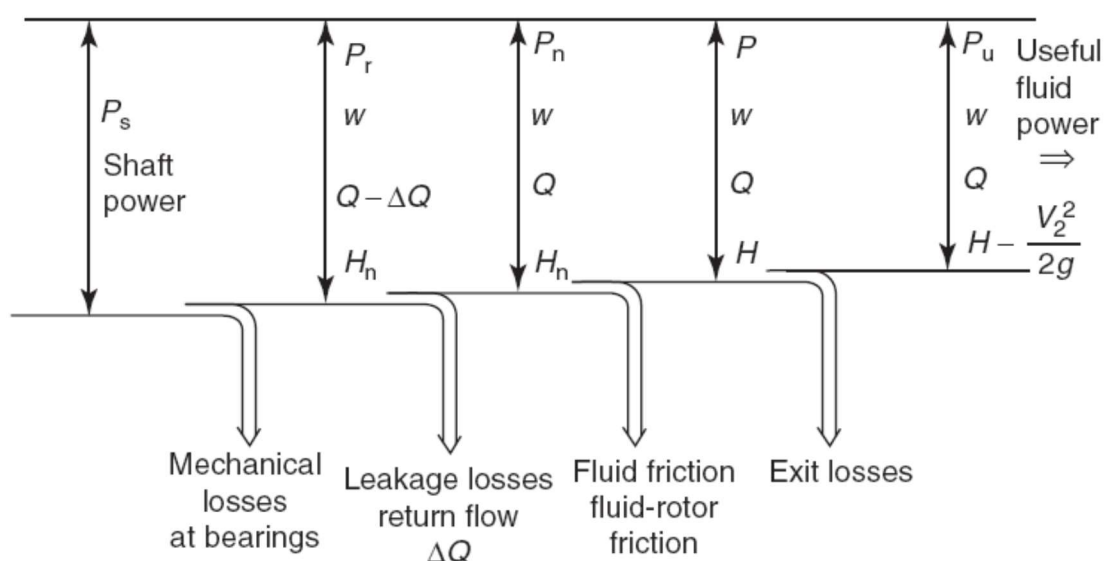


Figure 1.11 : Flux de puissance de l'arbre vers le fluide

Les ingénieurs en mécanique se sont efforcés d'accroître l'efficacité de leurs appareils en réduisant les pertes. Certaines des pertes dans les turbomachines, comme celles présentées à la section 1.9.1, sont très faciles à comprendre. Le frottement des roulements est l'un de ces éléments. Les pertes par fuite peuvent également être considérées comme plus faciles à comprendre.

Qu'en est-il des pertes hydrauliques ou des pertes survenant lors des processus d'expansion ou de compression? Qu'en est-il des «pertes de sortie?» (Il convient de noter ici que la vitesse de sortie est indiquée en tant que perte dans la section 1.9.1. Mais il n'est pas nécessaire que ce soit une perte permanente si la vitesse de sortie est utile, dans le cas d'un événement suivant. processus de compression ou d'expansion, comme dans les systèmes à plusieurs étages.) Il est donc nécessaire de déterminer la nature des pertes et les moyens de les évaluer et de les réduire.

Série de TD1: Théorie générale des turbomachines

Exercice 1 :

Un débit de $3 \text{ (m}^3\text{/s)}$ d'eau est disponible à une hauteur de 110 (m) sur le site du projet. En raison des pertes dans la conduite d'alimentation, la hauteur disponible à l'entrée de la centrale est estimée à seulement 101 (m d'eau) . Les pertes de fuite dans la centrale sont négligeables. Les pertes mécaniques représentent 150 (kW) . Les pertes par frottement dans les pales du rotor peuvent être considérées comme 250 (kW) . La vitesse de sortie de l'eau des turbines est de $4,5 \text{ (m/s)}$. Calculez les rendements hydrauliques, mécaniques et globaux de l'installation. Le poids spécifique de l'eau peut être pris à $9810 \text{ (N/m}^3\text{)}$.

Exercice 2 :

Une turbine à gaz fonctionne avec un rapport de pression de $6:1$. La température et la vitesse des gaz à l'entrée de la turbine sont respectivement de 900 (K) et 350 (m/s) . L'efficacité de l'expansion isentropique serait de 85% . La vitesse des gaz à la sortie est de 50 (m/s) . La chaleur spécifique des gaz, C_p , sur la plage de travail peut être prise à $1,004 \text{ (kJ/kg K)}$ et $\gamma=1,4$. Déterminez la puissance de sortie de la turbine pour le débit massique unitaire des gaz.

Exercice 3 :

L'eau doit être pompée vers le réservoir en hauteur d'un bâtiment de 20 étages sur une hauteur verticale de 75 (m) du niveau du puisard. La longueur équivalente totale du tuyau de refoulement, y compris les effets des raccords de tuyauterie, est de 80 (m) . Le diamètre du tuyau est de 50 (mm) ; son facteur de friction est 0.006 . Déterminez la puissance du moteur requis pour pomper l'eau à un débit de 10 (lps) . Les pertes mécaniques de la pompe sont égales à $0,2 \text{ (kW)}$. Le rendement hydraulique de la pompe est de $93,6\%$. Supposez que les pertes et les pertes de flux de retour correspondent à $0,2 \text{ (lps)}$ Recherchez également les rendements mécaniques, volumétriques et globaux de la pompe.

Chapitre 2 : Similitudes dans les turbomachines

2.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous appliquons la théorie de la similitude aux turbomachines. Cette application est particulièrement importante dans l'étude des turbomachines car elle peut apporter des solutions aux problèmes suivants :

- La conception d'une nouvelle machine est une opération très difficile au vu de la complexité des phénomènes physiques intervenant dans les performances de celles-ci (écoulement tridimensionnel instationnaire, écoulements décollés par endroit, écoulement turbulents en général, phénomènes diphasiques dans certaines circonstances...). Pour simplifier cette conception on peut procéder par comparaison avec des machines existantes, ce qui nécessite des critères de comparaison adimensionnels.
- Il est important de posséder des informations sur la variation des propriétés d'une machine lorsque l'on fait varier certains paramètres comme la vitesse de rotation.
- Il est primordial également de posséder une procédure permettant d'extrapoler les performances d'une machine à partir d'un essai sur une maquette de dimension réduite.

Pour toutes ces raisons une analyse dimensionnelle des turbomachines s'impose.

2.2 Études modèles

Lorsque les turbomachines sont conçues pour s'adapter aux conditions du terrain, les valeurs d'efficacité supposées doivent être très proches des valeurs possibles. Les prototypes ainsi conçus sont énormes. Les coûts de fabrication, de transport et d'installation de telles machines sont également élevés. Toute erreur dans la conception peut entraîner des pertes énormes.

Afin de garantir les performances des machines prototypes, des études de modèles sont entreprises. Tout d'abord, un prototype est conçu. Ensuite, un modèle du prototype est conçu et construit. Lors de la conception du modèle, toutes les

dimensions géométriques sont réduites par rapport aux dimensions correspondantes de la machine prototype, les angles des pales étant identiques à ceux de la machine prototype. Cela garantit la similitude géométrique entre le modèle et la machine prototype. De plus, la "similarité cinématique" et la "similarité dynamique" entre le modèle et le prototype sont également garanties lors des tests du modèle, à savoir la cinétique (vitesses) et les efforts sont maintenus proportionnels. Étant petit, le modèle coûte beaucoup moins cher. Ensuite, des tests sont effectués sur ce modèle et les caractéristiques de performance sont obtenues. Ensuite, les performances sont extrapolées à celles de la machine prototype. Lorsque les similitudes géométriques, cinématiques et dynamiques sont assurées entre le modèle et la machine prototype, les performances extrapolées peuvent être considérées comme des performances valables de la machine prototype. Si cette performance n'est pas satisfaisante, des modifications de conception peuvent être apportées et les étapes peuvent être répétées. Les études modèles peuvent donc éviter des erreurs coûteuses.

Les méthodes d'extrapolation de la performance sont soumises à certaines règles formulées par l'analyse dimensionnelle.

2.2.1 Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle est une approche simple d'extrapolation de tout paramètre de performance d'une machine à une autre machine géométriquement similaire dans le contexte le plus général. Le contexte particulier d'extrapolation, à l'heure actuelle, va du modèle au prototype.

Pour commencer, il est nécessaire d'identifier les paramètres de performance, afin que ces paramètres ne soient pas affectés par la taille des machines, lors de leur mise à l'échelle (ou de leur réduction). Certains de ces paramètres sont obtenus comme décrit ci-dessous:

1. Le débit volumétrique d'un fluide dans une turbomachine est de Q (m^3/s). Donc,

$$Q (m^3/s) = V (m/s) \times S (m^2)$$

Pour une machine géométriquement similaire, la zone d'écoulement peut être écrite en tant que $C_1 D^2$ (C_1 : constante, D : diamètre) et la vitesse peut être proportionnelle à $\pi D N / 60$ (N : tr/min de la machine). Par conséquent

$$Q \propto C_1 D^2 \times \frac{\pi D N}{60} \implies Q \propto N D^3 \implies Q = \pi_1 N D^3$$

où π_1 est la constante de proportionnalité, y compris d'autres constantes telles que C_1 ci-dessus, $\pi/60$, les facteurs d'échelle, etc. Ce π_1 est appelé coefficient de débit. Les coefficients de débit doivent avoir la même valeur pour toutes les machines géométriquement similaires à un point de fonctionnement correspondant. Ainsi

$$\pi_1 = \frac{Q}{N D^3} = \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3} = \frac{Q_3}{N_3 D_3^3} \dots \dots$$

Les indices sur le côté droit, à savoir 1, 2, 3,..., signifient différentes machines similaires.

2. La tête de la turbomachine (entrée ou sortie) est H m. La tête H est proportionnelle au carré de la vitesse V_2 . Une vitesse représentative étant $\pi DN / 60$, il est possible d'écrire

$$H \propto \left(\frac{\pi D N}{60} \right)^2$$

En référence à toutes les machines à similitude cinématique, il est également possible d'écrire

$$H \propto N^2 D^2 \implies \pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2}$$

où π_2 est la constante de proportionnalité, y compris d'autres constantes telles que $(\pi/60)^2$, les facteurs d'échelle, etc. Ce facteur π_2 est appelé coefficient de chute. Les coefficients de hauteur doivent avoir la même valeur pour toutes les machines géométriquement similaires présentant une similarité cinématique aux points de fonctionnement correspondants. Ainsi

$$\pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2} \implies \pi_2 = \frac{H_1}{N_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2 D_2^2} = \frac{H_3}{N_3^2 D_3^2} \dots \dots \dots$$

Les indices sur le côté droit, à savoir 1, 2, 3,..., signifient différentes machines similaires.

3. La puissance d'une turbomachine est $\omega \cdot Q \cdot H$, comme on l'a déjà vu. En exprimant Q et H comme ci-dessus, il est maintenant possible d'écrire

$$P \propto Q H \implies P \propto (N D^3) (N^2 D^2)$$

$$\implies P \propto N^3 D^5 \implies \pi_3 = \frac{P}{N^3 D^5}$$

où π_3 est la constante de proportionnalité, y compris d'autres constantes, facteurs d'échelle, etc. Ce π_3 est appelé coefficient de puissance. Les coefficients de puissance doivent avoir la même valeur pour toutes les machines géométriquement similaires avec des similitudes cinématiques et dynamiques aux points de fonctionnement correspondants. Ainsi

$$\pi_3 = \frac{P}{N^3 D^5} = \frac{P_1}{N_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{N_2^3 D_2^5} = \frac{P_3}{N_3^3 D_3^5} \dots$$

Les indices sur le côté droit, à savoir 1, 2, 3,..., signifient différentes machines similaires.

Les trois coefficients ci-dessus (à savoir, π_1 , π_2 et π_3) sont les constantes de proportionnalité. Un exemple est donné ci-dessous pour illustrer comment utiliser ces coefficients pour extrapoler les performances d'une machine à celles d'une autre.

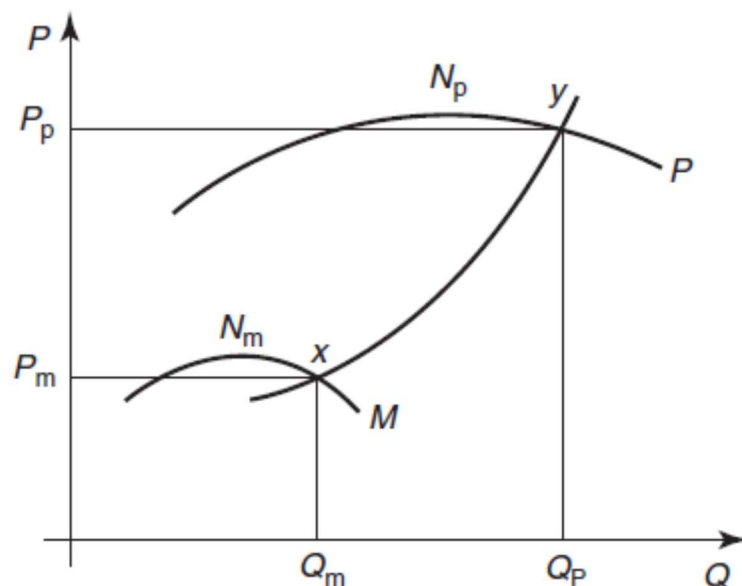


Figure 2.1 : Extrapolation de la performance.

Supposons que l'une des caractéristiques de performance soit un graphique de la puissance P en fonction du débit Q , tel qu'il a été obtenu expérimentalement sur un modèle à une vitesse N_m , courbe M de la figure 2.1. Il est nécessaire de projeter la valeur de la puissance P_p du prototype, à une livraison Q_p du prototype à la vitesse N_p du prototype. À partir des valeurs de modèle au point x , on peut écrire:

$$\pi_1 = \frac{Q_m}{N_m D_m^3} = \frac{Q_P}{N_P D_P^3}$$

Donc,

$$Q_P = Q_m X \frac{N_P}{N_m} \left(\frac{D_P}{D_m} \right)^3$$

Ainsi, Q_P est établi lorsque le facteur d'échelle (D_P / D_m) est connu. Plus loin

$$\pi_3 = \frac{P_m}{N_m^3 D_m^5} = \frac{P_P}{N_P^3 D_P^5}$$

Donc,

$$P_P = P_m X \left(\frac{N_P}{N_m} \right)^3 \left(\frac{D_P}{D_m} \right)^3$$

Ainsi, la valeur de P_P est également établie lorsque le facteur d'échelle est connu. La caractéristique de la machine prototype comporte un point y (Q_P, P_P), comme indiqué. En choisissant une série de points sur la courbe M, vous pouvez obtenir un ensemble complet de points sur la courbe P, ce qui donne les caractéristiques du prototype. Il est facile d'obtenir une famille de courbes, en prenant la vitesse N_P comme paramètre variable, $N_{P1}, N_{P2}, N_{P3}, \dots$, pour la machine prototype.

Le débit Q , la hauteur de la tête H , la vitesse de fonctionnement N et la puissance d'entrée ou de sortie P sont les paramètres importants à prendre en compte dans la conception de la machine prototype ainsi que du modèle. Lors des expériences sur le modèle, les mêmes paramètres doivent être étudiés. Un autre paramètre important est l'efficacité des machines. L'objectif d'un ingénieur de conception est de maximiser l'efficacité. Par conséquent, l'efficacité du modèle est également étudiée avec les paramètres ci-dessus (Q, H, N, P) et l'efficacité de la machine prototype est extrapolée.

Une corrélation suggérée par Moody et al. Pour connecter l'efficacité du modèle et du prototype, procédez comme suit:

$$\frac{1 - \eta_P}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_P} \right)^{1/5}$$

Lors de la réalisation des expériences sur le modèle, les valeurs d'efficacité du modèle (η_m) peuvent également être évaluées avec Q, H, N, P à différents points de

fonctionnement. En utilisant la corrélation ci-dessus, les valeurs des rendements de la machine prototype (p) peuvent également être calculées dans le cadre d'une extrapolation.

Il est suggéré de faire preuve de prudence dans la procédure en raison de certaines incertitudes:

1. Le rapport entre la rugosité de surface et une macrodimension peut ne pas être le même entre le modèle et le prototype. En conséquence, les caractéristiques de débit peuvent être différentes.
2. Même entre deux macrodimensions, les proportions peuvent varier, telles que les rapports jeu-diamètre.
3. Si le fluide manipulé est totalement différent (avec des viscosités très variables) entre le modèle et le prototype, il est possible que la projection soit erronée. Cependant, l'extrapolation ou la prévision peut être considérée comme une estimation juste de la performance du prototype.

Comme on l'a vu plus haut, π_1 , π_2 et 3 sont les constantes de la proportionnalité. Bien qu'il s'agisse de constantes dimensionnelles (car elles incluent des facteurs tels que $\pi/60$, etc.), leur utilisation se limite à l'extrapolation des performances, c'est-à-dire à

$$\frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3} \Rightarrow \frac{H_1}{N_1 D_1^2} = \frac{H_2}{N_2 D_2^2} \dots$$

Par conséquent, leurs valeurs numériques ne caractérisent pas directement une turbomachine. Même s'il est possible de ne pas dimensionner les coefficients, leur utilisation reste limitée. Cependant, pour caractériser véritablement une turbomachine, il faut identifier certains groupes de variables non dimensionnels. Une méthode formelle adoptée pour une telle identification de paramètres non dimensionnels est l'analyse dimensionnelle utilisant le théorème de Buckingham.

2.2.2 Unité et Quantités Spécifiques :

Il existe de nombreuses entités liées à une turbomachine. Certaines d'entre elles sont aussi simples que les dimensions physiques, telles que le diamètre du rotor, l'épaisseur des pales, etc. Certaines entités sont les conditions dans lesquelles les turbomachines fonctionnent, telles que la tête (entrée ou la sortie), la vitesse du moteur, etc. machine, les rapports de pression, etc.

Le rapport de pression est l'un des paramètres importants influant sur le fonctionnement des turbomachines fonctionnant avec des fluides compressibles (gaz, vapeur, air). De même, la tête est le paramètre important des turbomachines travaillant avec des fluides incompressibles, c'est-à-dire des turbines à eau et des pompes. Ainsi, la tête d'eau (disponible pour une turbine ou devant être produite par une pompe) a été le paramètre le plus important à prendre en compte dans la conception d'une turbomachine. Actuellement, l'effet de la variation de la tête sur d'autres paramètres est intéressant. Par conséquent, bon nombre des autres paramètres sont calculés, pour la valeur unitaire de la tête. Ces valeurs réduites de vitesse, débit, puissance, etc. sont appelées vitesse unitaire, débit d'unité, puissance d'unité, etc. lorsque la tête de l'unité (égale à 1 m d'eau) agit sur la machine. La machine n'est pas une machine hypothétique ou «altérée» (c'est-à-dire mise à l'échelle ou à l'échelle). C'est la même machine sur laquelle agit la tête de l'unité, donnant lieu à la vitesse de l'unité, au flux de l'unité, etc. Ainsi, les quantités unitaires suivantes sont définies:

- 1- La vitesse unitaire, N_1 , d'une turbomachine donnée est la vitesse de la même machine lorsque la tête de la machine a 1 m d'eau. Lorsque la vitesse du rotor est N (tr/min), la vitesse périphérique est $U = \pi D N / 60$.

avec D étant le diamètre.

Comme on le sait, $U \propto \sqrt{2 g H} \Rightarrow N \propto U \propto \sqrt{H} \Rightarrow N = C_1 \sqrt{H}$.

Maintenant, $N = N_1$ lorsque $H = 1$, par définition. Par conséquent, en utilisant ces valeurs, dans cette équation ci-dessus,

$$C_1 = N_1 \Rightarrow N_1 = \frac{N}{\sqrt{H}}$$

- 2- Le débit unitaire Q_1 d'une turbomachine donnée est le flux traversant la même machine lorsque la tête de la machine a 1 m d'eau. Lorsque le débit d'écoulement dans la machine est Q et que la vitesse d'écoulement est V_m , nous avons

$$Q \propto V_m \propto \sqrt{2 g H} \Rightarrow Q \propto \sqrt{H} \Rightarrow Q = C_2 \sqrt{H}$$

Maintenant, $Q = Q_1$ quand $H = 1$. Donc $C_2 = Q_1 \Rightarrow Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$

- 3- La puissance unitaire, P_1 , d'une turbomachine donnée est la puissance de la même machine lorsque la tête de la machine a 1 m d'eau.

$$P \propto Q H \propto \sqrt{H} \cdot H \propto H^{3/2} \Rightarrow P = C_3 \cdot H^{3/2}$$

Maintenant $P = P_1$, quand $H = 1$. Donc $C_3 = P_1 \Rightarrow P_1 = \frac{P}{H^{3/2}}$

Les quantités unitaires permettent de comparer les différentes machines travaillant avec différentes têtes.

Outre les quantités unitaires, une autre série de quantités est constituée par les «quantités spécifiques». Dans ce cas, avec la tête d'une machine, la taille de la machine peut également être réduite à la taille de l'unité à des fins de comparaison. Les quantités ainsi obtenues sont appelées quantités spécifiques. Ainsi, les quantités spécifiques suivantes sont définies.

- 4- Le débit spécifique, Q_{11} , d'une turbomachine donnée est le débit correspondant à une machine similaire d'une dimension unitaire et fonctionnant avec une tête d'unité. La dimension de l'unité est 1 m de diamètre du rotor ou, dans le cas d'une turbine Pelton, il s'agit du diamètre de l'unité du jet. On peut voir que

$$Q \propto D^2 \sqrt{H} \Rightarrow Q = C_4 D^2 \sqrt{H} \Rightarrow C_4 = Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$$

- 5- La puissance spécifique, P_{11} , d'une turbomachine donnée est la puissance d'une machine similaire, de dimension unitaire et fonctionnant avec une tête d'unité. On peut voir que

$$P \propto Q H \Rightarrow P \propto (D^2 \sqrt{H}) H \Rightarrow P = C_5 D^2 H^{3/2}$$

Maintenant $P = P_{11}$, quand $D = 1$, $H = 1$. D'où

$$C_5 = P_{11} \Rightarrow P_{11} = \frac{P}{D^2 H^{3/2}}$$

Mais dans la suite, la vitesse spécifique est une exception à la définition ci-dessus.

Série de TD2: Similitudes dans les turbomachines

Exercice 1 :

Une pompe centrifuge est conçue pour un projet d'alimentation en eau de ville. Avant d'entreprendre la fabrication de la pompe, un modèle de taille huitième est construit et des essais sont effectués sur le modèle. Les observations sont présentées dans le tableau. Il est nécessaire d'extrapoler les performances du prototype de pompe à une vitesse de 600 (tr/min).

Particularités du modèle:

Diamètre de sortie de la roue, $D_m = 0.1$ (m).

Vitesse $N_m = 1500$ (rpm).

Caractéristiques de la machine prototype:

Diamètre de sortie de la roue, $D_p = 0.8$ (m).

Vitesse $N_p = 600$ (rpm).

Tête de modèle: H_m (mCE)	5.8	5.1	4.1	3.2	2.1
Débit modèle: Q_m (m ³ /s)	0.011	0.0152	0.019	0.022	0.026
Puissance d'entrée du modèle: P_m (KW)	0.802	0.927	0.99	0.958	0.85

Exercice 2 :

Une turbine à eau de diamètre de roue de 1,12 (m) fonctionne avec une hauteur de 101 (m d'eau), un débit de 3 (m³/s) et une puissance de 2542 (kW) à une vitesse de 375 (tr/min).

Déterminez : (a) la vitesse unitaire, (b) le débit unitaire, (c) la puissance unitaire, (d) le débit spécifique et (e) la puissance spécifique de la turbine.

Chapitre 3 : Les pompes

3.1 Introduction :

On appelle pompe une machine destinée à faire mouvoir un fluide d'un point à un autre. Du point de vue physique, elle consiste à transformer une énergie mécanique reçue par un moteur électrique qu'elle transforme en une énergie hydraulique ; c.à.d qu'elle transmet au liquide qui la traverse une certaine puissance. L'énergie reçue par le liquide à l'intérieur de la pompe lui permet de surmonter les pertes de charges et de s'élever jusqu'à une certaine hauteur.

3.2 L'installation d'une pompe :

Une pompe comprend généralement (figure 3.1):

- Une tuyauterie d'aspiration connectée par laquelle la pompe aspire le liquide du réservoir. La différence de niveau entre l'axe de la pompe et la surface libre du réservoir est la hauteur d'aspiration H_{asp} .
- Pompe.
- Moteur électrique.
- Une tuyauterie de refoulement par laquelle le liquide collecté à la sortie de la pompe est refoulé à une certaine hauteur appelée hauteur de refoulement H_{ref} .

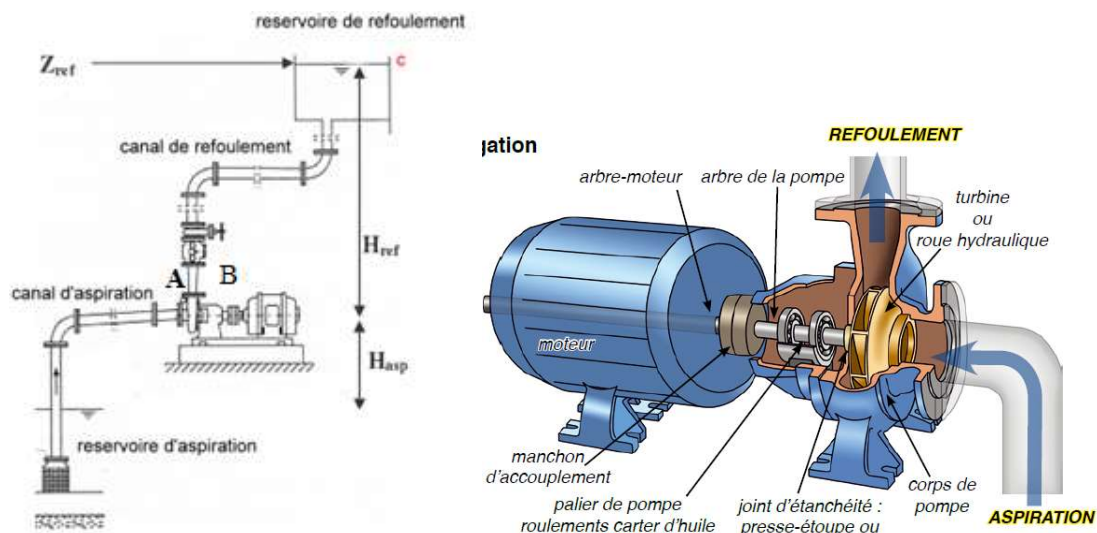


Figure 3.1 : L'installation d'une pompe.

Il existe différentes pompes qui peuvent se classer en deux grandes familles :

- Les pompes centrifuges
- Les pompes volumétriques

L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide (Figure 3.2). De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges.

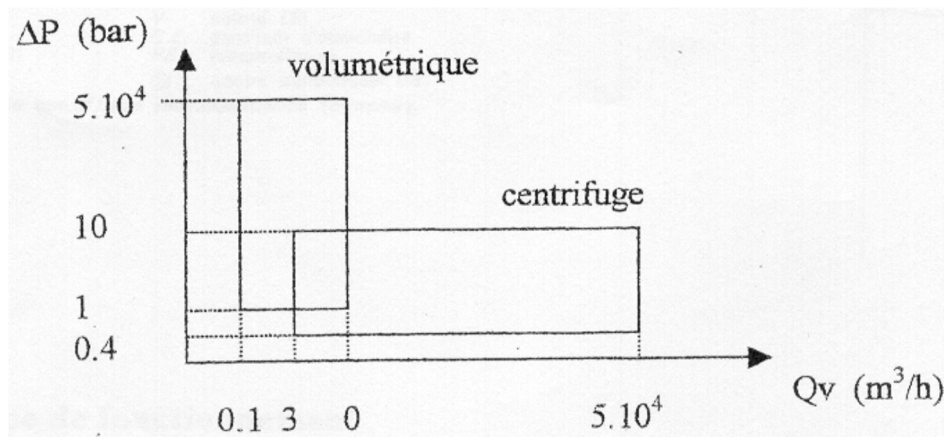


Figure 3.2 : Classification des pompes

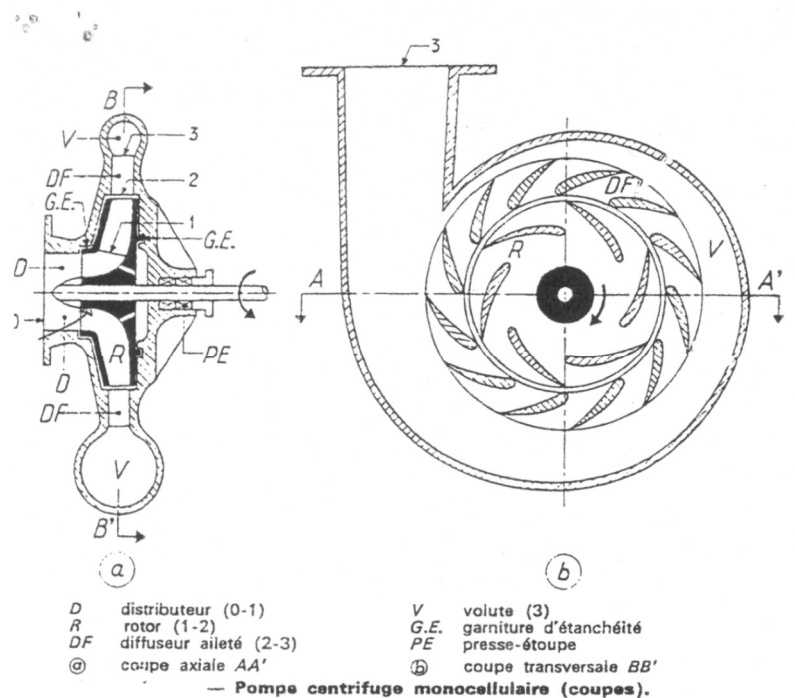
3.3 Constitution:

Les pompes centrifuges sont de construction très simple en version de base. Elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation le rotor appelée aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelée corps de pompe ou volute.

Ces machines comprennent donc :

- un distributeur (arrivée du liquide)
- l'ouïe d'aspiration
- le corps de la pompe ou volute
- le refoulement qui va s'élargir
- l'ouïe de refoulement

Figure 3.3 : Constitution d'une pompe



3.4 Le principe de fonctionnement :

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

3.4.1 L'aspiration :

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

3.4.2 L'accélération :

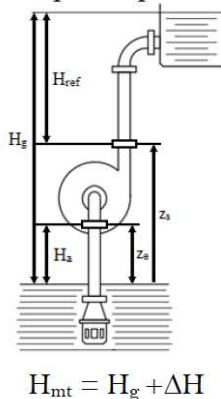
Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.

3.5 Les différents montages

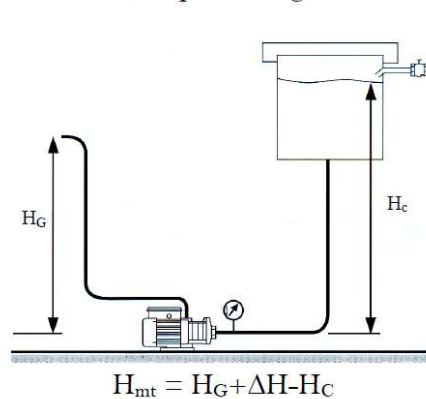
Il existe deux types de montage

- en aspiration
- en charge

Pompe en aspiration



Pompe en charge



3.6 Amorçage :

Considérons une turbopompe à l'arrêt, implanté comme indiquée sur la figure 1.1, si cette machine est noyée, elle est capable de débiter dès sa mise en marche. Si en revanche, elle s'est

remplie d'air, par exemple parce que son circuit d'aspiration ne comprend aucun dispositif de retenue d'eau, lors de sa marche, elle fonctionne comme un ventilateur à débit nul.

3.7 Avantages des pompes centrifuges par rapport aux pompes à piston :

Les avantages des pompes centrifuges par rapport aux pompes à piston sont rappelés ici pour consolider les idées de comparaison. Voici ces avantages:

1. Le processus de flux est continu et non périodique.
2. Les composants des pompes centrifuges sont peu nombreux.
3. Les composants des pompes centrifuges sont simples, leur fabrication nécessite moins de soins et, par conséquent, ils sont moins coûteux.
4. L'inventaire de maintenance des pompes centrifuges est très limité; par conséquent, le coût des stocks est également inférieur.
5. Les rendements mécanique, volumétrique et hydraulique sont très élevés.
6. L'efficacité globale des pompes centrifuges est élevée.
7. Le coût de fonctionnement des pompes centrifuges est faible.
8. En raison du mouvement purement rotatif, il n'y a pas de vibrations et des vitesses plus élevées sont possibles.
9. Des débits volumétriques importants sont possibles dans les pompes centrifuges.
10. Le contrôle du débit de fluide est très facile dans les pompes centrifuges.

Le seul inconvénient est que dans les pompes centrifuges, des rapports de pression très élevés ne sont pas possibles.

3.8 Classification des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges peuvent être classées selon différents critères:

1. **Vitesse spécifique:** L'une des bases importantes de la classification est la vitesse spécifique

de la pompe. L'expression de la vitesse spécifique, N_s , est $N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$

Selon le service requis de la pompe pour toute application (Q, H), sa vitesse spécifique peut être d'abord déterminée. Sur la base de cette vitesse spécifique, les différents types sont les suivants: (a) pompes a vitesse spécifique basse, (b) vitesse spécifique moyenne et (c) haute vitesse spécifiques. Cette classification donne différents rapports de diamètre (D_2/D_1), comme indiqué dans le tableau

N_s	Basse :		Moyenne :		Haute :
	[10 – 30]	[30 – 50]	[50 – 80]	[80 – 160]	[110 – 500]
D_2/D_1	[3.5 – 2]	[2 – 1.5]	[1.5 – 1.3]	[1.3 – 1.1]	1
schéma d'écoulement	Radial		Mixte		Axial

2. **Charge active:** Les pompes sont classées en pompes basse pression (jusqu'à 15 m), moyenne pression (15 à 40 m) et haute pression (supérieure à 40 m).
3. **Type de boîtier:** Le boîtier peut être de type volute simple ou de type volute à diffuseur. Un troisième type de boîtier est du type diffuseur «sans palette». Même sans les aubes du diffuseur, la zone d'écoulement augmente avec l'augmentation du rayon et la vitesse diminue, entraînant une augmentation de la pression.
4. **Type d'impulseur:** En fonction du nombre d'entrées, l'impulseur peut être de type à entrée unique ou à entrée double. Le type à double entrée est comme deux impulseurs maintenus dos à dos. En dehors de cela, il existe d'autres types d'impulseurs tels que les impulseurs de type fermé (a), de type semi-ouvert (b) ou de type ouvert (c).

Les types semi-ouverts ou ouverts sont destinés à des applications telles que la manipulation des eaux usées ou la manipulation de liquides pouvant contenir des particules solides, ou la manipulation de boues lourdes et très visqueuses, etc.

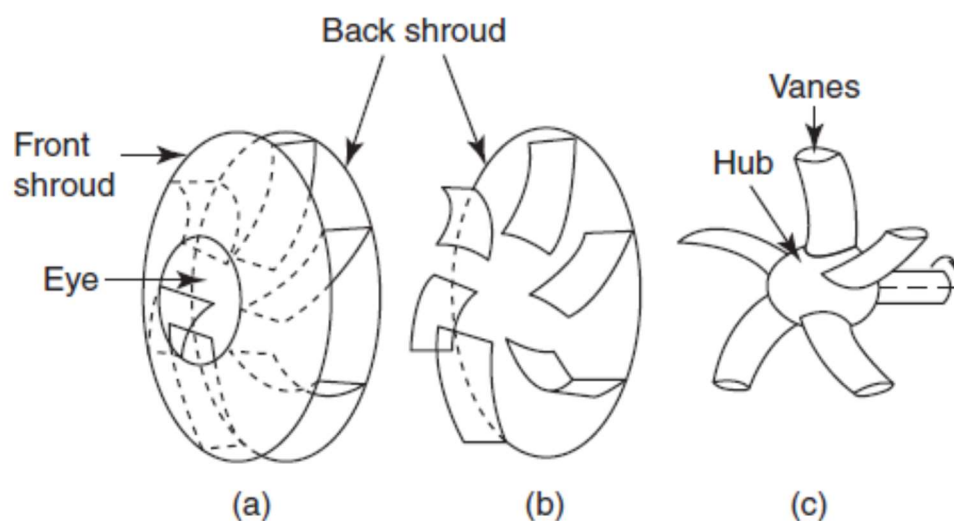


Figure 3.4 : Différents types d'impulseurs

5. **Nombre d'impulseurs:** Il peut y avoir deux impulseurs ou plus sur le même arbre. Celles-ci sont appelées pompes à plusieurs étages, chaque étage ayant une roue. Le carter est conçu de telle sorte que la sortie d'une roue est guidée vers l'entrée de la roue suivante.
6. **Le sens d'écoulement:** Les pompes sont du type à débit radial, à débit mixte et à débit axial, en fonction du sens du débit d'eau dans la roue.
7. **Type de matériau de construction:** Cette classification dépend du matériau de construction tel que la fonte, l'acier allié ou l'acier inoxydable, approprié au pompage d'eau, aux produits chimiques corrosifs, au lait dans l'industrie laitière, etc.

3.9 Différentes têtes (charges) de pompes centrifuges :

L'étude d'une pompe centrifuge porte naturellement sur le pompage de liquides. Par conséquent, l'unité d'énergie, en général, est une colonne de liquide, c'est-à-dire des mètres de liquide. Par conséquent, le débit de la pompe centrifuge est exprimé en mètres d'unités de liquide ou de tête. Dans ce contexte, différentes têtes associées à l'installation d'une pompe centrifuge sont identifiées et se présentent comme suit (voir Figure 3.5). Toutes les têtes sont en mètres de liquide ou en mètres d'eau.

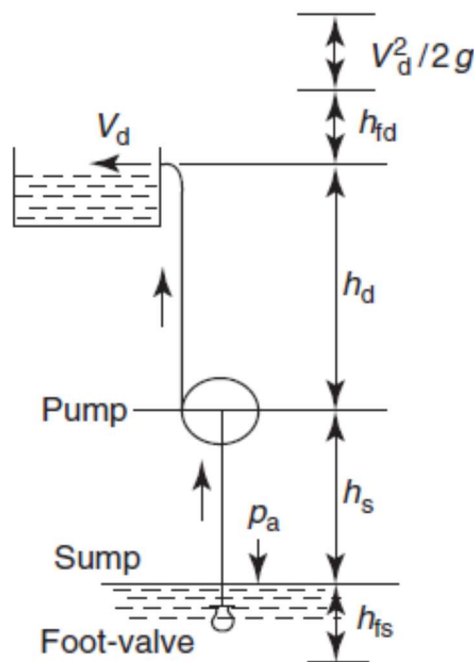


Figure 3.5 : Schéma d'une pompe centrifuge montrant différentes têtes

1. h_s est la hauteur d'aspiration, c'est-à-dire la distance verticale entre le niveau du puisard et l'axe de la pompe.
2. h_d est la hauteur de refoulement, c'est la distance verticale entre l'axe de la pompe et le point de sortie du tuyau de refoulement.
3. h_{fs} est une perte de charge par friction dans le tuyau d'aspiration, y compris la perte due à la valve à pied, à d'autres raccords de tuyauterie tels que des coudes, etc.
4. h_{fd} est une perte de charge par friction dans le tuyau de refoulement, y compris la perte due à la vanne de refoulement, à d'autres raccords de tuyauterie, etc.
5. $V_d^2/2g$ est une perte de charge équivalente à la vitesse de sortie.

6. $h = h_s + h_d$ est la charge statique d'une pompe.

7. $h_f = h_{fs} + h_{fd}$ est la charge de friction totale.

En outre, une hauteur connue sous le nom de "tête ou hauteur manométrique, H_m " est définie comme la tête mesurée à travers les entrées et sorties de la pompe. La tête manométrique représente le débit de la pompe. (Le nom pourrait être dû à un manomètre connecté entre l'entrée et la sortie de la pompe, lorsque la charge générée était beaucoup moins grande, parfois pendant l'évolution des pompes.) Maintenant, les manomètres sont montés, un à l'entrée et l'autre à la sortie de la pompe. La différence dans leurs lectures, convenablement converties, est la tête manométrique.

Comme la pompe doit fonctionner contre le total de la tête statique, de la tête de friction et de la tête de vitesse de refoulement, on peut écrire :

$$H_m = h + h_f + \frac{v_d^2}{2g} \quad \text{ou} \quad H_m = h_s + h_d + h_{fs} + h_{fd} + \frac{v_d^2}{2g}$$

La tête développée par la turbine est donnée par l'équation de turbine d'Euler, où la composante de tourbillonnement V_{u1} est prise égale à zéro. Par conséquent

$$H_E = \frac{W_E}{g} = \frac{U_2 V_{u2}}{g}$$

La différence entre H_m et H_E est la perte due au frottement du fluide, au frottement de la paroi, aux remous, etc. dans la roue.

En se référant au diagramme de flux de puissance du chapitre 1, il convient de noter que la tête manométrique H_m est identique à la sortie H , mentionnée dans le diagramme. La tête de filet H_n mentionnée ici est la tête développée par la turbine, égale à $(U_2 V_{u2} / g)$.

3.10 Différentes efficacités d'une pompe centrifuge :

Au chapitre 1, quatre types d'efficacité ont été énumérés. Ces rendements sont maintenant examinés pour plus de clarté.

3.10.1 Efficacité mécanique

Le rendement mécanique (η_m) a été donné comme :

$$\eta_m = \frac{\text{Rotor power}}{\text{Shaft power}} \Rightarrow \eta_m = \frac{P_r}{P_s}$$

Ici, la puissance de l'arbre est la puissance d'entrée fournie par le moteur. En raison des pertes mécaniques au niveau des paliers, la roue ou le rotor reçoit un peu moins de puissance. Les

rendements mécaniques des pompes sont de l'ordre de 98 à 99%. Les pompes de plus grande capacité ont des rendements mécaniques plus élevés.

3.10.2 Efficacité volumétrique

L'efficacité volumétrique (η_v) a été donnée comme :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \Delta\dot{m}}$$

où m est le débit massique ou, de manière équivalente, le débit volumique, c'est-à-dire que le débit prévu et prévu doit être disponible à la sortie de la pompe et Δm est le débit supplémentaire qui traverse la roue, absorbant plus de puissance. Le débit supplémentaire correspond à la somme des fuites au niveau des glandes et du retour qui se produit entre le carter et les carénages de la roue, de son extrémité de sortie à son extrémité d'aspiration.

Les valeurs des rendements volumétriques sont de l'ordre de 94 à 96%.

3.10.3 Efficacité hydraulique ou efficacité manométrique

Le rendement hydraulique (η_h) a été donné comme :

$$\eta_h = \frac{P}{P_n} = \frac{wQH}{wQH_n} = \frac{H}{H_n}$$

où H est la tête qui est finalement surmontée par la pompe, à savoir la tête manométrique H_m donnée par :

$$H = H_m = h + h_f + \frac{V_d^2}{2g}$$

Le dénominateur H_n dans l'équation du rendement hydraulique est la tête développée par la roue à aubes. Ceci équivaut au travail spécifique selon l'équation de la roue à aubes d'Euler:

$$H_n = H_E = \frac{W_E}{g} = \frac{U_2 V_{u2}}{g}$$

La différence entre H_m et H_E est due à (a) le frottement du fluide en raison de la viscosité, (b) au frottement fluide-rotor, et (c) à un écoulement de liquide non idéal dans les aubes. Par conséquent

$$\eta_h = \frac{gH_m}{U_2 V_{u2}}$$

Les rendements hydrauliques et manométriques sont les mêmes :

$$\eta_{\text{mano}} = \frac{gH_m}{U_2 V_{u2}}$$

L'efficacité manométrique dépend de la viscosité des liquides pompés, de l'état de surface des pales et des haubans, etc. Les valeurs usuelles d'efficacité manométrique sont de l'ordre de 85 à 94%.

3.10.4 L'efficacité globale

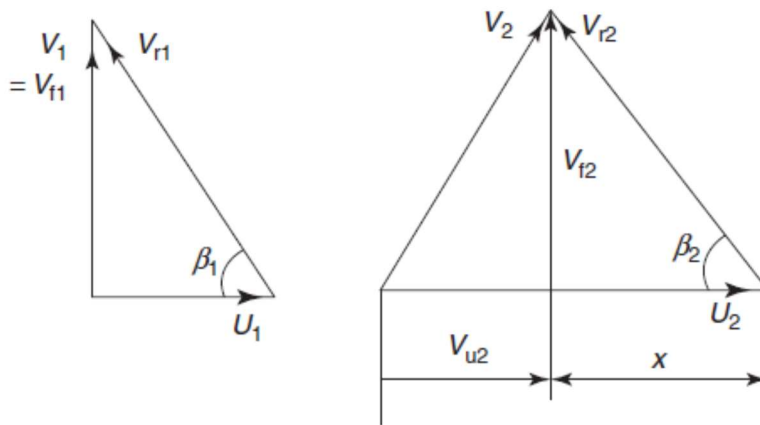
L'efficacité globale a été donnée comme : $\eta_o = \eta_h \times \eta_m \times \eta_v$

Puisque ($\eta_{\text{mano}} = \eta_h$), l'efficacité globale peut également être écrite comme :

$$\eta_o = \eta_{\text{mano}} \times \eta_m \times \eta_v$$

L'efficacité globale est également appelée efficacité globale ou efficacité réelle.

3.11 Principe du triangle des vitesses :



$$W_E = -U_2 V_{2u}$$

$$H_E = \frac{U_2 V_{2u}}{g}$$

$$V_{2u} = U_2 - x = U_2 - V_{f2} \cot \beta_2$$

$$W_E = U_2 (U_2 - V_{f2} \cot \beta_2) = U_2^2 - U_2 V_{f2} \cot \beta_2$$

$$\frac{(U_2^2 - U_1^2)}{2g} \geq H_m \implies \frac{\left(\frac{\pi N}{60}\right)^2 (D_2^2 - D_1^2)}{2g} \geq H_m \implies N \geq \left[\frac{2g \times H_m \times 3600}{\pi^2 (D_2^2 - D_1^2)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Série de TD3: Les pompes centrifuges

Exercice 1 :

La roue d'une pompe centrifuge a des diamètres d'entrée et de sortie de 6 (cm) et 18 (cm), respectivement, les pales étant courbées vers l'arrière à 70° de la tangente de la roue à la sortie. La largeur de la lame à la sortie est de 3 (cm). La vitesse de la pompe est de 1000 (tr/min) et le débit d'eau de $0,125 \text{ (m}^3/\text{s)}$. Le boîtier à volute est conçu pour récupérer 25% de la vitesse de rotation de la tête de la roue. Les pertes dans la roue à aubes équivalent à 20% de la vitesse maximale à la sortie. La composante d'écoulement est constante dans la roue et l'entrée d'eau est sans composante tourbillonnante. Calculez (a) la montée en pression, (b) le rendement manométrique de la pompe, (c) la puissance et (d) la vitesse spécifique.

Exercice 2 :

Une pompe centrifuge est entraînée par un moteur à induction à 960 (tr/min). Le débit d'eau est de 50 (lps) pour une hauteur de 10 (m). La vitesse d'écoulement est constante à 6,5 (m/s) à travers la roue. Les pales sont radiales à la sortie et les pertes sont estimées à 15% de la production. Supposons que l'eau pénètre dans le rotor à $\alpha_1=90^\circ$. Calculez (a) le diamètre de la pointe de la roue D_2 , (b) la largeur des pales à la sortie B_2 , (c) l'angle de distribution du fluide α_2 , (d) la puissance et (e) la vitesse spécifique.

Exercice 3 :

La puissance fournie à une pompe centrifuge est de 50 (kW) à l'arbre lorsque la pompe tourne à 1440 (tr/min). Le diamètre de la tête de la turbine est de 30 (cm) et la largeur de la lame à la pointe de 1,5 (cm). Le débit d'eau est de 110 (lps). La jauge à vide indique au niveau de la bride d'aspiration -20 (cm) de mercure et à la bride de refoulement, elle indique 370 (kPa). L'angle de sortie de la lame est de 65° . Un écart de 2% ($\mu = 0,98$) peut être supposé. Calculez la (a) hauteur théorique, (b) la hauteur idéale, (c) le rendement hydraulique, (d) le rendement global et (e) la vitesse spécifique de la pompe. Supposons une entrée radiale et une vitesse d'écoulement constante et que le rendement mécanique est de 96%.

Chapitre 4 : Cavitation dans les pompes

4.1. Définition

La cavitation est provoquée par la formation et l'implosion de bulles de gaz provenant de la formation d'une pression négative locale sous l'effet de la pression de vaporisation du fluide pompé **à l'entrée de la roue**. Cela a pour conséquence un rendement (hauteur de refoulement) et une efficacité moindres et provoque un fonctionnement irrégulier, du bruit et des dommages à l'intérieur de la pompe.

Par l'expansion et l'éclatement (implosion) de petites bulles d'air dans des zones à haute pression (par exemple, à un état avancé, à la sortie de la roue), des explosions microscopiques provoquent des impacts qui endommagent ou détruisent l'hydraulique. Les premiers signes sont le bruit provenant de l'entrée de la roue et les dommages qui lui sont causés.

Le N.P.S.H (Net Positive Suction Head) est une valeur importante de la pompe centrifuge. Il indique la pression minimale requise par ce type de pompe afin de fonctionner sans cavitation, c'est-à-dire la surpression nécessaire pour empêcher l'évaporation du fluide et le conserver à l'état de liquide.

4.2. Origine et critères de la cavitation

La dépression peut avoir trois origines différentes connues à ce jour :

- ✓ Elle peut être liée à un écoulement de liquide à forte vitesse, par exemple par effet de Venturi, ou bien au voisinage d'une pale dans une pompe ;
- ✓ Elle peut être liée aux variations de densité d'un liquide soumis à une onde acoustique, en générale des ultrasons de puissance. On parle donc d'une cavitation acoustique ;
- ✓ Elle peut être liée à une forte exposition à l'énergie lumineuse. On parle donc de la cavitation optique.

4.3. Conséquences de la cavitation

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences :

- ✓ Chute brutale du rendement ;
- ✓ Des vibrations violentes dues à la résorption des bulles, accompagnées d'un bruit intense ;

- ✓ Une érosion des surfaces solides due à la fois aux vibrations et, sans doute, à une attaque chimique par l'oxygène qui existe dans les bulles.

La cavitation apparaît sous deux formes :

- Cavitation globale : à l'entrée d'une pompe par exemple lorsque celle-ci n'est pas en charge ;
- Cavitation locale : aux extrémités des pales d'une turbine par exemple.

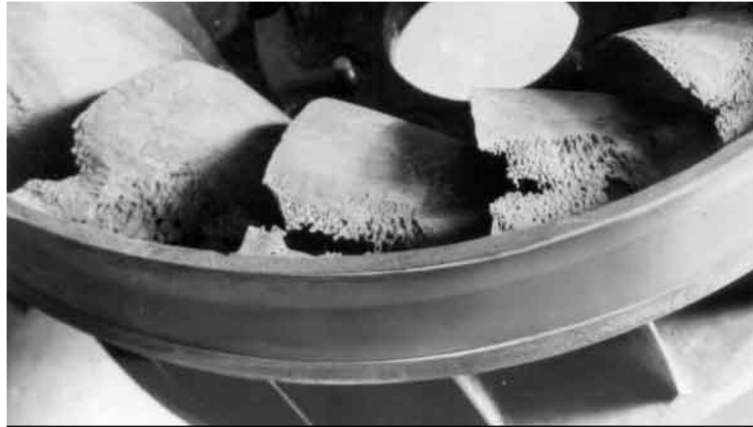


Figure 4.1 : Dégâts par cavitation

4.4. NPSH des pompes et des installations

NPSH (Net Positive Suction Head), encore appelée hauteur d'aspiration nette positive. Il est rattaché au phénomène de cavitation. De même que la hauteur d'élévation, le débit et la puissance, il représente pour une pompe une des données les plus importantes.

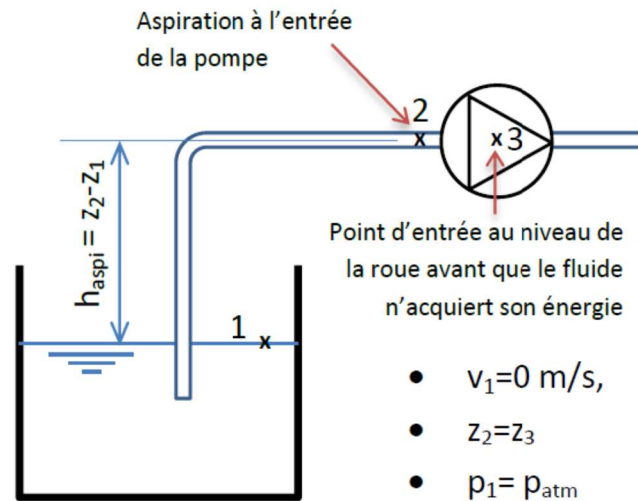
On distingue le NPSH de l'installation (disponible) $NPSH_{disp}$ et le NPSH de la pompe ou nécessaire (ou requis) $NPSH_{req}$. Pour que la pompe fonctionne sans cavitation, on doit avoir :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req} \quad (4.1)$$

Cette condition doit être remplie sur la totalité du domaine de fonctionnement admissible de la pompe, c'est le cas lorsque le $NPSH_{disp} (m)$ est supérieur d'environ 0,5 m au $NPSH_{req} (m)$.

4.4.1. Mise en situation

Soit le cas de pompage ci-dessous.



L'équation de Bernoulli entre 1 et 2 permet d'écrire la relation suivante en mCf :

$$\frac{p_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23} = \frac{p_1}{\rho g} - (Z_2 - Z_1) - \Delta H_{12} \quad (4.2)$$

À cette équation on retire la valeur de pression saturante p_{vs} pour éviter la cavitation

ce qui donne ceci : $\frac{p_3 - p_{vs}}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23} = \frac{p_1 - p_{vs}}{\rho g} - (Z_2 - Z_1) - \Delta H_{12}$

(4.3)

Cette équation fait apparaître deux paramètres :

4.4.2 Le N.P.S.H requis par la pompe :

$$\frac{V_2^2}{2g} + \Delta H_{23}$$

C'est la valeur de la pression absolue (exprimée ici en mCf) en dessous de laquelle les phénomènes de cavitation peuvent apparaître.

Le N.P.S.H requis dépend du débit et de la vitesse de rotation de la pompe. Les valeurs limites sont fournies par le constructeur sur les courbes caractéristiques de la pompe, pour certaines conditions d'utilisation (liquides et températures) bien précises.

4.4.3 Le N.P.S.H disponible dans l'installation :

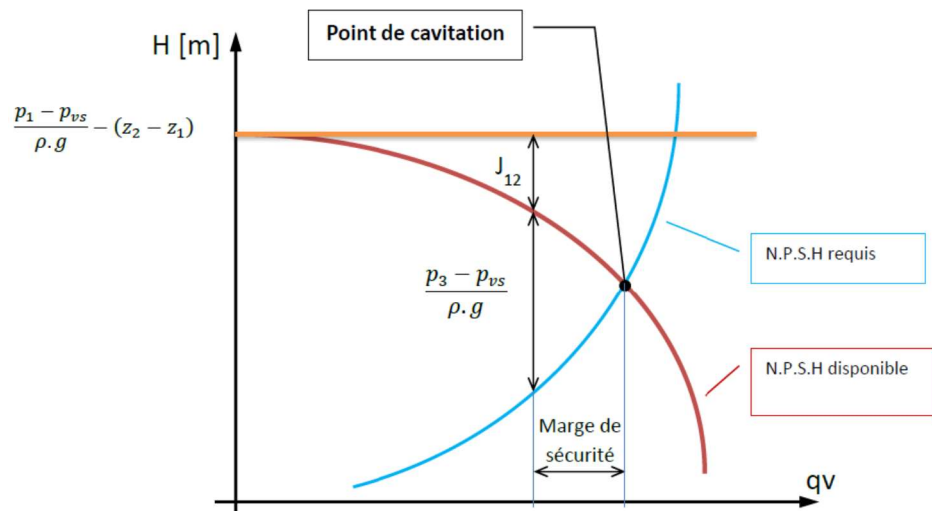
$$\frac{p_1 - p_{vs}}{\rho g} - (Z_2 - Z_1) - \Delta H_{12}$$

Cette quantité s'appelle aussi la charge nette à l'aspiration. Elle dépend des caractéristiques du réseau.

Pour éviter la cavitation, on doit satisfaire la condition suivante : $p_3 - p_{vs} > 0$

(4.4)

4.5. Traduction sur les courbes de fonctionnement



Série de TD 4: La cavitation dans les pompes

Exercice 1 :

Un réservoir se décharge à l'air libre à l'aide d'une pompe qui débite $50 \text{ (m}^3/\text{h)}$ à travers une canalisation comportant deux tronçons.

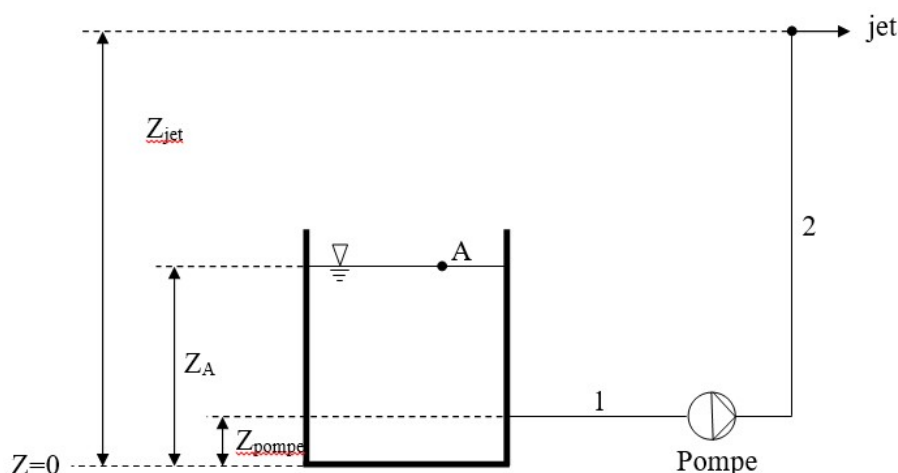
Le liquide sort en jet horizontal à 17 (m) au-dessus du niveau dans le réservoir d'alimentation, lui-même à 2 (m) au-dessus de l'axe de la pompe.

Données du liquide pompé :

$\rho = 950 \text{ (kg/m}^3)$ et $\nu = 1,2 \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$ et $p_v = 5500 \text{ (Pa)}$ et la pression atmosphérique = 10^5 (Pa) .

Données de la canalisation :

- Tronçon 1 en amont de la pompe comprenant :
 - Un clapet de retenue de coefficient de perte de Charge $k_1 = 0.5$
 - 20 (m) de conduite rectiligne de diamètre $D = 100 \text{ (mm)}$ et de rugosité $k = 0.02 \text{ (mm)}$, branchée directement en paroi sur le bac d'alimentation.
 - Coefficient de perte de charge de sortie du réservoir $k_2 = 0.5$
- Tronçon 2 en aval de la pompe comprenant :
 - 35 (m) de conduite identique
 - 2 coudes de coefficient $k_3 = 0.25$.



Le NPSH requis étant de 0.4 (bar) , calculer le NPSH disponible et vérifier le bon fonctionnement de la pompe. Son rendement étant de 62% , déterminer la puissance du moteur d'entraînement.

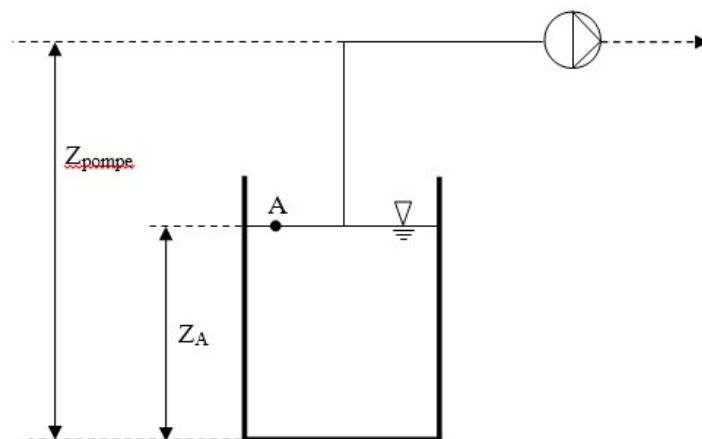
Exercice 2 :

Soit une pompe en aspiration. La vitesse d'écoulement est 3.55 (m/s). L'eau pompée est à 80 (°C). Sa masse volumique est de 972 (kg/m³) et sa tension de vapeur est de 47,3 (kPa).

Dans le tronçon vertical, la perte de charge est de 0.0433 (m) par m de longueur.

Dans le tronçon horizontal, la perte de charge est de 0.164 (m). La pression ambiante est de 101 (kPa).

Calculer $Z = Z_{\text{pompe}} - Z_A$ l'élévation qui occasionnera un début de cavitation à l'entrée de la pompe. Calculer le NPSH si $Z = 3$ (m).



Exercice 3 :

De l'eau doit être extraite d'un puits à la vitesse de 2 (m/s) par le tuyau d'aspiration d'une pompe. Les données sont :

- Pression atmosphérique = 1,013 (bar)
- Masse volumique de l'eau = 995 (kg/m³)
- Pression de vapeur 0,048 (bar)
- Perte de charge dans le tuyau d'aspiration = 3 fois la hauteur dynamique.

Calculer la hauteur maximale à laquelle doit se trouver la pompe pour éviter la cavitation.

Chapitre 5: Turbines hydrauliques

5.1 Introduction

Les turbines hydrauliques sont des turbomachines qui produisent de l'énergie et utilisent l'eau comme fluide. L'eau doit être disponible à une hauteur ou une hauteur raisonnable, en quantités assez importantes pour que certains projets d'électricité économiquement réalisables puissent être développés. Comme on l'a vu au chapitre 1, la puissance disponible dans l'eau est proportionnelle au produit du débit et de la tête ($P = wQH$). Dans un site de projet, le débit disponible dépend des précipitations dans la région, de l'étendue du bassin versant et de la possibilité de stockage de l'eau (naturelle ou bâtie). La tête disponible est une caractéristique de la topographie du site du projet. Un schéma de principe d'un projet hydroélectrique typique est illustré à la Figure 5.1.

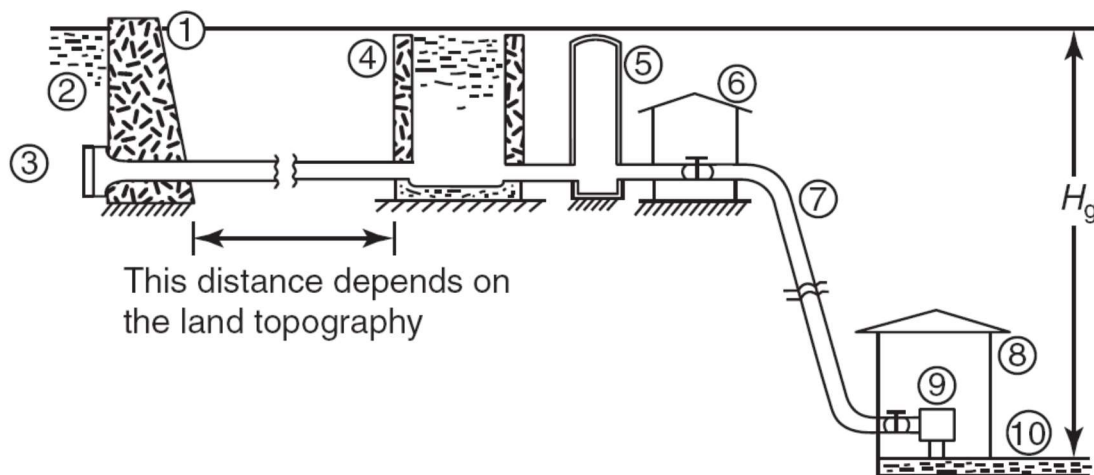


Figure 5.1 Plan schématique d'un projet hydroélectrique typique. (1) Barrage; (2) réservoir alimenté par les précipitations dans le bassin versant; (3) porte poubelle; (4) avant-baie (pour faire face aux fluctuations quotidiennes); (5) réservoir d'équilibre; (6) maison de soupape; (7) conduites forcées; (8) centrale électrique; (9) turbines; (10) canal de fuite.

Le type de turbine à utiliser pour le projet énergétique dépend de la tête disponible et du débit uniforme sur toute l'année qui est possible sur le site du projet. Ce chapitre vise à identifier les différents types de turbines, en fonction des caractéristiques des

turbines modernes, de leur adéquation pour un site de projet donné, des détails de construction et de la conception de chaque type de turbine.

5.2 Classification des turbines hydrauliques

Les turbines hydrauliques sont classées selon plusieurs critères. Certains détails de classification importants sont présentés dans le tableau 5.1.

Tableau 5.1: Classification des turbines hydrauliques

Critères	Les types	Exemples
Action dynamique de l'eau sur les pales du rotor	1. Turbines à impulsion	Turbine Pelton
	2. Turbines à réaction	Turbine Kaplan
Sens d'écoulement de l'eau à travers le coureur	1. Flux radial	Turbine Francis lente
	2. Flux mixte	Turbine Francis moyenne
	3. Débit axial	Turbine Kaplan
	4. Écoulement tangentiel	Turbine Pelton
Vitesse spécifique, N_s N: tr / min P: kW H: mètres d'eau	N_s : 05 - 35	Turbine Pelton à jet unique
	N_s : 30 - 70	Turbine Pelton à jets multiples
	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
Tête sur la turbine	Tête basse (5-75 m d'eau)	Turbine Kaplan
	Tête moyenne (50-250 m d'eau)	Turbine Francis
	Tête haute (150 m d'eau et plus)	Turbine Pelton

Outre les critères de classification, on peut voir qu'il existe essentiellement trois types de turbines: les turbines Pelton, Francis et Kaplan, du nom de leurs concepteurs.

1. La turbine Pelton est une turbine à impulsion, à écoulement tangentiel, pour les applications à haute pression.
2. La turbine Francis est une turbine à réaction, à flux radial ou mixte, pour des applications à tête moyenne.

3. La turbine Kaplan est une turbine à réaction, à écoulement axial, pour les applications à faible hauteur de refoulement.

5.2.1 Sélection des turbines hydrauliques

Les projets énergétiques, sur lesquels des turbines hydrauliques doivent être installées, sont généralement des projets d'envergure, impliquant des investissements très importants sur les ouvrages de tête et les machines. En raison de la grande variation des deux données de base, à savoir la tête 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, afin d'avoir le rendement le plus élevé possible de la turbine.

Il existe deux approches pour décider du type de turbine convenant à un site de projet donné, avec une hauteur et un débit spécifiés:

1. Un critère est la hauteur (mètres d'eau) disponible. La figure 5.2 montre une échelle qui indique la tête et la turbine appropriée correspondante.

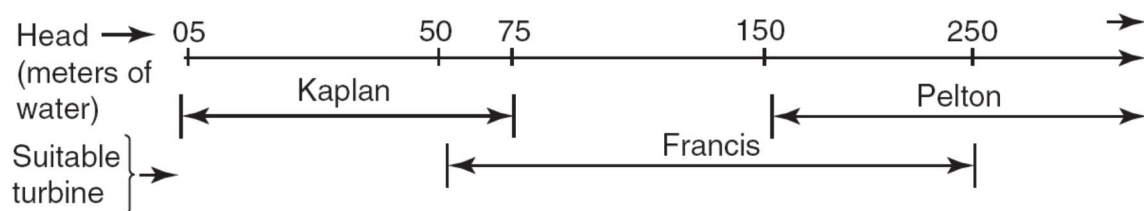


Figure 5.2 Sélection des turbines sur la base de la tête.

On peut observer qu'il existe certaines gammes de chevauchements, comme les tronçons de 50 à 75 (m) ou de 150 à 250 (m). Dans ces plages, la turbine peut être sélectionnée par le critère de la vitesse spécifique, mentionné dans le paragraphe suivant, pour inclure également l'effet des débits disponibles.

2. Un autre critère est la vitesse spécifique correspondant aux données du site. La tête, H (m d'eau) et le débit Q (m^3/s) sont pris comme données. On peut supposer une efficacité globale η de l'ordre de 0,85 ou 0,88. Alors, la puissance P est donnée par

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

Il faut maintenant sélectionner la vitesse de la turbine N tr / min qui doit être l'une des vitesses synchrones ($N = 3000 / p$, $p = 1, 2, 3, \dots$, pour avoir une fréquence de 50 Hz d'alimentation électrique) parce que les turbines entraînent les alternateurs. Avec cela, la vitesse spécifique peut être calculée par

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

La figure 5.3 indique une échelle de vitesses spécifiques et les turbines appropriées correspondantes.

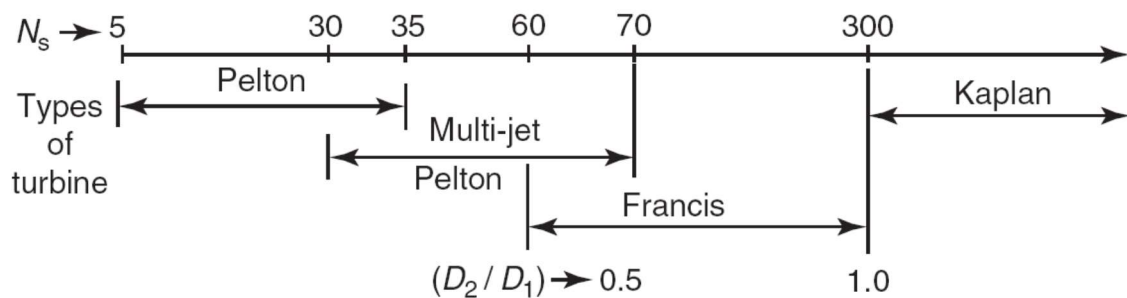


Figure 5.3 Sélection des turbines en fonction de la vitesse spécifique.

On peut noter ici que même à cette échelle, il y a des chevauchements. De plus, les limites de la vitesse spécifique pour sélectionner un type particulier de turbine ne sont cependant pas très nettes. 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 logiquement.

Si la vitesse spécifique calculée se situe à 400, alors on peut supposer deux turbines de taille égale avec le débit disponible réparti également entre les deux. La nouvelle vitesse spécifique pour chacune des turbines devient

$$N_s = \frac{N\sqrt{P/2}}{H^{5/4}}$$

Cette nouvelle vitesse spécifique est portée dans la plage 60–300 pour sélectionner une turbine Francis. Cette méthode de traversée de la gamme (de Kaplan à deux ou plusieurs unités de Francis, ou de Francis à Pelton à jets multiples) doit être évaluée avec des plans alternatifs et d'autres facteurs de coût possibles.

La sélection de tout type de turbine pour un site se fait par l'une des deux approches ci-dessus. Cependant, la sélection doit également se concentrer sur les autres étapes de la conception. A titre d'illustration, sur l'étirement de la turbine Francis sur la figure 5.4, 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. À mesure que la vitesse spécifique augmente, la turbine Francis tend à se rapprocher de la machine à flux axial.

Le nom de «turbine Francis» n'est donc pas une conception standard de tous les temps. Tout comme les rapports de diamètre, toutes les dimensions comparatives et absolues doivent être déterminées pour un projet donné. Les directives partent des valeurs de la vitesse spécifique.

Il faut mentionner ici que les Figs. 5.3 et 5.4 sont dérivés de la Fig. 5.2, où les différents types de turbines sont comparés pour leur adéquation à la situation dictée par la vitesse spécifique. L'objectif est de maximiser l'efficacité d'un ensemble de données donné pour un site de projet.

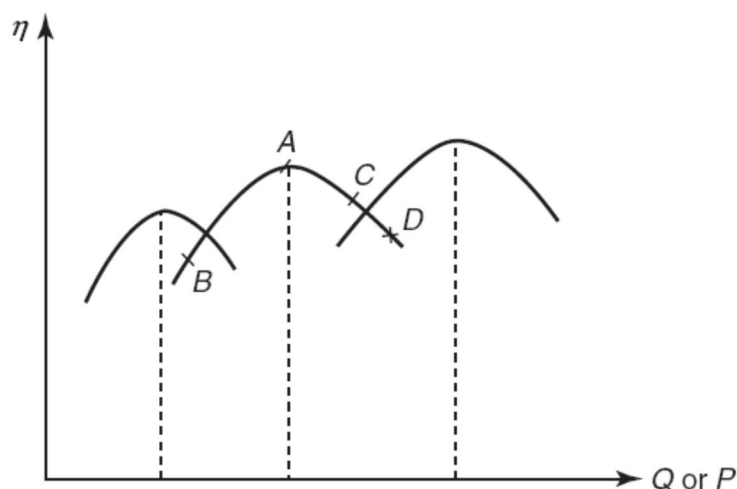


Figure 5.4 Caractérisation des turbomachines par les vitesses spécifiques.

5.3 Turbine Pelton

La turbine Pelton appartient à la gamme des faibles vitesses spécifiques (5 à 70) et à la gamme des hautes têtes (150 m d'eau et plus). Il s'agit d'une turbine à impulsion.

5.3.1 Détails de construction de la turbine Pelton

Une configuration de turbine Pelton est illustrée à la figure 5.5. Certains des termes utilisés sont l'arbre, le rotor, la buse, le jet, etc., qui sont représentés sur la figure. Les pales ou aubes du rotor dans le cas d'une turbine Pelton sont les «doubles coupelles Pelton» ou «godets», comme illustré à la Fig. 5.6. Ces doubles coupelles sont montées à la périphérie d'un disque circulaire et forment ensemble le rotor de la turbine Pelton.

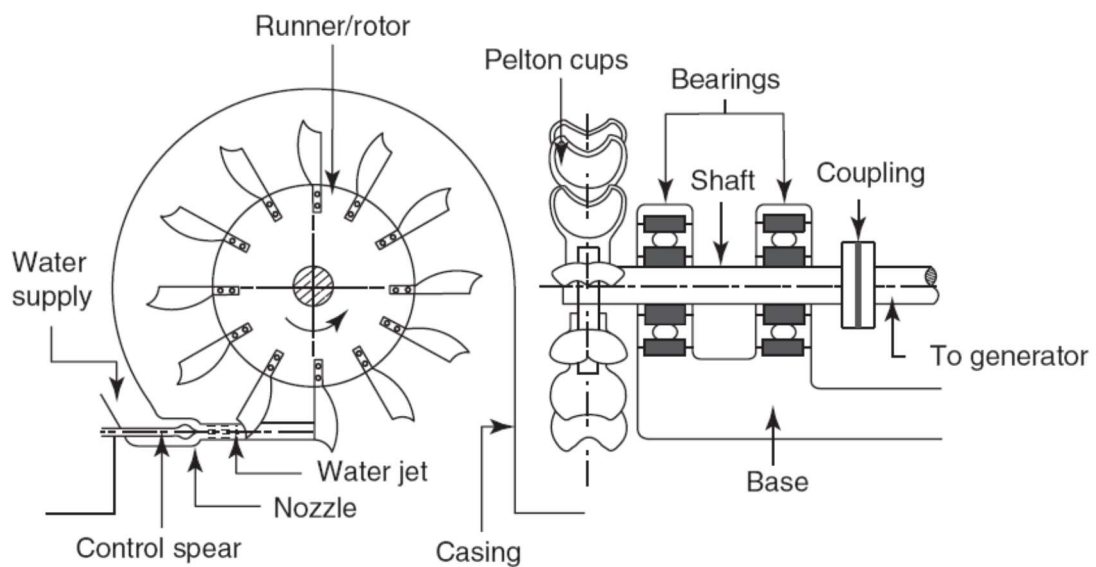


Figure 5.5 : Plan schématique d'une turbine Pelton.

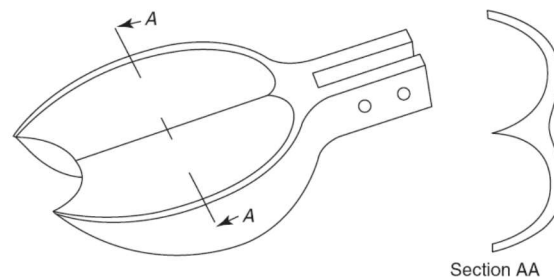


Figure 5.6 : Coupe double Pelton.

L'eau, fournie par les ouvrages de tête à la centrale par les conduites forcées (tuyaux en acier), est acheminée vers ces seaux sous la forme d'un jet à grande vitesse issu d'une buse (Fig. 5.7). L'énergie cinétique du jet d'eau est transférée à la série de godets (et au rotor) qui se succèdent dans la ligne du jet lorsque le rotor tourne. Le jet est divisé en deux moitiés égales par le séparateur de jet de la double tasse, chaque moitié frappant les tasses de chaque côté.

L'énergie potentielle de l'eau en tête est convertie en énergie cinétique du jet d'eau dans la buse, avec un rendement de buse η_n . Cette efficacité est de l'ordre de 0,98. Une lance concentrique à l'intérieur de la buse contrôle le débit d'eau sortant de la buse. Le mouvement de la lance est contrôlé par un servomoteur du régulateur qui est destiné à maintenir une vitesse uniforme de la turbine.

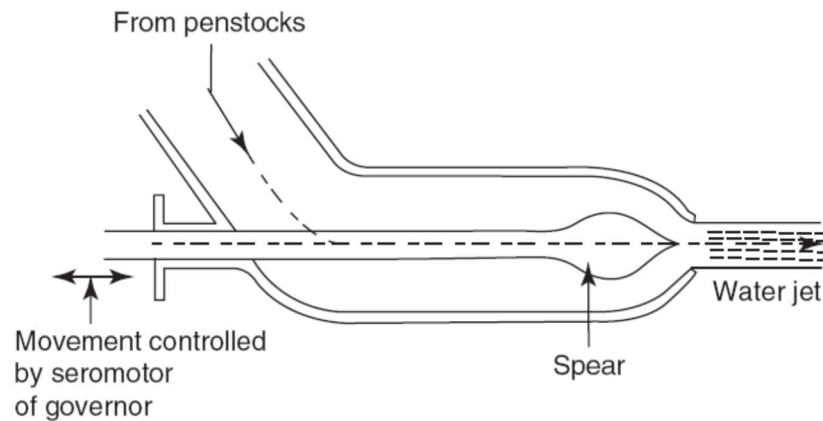


Figure 5.7 : Buse de la turbine Pelton.

Dans les turbines Pelton à jets multiples, l'eau est amenée autour du rotor dans les buses identiques également espacées autour de la périphérie du rotor. Les ensembles de lance sont également identiques dans toutes les buses. Leur mouvement est contrôlé par la même source, de sorte que tous les jets sont également contrôlés.

Chaque fois qu'une turbine Pelton doit être arrêtée, une vanne d'arrêt du réseau d'alimentation doit être fermée. Mais cela ne doit pas être fait soudainement, sinon des coups de bélier risquent de se produire dans les tuyaux. Un déflecteur peut être actionné de sorte que le jet puisse être dévié des coupelles Pelton, dans le sens opposé, afin qu'il puisse agir, en attendant, comme un jet de frein. Ce jet est dans la direction opposée au jet principal, avec de l'eau frappant l'arrière des tasses. Ces détails sont illustrés à la Fig. 5.8. Un jet de frein séparé peut également être disposé dans la direction opposée au jet principal.

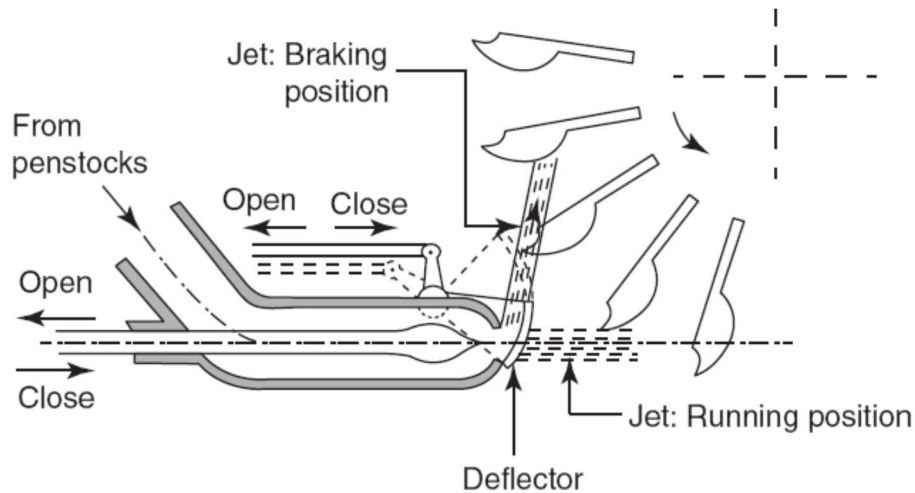


Figure 5.8 Ensemble déflecteur et jet de frein.

Les turbines Pelton peuvent être conçues avec des dispositions d'arbres horizontales ou verticales. Dans une configuration horizontale, la roue de turbine peut se trouver entre deux paliers lisses. La conception peut également être sous 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 paliers de butée, la roue de turbine étant au niveau inférieur.

5.3.2 Analyse de la turbine Pelton

La charge brute sur le site du projet, H_g , est la différence de niveaux d'eau entre le réservoir et le canal de fuite. La tête disponible à la centrale ou aux buses est H . La différence ($H_g - H$) est due à la topographie du terrain et aux pertes dans les conduites forcées, les vannes, la hauteur des buses au-dessus du canal de fuite, etc.

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

$$V_1 = c_v \sqrt{2gH} \text{ m/s} \quad (2.1)$$

où c_v est le coefficient de vitesse de la buse, avec une valeur de l'ordre de 0,96-0,98.

La vitesse des coupelles Pelton est

$$U = \frac{\pi DN}{60} \text{ m/s}$$

où D est le diamètre primitif (m) et N est 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. 5.9). Le jet interagit avec les coupelles Pelton sur une partie de la course, de la position A à la position B sur la figure 5.9. La position moyenne est indiquée dans la coupe transversale de la figure 5.10. La sortie est un peu divergente de sorte que l'eau quitte les seaux sans éclabousser sur le dos du prochain seau.

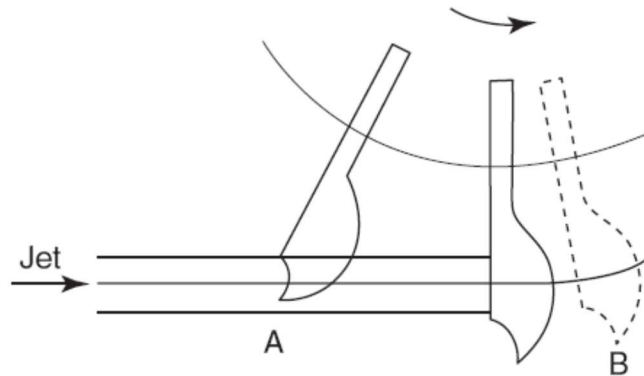


Figure 5.9 Godets Pelton percutant un jet.

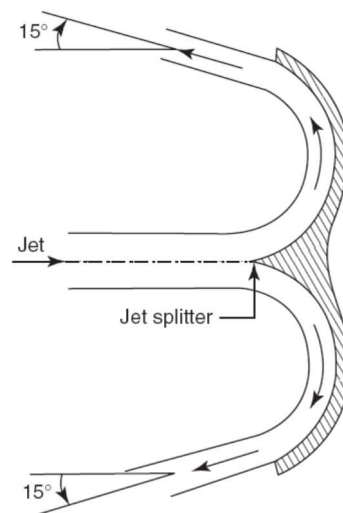


Figure 5.10 Le jet est divisé entre les deux tasses.

L'eau prend un tour d'environ 165° de $\beta_1 = 0^\circ$ à $\beta_2 = 165^\circ$. Les triangles de vitesse correspondant au godet supérieur de la figure 5.9 sont représentés sur la figure 5.10. On peut noter que le triangle de vitesse d'entrée est réduit en ligne droite, comme illustré. Lorsque le facteur de frottement de la lame est c_b , nous avons

$$V_{r2} = c_b \times V_{r1}$$

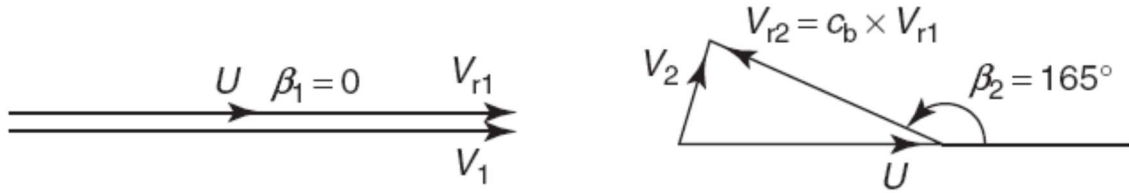


Figure 5.11 : Triangles de vitesse pour la coupelle Pelton à l'entrée et à la sortie.

En référence au triangle de vitesse d'entrée de la figure 5.11, nous avons

$$V_{r1} = V_1 - U \quad (2,2 \text{ a})$$

$$\text{Et} \quad V_{u1} = V_1 \quad (2,2 \text{ b})$$

De plus, en référence au triangle de vitesse de sortie, nous avons

$$V_{u2} = U - V_{r2} \cos \beta_2 \quad (2,3 \text{ a})$$

En utilisant Eq. (2.2a) et Eq. (2.2b) dans l'équation. (2.3a), nous obtenons

$$V_{u2} = U - c_b \times V_{r1} \cos \beta_2$$

$$V_{u2} = U - c_b (V_1 - U) \cos \beta_2 \quad (2,3 \text{ b})$$

Le travail spécifique W est donné par

$$\begin{aligned} W &= U(V_{u1} - V_{u2}) \\ &= U[V_1 - (U - c_b (V_1 - U) \cos \beta_2)] \\ &= U[V_1 - U + c_b (V_1 - U) \cos \beta_2] \\ &= U(V_1 - U) (1 + c_b \cos \beta_2) \end{aligned}$$

$$W = (U / V_1) (1 - U / V_1) (1 + c_b \cos \beta_2) V_1^2 \quad (2,4 \text{ a})$$

$$W = \phi (1 - \phi) (1 + c_b \cos \beta_2) V_1^2 \quad (2,4 \text{ b})$$

où $\phi = U / V_1$ est le rapport de vitesse. Pour une installation donnée, c_b , β_2 et V_1 sont des constantes. Le travail spécifique W est maximisé lorsque $dW / d\phi$ est considéré comme nul, ce qui donne $\phi = 0,5$. Par conséquent

$$W_{\max} = 0,25 (1 + c_b \cos \beta_2) V_1^2 \quad (2,5)$$

Le rendement hydraulique $\eta_h = W / (V_1^2/2)$ correspond à une valeur maximale de

$$\eta_{h\max} = W_{\max} / (V_1^2/2)$$

$$\eta_{h\max} = (1 + c_b \cos \beta_2) / 2 \quad (2,6)$$

5.3.3 Efficacité de la turbine Pelton

L'efficacité hydraulique est obtenue comme en Eq. (2.6) sous la forme $\eta_h = (1 + c_b \cos \beta_2) / 2$

Cette expression est valable pour l'équation de définition

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

où l'efficacité hydraulique est définie comme le rapport entre la puissance du rotor et la puissance disponible dans le flux d'eau d'entrée ($\eta_h = P_r / P$), y compris l'effet des pertes de sortie, le frottement du fluide sur la surface de la lame, etc.

On peut rappeler la définition de l'efficacité volumétrique η_v comme

$$\eta_v = \frac{(Q - \Delta Q)}{Q} \quad (2.7)$$

La réduction du débit volumique dans une turbine (ΔQ) a été précédemment attribuée à la fuite. Dans le cas de la turbine Pelton, cette perte peut également être attribuée au 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 pour exercer la force sur les seaux.

Le rendement mécanique (η_m) a également été défini comme

$$\begin{aligned}\eta_m &= \frac{\text{Shaft power } (P_s)}{\text{Rotor power } (P_r)} \\ &= \frac{P_r - \text{Mechanical losses}}{P_r}\end{aligned}\quad (2.8)$$

L'efficacité globale est alors donnée par

$$\eta_o = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m \quad (2.9)$$

Il existe un certain nombre de facteurs qui affectent les efficacités ci-dessus, individuellement et collectivement. La finition de surface des pales, le facteur de frottement cb, la teneur en sable de tailles infimes dans le jet d'eau, la vitesse, la régularité des roulements, le frottement du disque du rotor et l'amplitude de tous ces éléments par rapport au total puissance contribuent à la valeur finale de l'efficacité globale. Il est courant d'utiliser une valeur d'environ 0,85-0,88 pour l'efficacité globale.

5.3.4 Paramètres de conception de la turbine Pelton

Bien que le rapport de vitesse, $\phi = 0,5$ soit une valeur théorique, en pratique, ϕ est pris à environ 0,45 ou 0,46, de sorte que

$$U = (0,45 \text{ à } 0,46) V_1 \text{ (m / s)} \quad (2,10)$$

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

$$D = 60 U / \pi N \text{ (m)} \quad (2,11)$$

Maintenant, à partir de la vitesse spécifique, comme décidé par les données du site, le nombre de jets est déterminé. Le débit total disponible est divisé également entre les jets. Le débit par jet est

$$Q_j = Q / n, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

(2.12)

Maintenant,

Débit volumique dans un jet = Surface du jet x Vitesse du jet

$$Q_j = (\pi d^2/4) V_1$$

Et donc

$$d = \sqrt{\frac{4Q_j}{\pi V_1}} \quad (2.13)$$

Pour la roue Pelton, le diamètre du jet est un paramètre important pour décider des proportions géométriques des doubles coupelles Pelton. Ces proportions sont si fixes que presque tout le jet est utilement utilisé pour frapper les coupelles au niveau de la ligne de séparation médiane afin de générer le couple maximal possible. L'encoche à l'extrémité du seau aide à cet aspect. Si l'encoche n'était pas présente, les coupelles entreraient en contact avec le jet, à partir de la pointe, où une quantité importante de jet se disperserait sur et autour de la pointe avec beaucoup de pertes, comme le montre la figure 5.12.

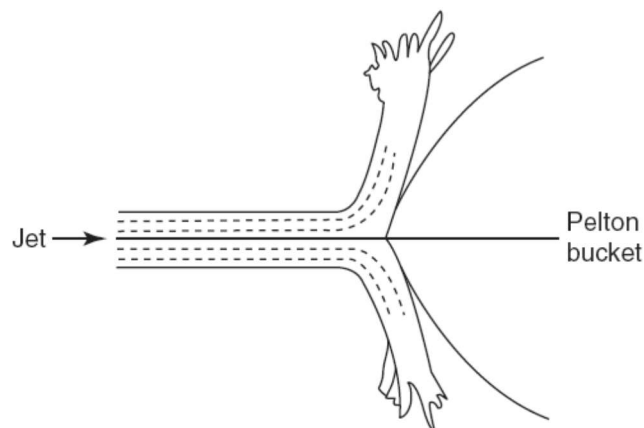


Figure 5.12 : Pertes dans le jet lorsque les godets n'ont pas d'encoches.

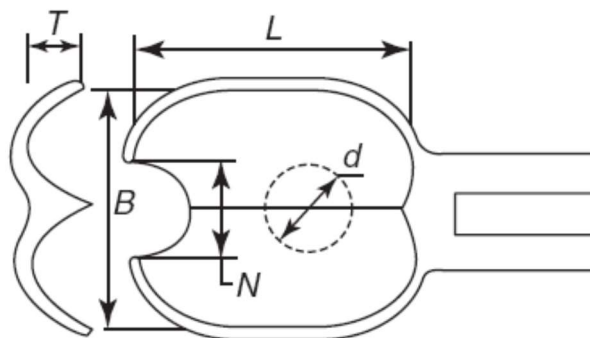


Figure 5.13 : Proportions de cupules Pelton.

Les caractéristiques géométriques de la double coupe Pelton sont illustrées à la Fig. 5.13. Ces caractéristiques sont la longueur (L), la largeur (B) et la profondeur (T) de la double tasse. Ces paramètres sont optimisés en termes de diamètre de jet d , et sont spécifiés par les équations suivantes:

$$L = 2,3d \text{ à } 2,8d \quad (2,14)$$

$$B = 2,8d \text{ à } 3,2d \quad (2,15)$$

$$T = 0,6d \text{ à } 0,9d \quad (2,16)$$

La largeur de l'encoche, N , sur la figure 5.12 est approximativement égale à 2-5 (mm) de plus que le diamètre du jet d . Le nombre de godets est également optimisé et est donné comme

$$Z = \frac{0.5 D}{d} + 15 \quad (2.17)$$

5.4 Turbine Francis

La turbine Francis est une turbine à réaction adaptée à une gamme moyenne de vitesses spécifiques (60–300) et à une gamme moyenne de têtes (50–250 m). La turbine Francis est conçue comme une machine à flux radial dans la plage de vitesses spécifiques de 60–120. Alors que la vitesse spécifique correspondant aux données du site du projet continue d'augmenter, la conception passe à une machine à flux mixte puis à une machine à flux presque axial.

5.4.1 Caractéristiques de construction de la turbine Francis

Une installation de la turbine Francis est illustrée à la Fig. 5.14. L'eau du tuyau de la conduite forcée pénètre dans un boîtier extérieur en spirale qui peut être fabriqué à partir de plaques d'acier ou coulé dans du béton avec un revêtement de plaques d'acier. Cette enveloppe est disposée autour d'un anneau d'aubes directrices, et sa surface de section diminue progressivement donnant une répartition uniforme de l'eau à une sortie continue, vers l'intérieur vers un certain nombre d'aubes directrices, autour du rotor.

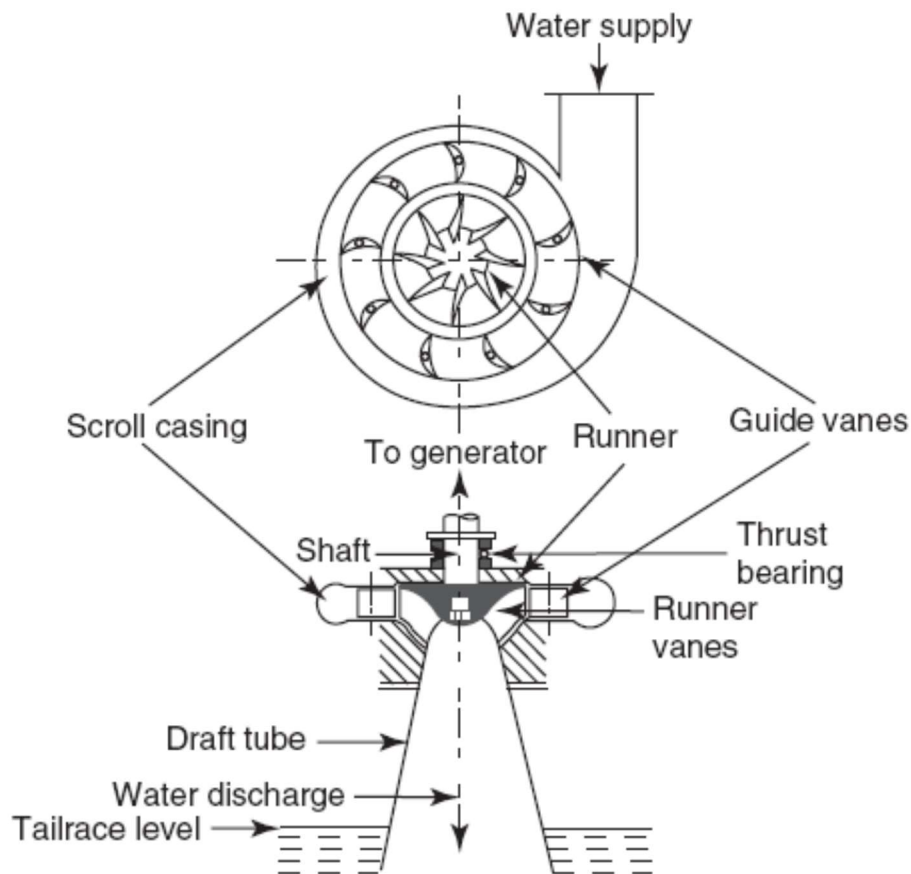


Figure 5.14: Schematic layout of a Francis turbine.

Les aubes directrices ont des formes de profil aérodynamique de sorte que les passages entre elles agissent comme des buses qui convertissent une partie de l'énergie de pression de l'eau en énergie cinétique. L'eau provenant du carter est dirigée vers les aubes du rotor. Chaque aube de guidage possède son propre axe autour duquel elle peut pivoter, de manière à faire varier la zone d'écoulement de l'eau. L'oscillation de toutes les aubes directrices (autour de leurs axes individuels) est contrôlée par un anneau régulateur actionné par un régulateur, de sorte que le débit d'eau peut être contrôlé. Les détails sont présentés sur la Fig. 5.15.

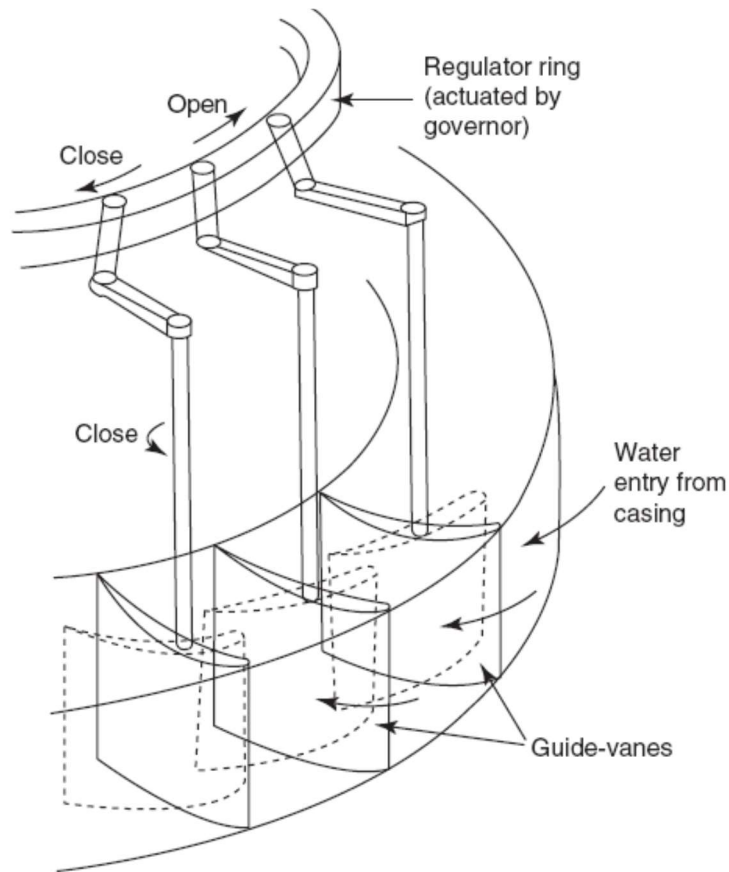


Figure 5.15 : Contrôle des aubes directrices.

Ce contrôle n'est que dans la mesure du maintien d'une vitesse constante sur la fluctuation des charges sur la turbine. L'eau des aubes directrices pénètre dans le rotor, à la fois avec l'énergie cinétique et l'énergie de pression. Les aubes du rotor absorbent ces énergies et l'eau est évacuée vers un composant appelé tube de tirage (Fig. 5.14).

En tant qu'installation de turbine à réaction, le carter, l'anneau de l'aube de guidage et le rotor de la turbine Francis fonctionnent à fond sans que l'eau n'entre en contact avec l'atmosphère. A la sortie du rotor, c'est-à-dire dans le tube de tirage également, l'eau n'est pas ouverte à l'atmosphère.

Le tube de tirage est un tube légèrement divergent, reliant la sortie du patin au niveau du canal de fuite. Le tube de tirage est également plein. La colonne d'eau dans le tube de tirage est sous la pression sous-atmosphérique et sauve efficacement la tête qui autrement aurait été perdue, lorsque la turbine est installée à un niveau plus élevé que

le canal de fuite. Du fait de la partie divergente, une partie de l'énergie cinétique de sortie est également récupérée.

Les installations de turbine Francis peuvent être conçues avec des arbres horizontaux ou verticaux. Avec les arbres horizontaux, les tubes de tirage doivent être pourvus d'un coude qui réduit l'efficacité du tube de tirage pour récupérer la tête perdue. Les installations à arbres verticaux ont le rotor de turbine au niveau le plus bas de sorte que la décharge axiale de la glissière devient verticalement vers le bas. Cela devient une très bonne caractéristique du tube à tirage vertical, avec de meilleures efficacités.

Les turbines Francis aux capacités énormes sont généralement conçues avec des arbres verticaux. Certains barrages sont construits principalement à des fins d'irrigation. Le niveau d'eau dans les barrages peut atteindre des niveaux tels qu'il est possible d'utiliser cette tête tout en laissant l'eau s'écouler vers les canaux à travers les turbines des centrales électriques situées au bas des barrages. Généralement, les turbines Francis deviennent les choix les plus appropriés pour de telles «centrales à barrage».

5.4.2 Analyse de la turbine Francis

Les triangles de vitesse ont été examinés en détail au chapitre 3, étant entendu que les plans des triangles étaient soit perpendiculaires à l'axe (pour les machines à flux radial), soit parallèles à l'axe (pour les machines à flux axial). Dans le prolongement de la même discussion, pour le schéma d'écoulement mixte de la turbine Francis, le plan du triangle de vitesse d'entrée est perpendiculaire à l'axe (écoulement radial vers l'intérieur), mais le triangle de vitesse de sortie est sur un plan qui change d'orientation (de perpendiculaire à) parallèle à l'axe (débit de refoulement axial). Cela correspond bien à l'expression du travail spécifique (W) car les composantes des vitesses responsables du transfert d'énergie sont les composantes tourbillonnaires, V_{u1} et V_{u2} , que ce soit dans un schéma d'écoulement radial ou un schéma d'écoulement axial. Dans cet esprit, un ensemble typique de triangles de vitesse est illustré à la Fig. 5.16. L'orientation des pales du rotor est également indiquée sur la figure 5.16.

La plage de vitesses spécifiques correspondant à la conception de la turbine Francis est indiquée comme 60–300, et il s'agit d'une large plage. Les détails indiqués sur la Fig. 5.16 s'appliquent à l'étirement inférieur des vitesses spécifiques 60–120 dans

cette large plage. À mesure que la vitesse spécifique augmente, la forme des lames du patin change également. Les phases changeantes des pales et les triangles de vitesse applicables sont illustrés à la Fig. 5.17, pour couvrir toute la gamme des vitesses spécifiques. La figure 2.16 peut être considérée comme la continuation de la figure 5.16.

Les triangles de vitesse à la sortie des pales dans tous les cas de la figure 5.17 ont $\alpha_2 = 90^\circ$, à savoir une décharge axiale, comme sur la figure 5.15. Dans tous les cas, $V_{u2} = 0$. Il en résulte que le travail spécifique W est égal à $U_1 V_{u1}$. L'entrée du rotor se fait à la fois sous des formes cinétiques et potentielles d'énergies, totalisant jusqu'à un total de gH .

Par conséquent, l'efficacité hydraulique est donnée par

$$\eta_h = \frac{U_1 V_{u1}}{g H} \quad (2.18)$$

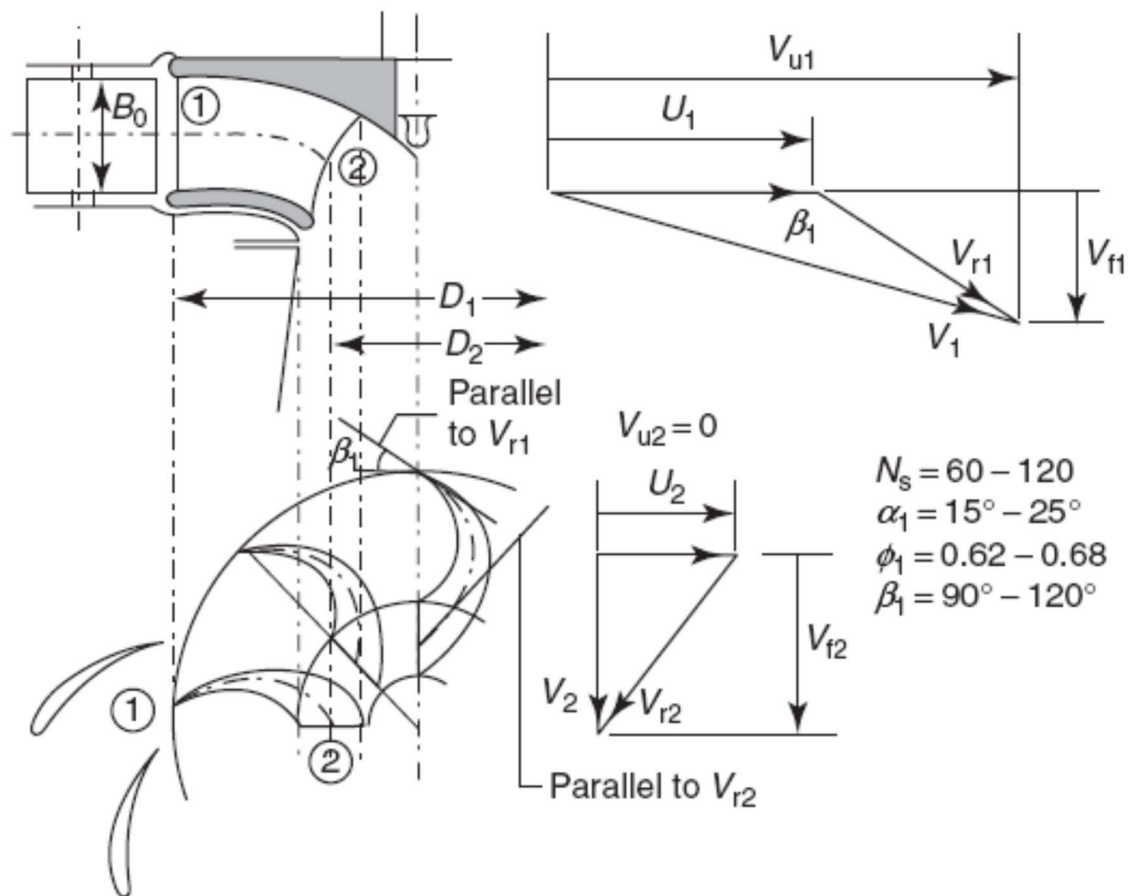


Figure 5.16 Coureur Francis avec triangles de vitesse

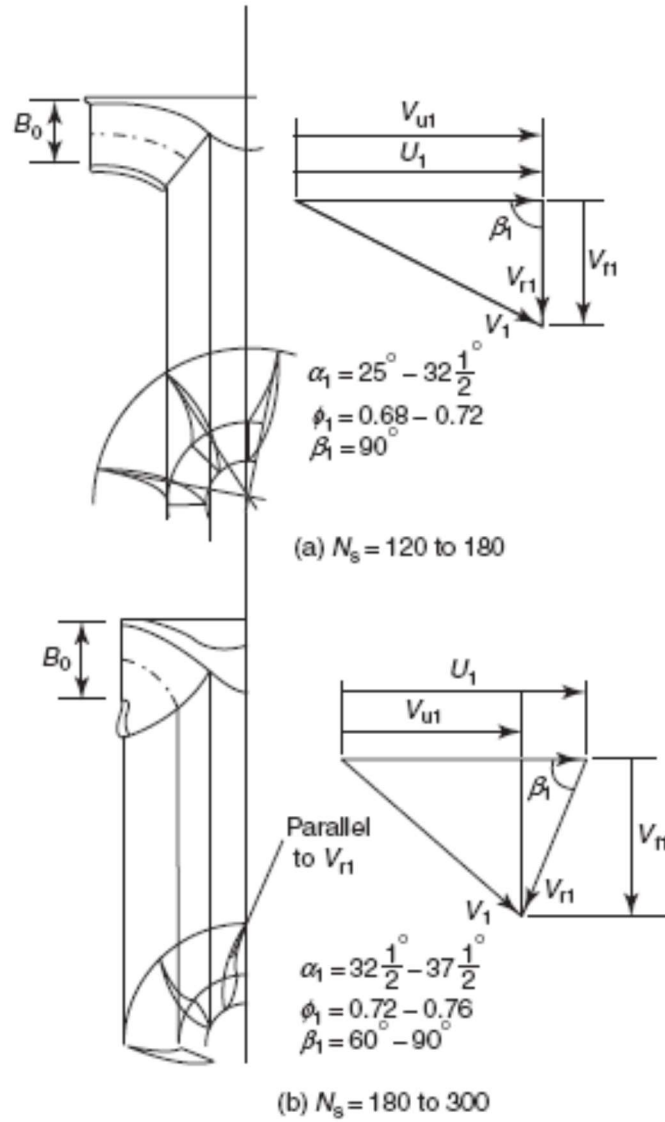


Figure 5.17 : Coureur Francis avec triangles de vitesse. Triangle de coureur et de vitesse pour une vitesse spécifique (a) $N_s = 120\text{-}180$ et (b) $N_s = 180\text{-}300$.

5.4.3 Efficacité de la turbine Francis

Le rendement hydraulique de la turbine Francis est obtenu sous la forme

$$\eta_h = \frac{U_1 V_{u1}}{g H}$$

qui est identique à l'équation. (2.18). Les expressions d'efficacité volumétrique [Eq. (2.7)], efficacité mécanique [Eq. (2.8)] et l'efficacité globale [Eq. (2.9)], qui ont été détaillées pour la turbine Pelton dans la section 2.3.2, sont également très valables pour la turbine Francis, car ces expressions sont indépendantes des caractéristiques

géométriques (a) et du mécanisme de transfert d'énergie (b) ces turbines. De plus, les raisons des diverses pertes dans les turbines sont en grande partie de même nature. La perte due à la fuite dans les dégagements de la turbine Francis est une différence qui existe entre les turbines Pelton et Francis. Les valeurs numériques des rendements correspondent également approximativement entre les machines.

5.4.4 Paramètres de conception de la turbine Francis

Les paramètres de conception de la turbine Francis sont discutés dans les sous-sections suivantes.

5.4.4.1 Boîtier ou volute en spirale

Le carter est le conduit extérieur de l'ensemble de turbine Francis. Le tuyau de la conduite forcée est connecté à l'entrée de ce boîtier (via une vanne d'arrêt). La section à l'entrée est circulaire avec un diamètre égal à celui de la conduite forcée. La section transversale de l'enveloppe doit diminuer progressivement. Dans le même temps, la hauteur de l'entrée vers les aubes directrices, depuis le côté intérieur du boîtier, doit rester invariante. Par conséquent, la section transversale prend une forme ovale, réduisant progressivement la zone à presque zéro, lorsqu'elle atteint 360 °.

A l'entrée, l'aire $A = (\pi d^2) / 4$. Sous n'importe quel angle θ (voir Fig. 5.18), nous avons

$$A_0 = \frac{\pi d^2}{4} \times \frac{(360 - \theta)}{360^\circ}$$

où θ est mesuré sur l'axe central, à partir de la ligne de début de la diminution de l'aire. L'objectif global est de réduire les tourbillons et d'assurer une distribution lisse et uniforme de l'eau tout autour du rotor.

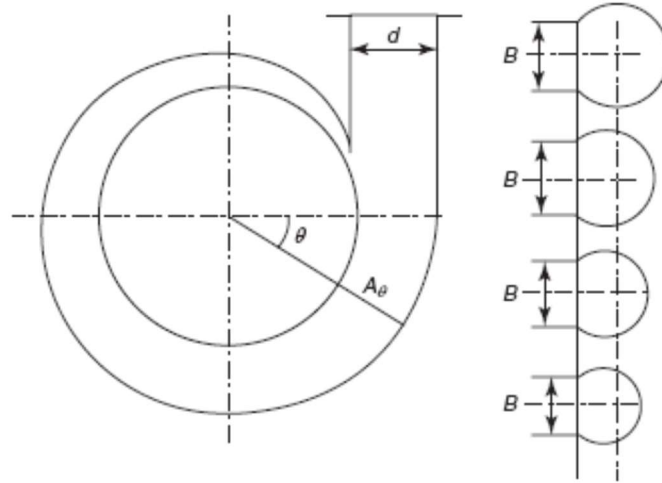


Figure 5.18 Boîtier en spirale avec surface décroissante ($B = B_0 + 5 \text{ mm}$).

5.4.4.2 les aubes directrices

Comme expliqué précédemment, les aubes directrices pivotent autour de leurs propres axes individuels. Dans leur position «pleine ouverture», laissez leurs extrémités de queue être sur un diamètre D_0 . Aux fins de la procédure de conception, les deux hypothèses suivantes sont émises:

1. Les aubes directrices tournent également autour de l'axe de l'arbre, comme le fait le patin, à la vitesse du patin, N (tr/min).
2. Il y a une vitesse de référence, $\sqrt{2 g H}$, de l'eau si toute l'énergie de la tête devait être convertie en énergie cinétique sans perte.

(Les deux ci-dessus ne sont que des hypothèses; ni les aubes directrices ne tournent autour du patin ni l'énergie potentielle de l'eau n'est totalement convertie en vitesse dans la turbine Francis.) Avec ces hypothèses, la vitesse tangentielle hypothétique de la pointe de l'aube de guidage est

$$U_0 = \frac{\pi D_0 N}{60}$$

Aussi
$$U_0 = \phi_0 \sqrt{2 g H} \quad (2.19)$$

Donc
$$D_0 = \frac{60 \phi_0 \sqrt{2 g H}}{\pi N} \quad (2.20)$$

Ici ϕ_0 est un «rapport de vitesse» hypothétique ou un coefficient simple, variant entre 0,7 à $N_s = 60$ et 1,31 à $N_s = 300$. La longueur des aubes directrices, L_0 , est prise comme

$$L_0 = 0.3 D_0 \quad (2.21)$$

La hauteur des aubes directrices, B_0 , est calculée à partir de l'équation du débit:

Débit volumique (m^3/s) = Surface d'écoulement autour du rotor (m^2) x Vitesse d'écoulement (m/s)

$$\Rightarrow Q = \pi D_0 B_0 V_{f0} = \pi D_0 B_0 \psi_0 \sqrt{2 g H}$$

Donc
$$B_0 = \frac{Q}{\pi D_0 \psi_0 \sqrt{2 g H}} \quad (2.22)$$

où ψ_0 est le coefficient de débit, variant de 0,15 à $N_s = 60$ à 0,35 à $N_s = 300$.

Le nombre d'aubes directrices est décidé en règle générale. Trop peu de chiffres ne servent pas l'objectif d'une distribution uniforme de l'eau. Trop de chiffres peuvent entraîner des pertes, avec des coûts supplémentaires. En fonction du diamètre D_0 , tel que déterminé ci-dessus, le nombre d'aubes directrices varie de 8 à 24 (8, 10, 12, 14, 16, 20, 24) car D_0 varie de 20 cm à 2 m. (Les nombres choisis sont même pour faciliter l'expédition des composants en segments.)

5.4.4.3 Rotor

Le diamètre du rotor à l'entrée (à savoir le diamètre extérieur) et la vitesse tangentielle des pales à l'entrée sont liés, comme d'habitude, par la relation

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60}$$

La vitesse U_1 est prise comme
$$U_1 = \phi_1 \sqrt{2 g H} \quad (2.23)$$

où ϕ_1 est le rapport de vitesse par rapport à la vitesse de référence $\sqrt{2 g H}$. Ce rapport de vitesse a des valeurs allant de 0,62 à 0,82 sur la plage de vitesses spécifiques 60–300. En égalisant les deux expressions pour U_1 , nous obtenons

$$D_1 = \frac{60 \phi_1 \sqrt{2 g H}}{\pi N} \quad (2.24)$$

Le diamètre de sortie D_2 du patin (diamètre intérieur) est calculé à partir du rapport D_2 / D_1 , variant de 0,5 à 1, avec la plage de vitesse spécifique de 60-300. La hauteur B_1 des pales à l'entrée est prise égale à la hauteur des aubes directrices B_0 . Le nombre de pales sur le patin est généralement à ± 1 de celui des aubes directrices. Les angles de lame du patin sont également choisis sur une plage de valeurs, en fonction de la vitesse spécifique. Ces valeurs sont indiquées sur les Fig. 2.15 et 2.16. On peut noter que les valeurs de α_1 et β_1 indiquées sur les Fig. 2.15 et 2.16 sont les valeurs à pleine charge sur la turbine.

5.5 Turbine Kaplan et turbine à hélice

La turbine Kaplan ou turbine à hélice est une basse chute (jusqu'à 75 m), un grand débit, une vitesse spécifique élevée (300–1000), un flux axial, une turbine à réaction. Une vue schématique de la turbine Kaplan est présentée à la Fig. 5.19.

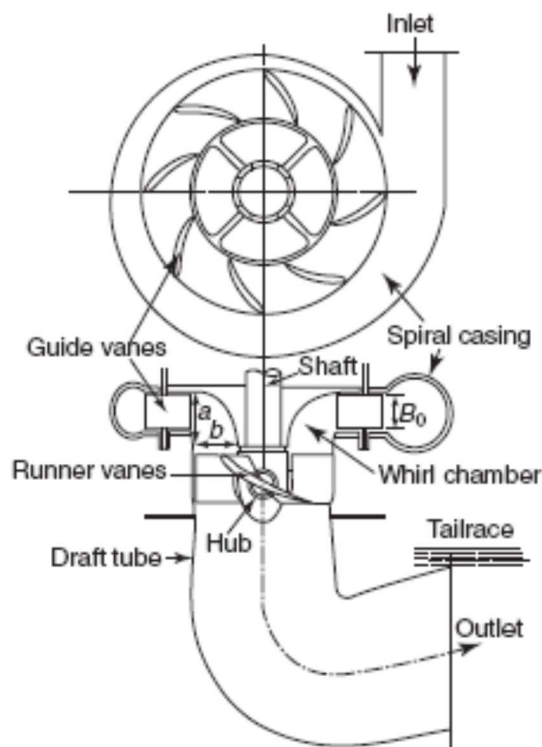


Figure 5.19 : Turbine Kaplan avec une chambre de tourbillon ellipsoïdale.

5.5.1 Caractéristiques de construction des turbines Kaplan et à hélice

Une vue schématique de la turbine Kaplan est présentée à la Fig. 5.29. L'eau pénètre dans un carter en spirale et passe à l'anneau d'aubes directrices, tout comme dans la turbine Francis. Les aubes directrices ont leurs axes individuels, autour desquels elles peuvent pivoter, pour contrôler la quantité de débit d'eau. Lorsque l'eau passe à travers les aubes directrices, son énergie de tête est partiellement convertie en énergie cinétique et elle acquiert une composante de tourbillon de sa vitesse.

L'eau pénètre ensuite dans une chambre de tourbillon ellipsoïdale, où elle entre dans un modèle d'écoulement vortex en spirale avant de rencontrer le bord d'attaque des pales du coureur. Au fur et à mesure que l'eau s'écoule à travers les passages entre les aubes de guidage, les aubes de guidage absorbent l'énergie de l'eau. L'eau est ensuite évacuée selon un schéma d'écoulement axial dans un tube de tirage, puis dans le canal de fuite. En tant que turbine à réaction, la turbine Kaplan traverse entièrement le carter, les aubes directrices, la roue et le tube de tirage. Une caractéristique très importante de la turbine Kaplan est que, contrairement à la turbine Francis, ses pales de roue peuvent être pivotées autour de leurs propres axes afin de modifier leurs angles de pale, par un mécanisme actionné par un régulateur, pour répondre à la demande de la charge même lorsque la turbine tourne.

La turbine à hélice est presque identique à la turbine Kaplan dans ses caractéristiques telles que la tête, la vitesse spécifique, la conception, la construction, etc. La seule différence est que les pales de la roue sont solidaires du moyeu. Il n'est pas possible de faire pivoter les lames du coureur. Par conséquent, les turbines à hélice conviennent aux applications à charge constante (charge de base), avec un rendement maximal uniquement à la charge de conception, tandis que les turbines Kaplan peuvent avoir le rendement maximal sur une large plage de performances à charge partielle.

Il existe certaines installations de turbines Kaplan ou à hélice où la chute disponible peut être aussi faible que 6 m à 9 m ou 10 m, mais avec des débits importants. Ce sont les centrales électriques « au fil de l'eau » où le réservoir de stockage est de capacité minimale, mais où l'eau coule en grande quantité 24 heures sur 24. Dans de telles installations, il n'y a pas besoin de conduite forcée ou de tubage en spirale. L'eau

pénètre dans l'anneau des aubes directrices de partout comme si elle provenait directement du réservoir. Après avoir passé les pales du coureur, l'eau est transportée vers le canal de fuite par un tube de tirage coudé.

L'installation de la turbine se trouve au fond du barrage qui retient l'eau. La hauteur du barrage ne doit pas dépasser 10 à 12 m environ. Le plancher du générateur peut également être au-dessus de ce niveau. Le schéma de principe de ce type d'installation est présenté à la Fig. 5.20.

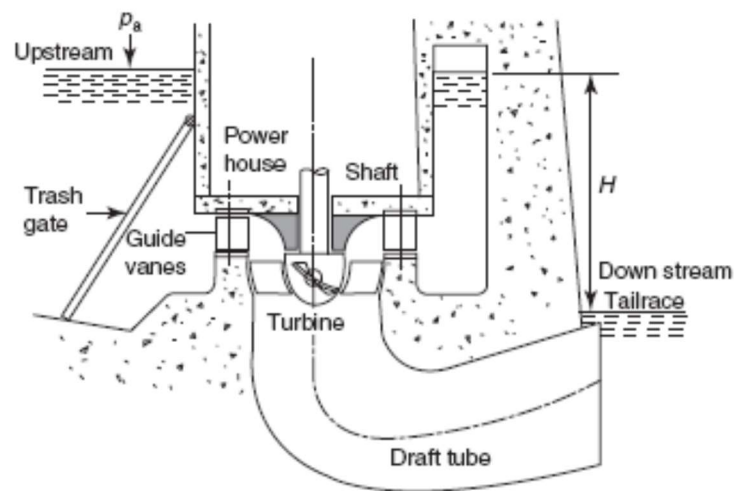


Figure 5.20 : Turbine Kaplan sans enveloppe spiralée.

5.5.2 Analyse des turbines Kaplan et Hélice

En raison des débits volumiques importants des turbines Kaplan ou à hélice, la zone d'écoulement à travers les aubes de roue doit être assez grande. Par conséquent, le diamètre de la glissière (D_1) est généralement assez grand. La longueur de la pale est $(D_1 - d)/2$, où d est le diamètre du moyeu. La vitesse périphérique de la pale en pointe (U_{1t}) et celle au moyeu (U_{1h}) ne sont pas les mêmes. Ceci est également vrai à l'extrémité de sortie de la lame. En conséquence, la pale doit avoir une "torsion" du moyeu à la pointe, et il est nécessaire d'avoir deux ensembles de triangles de vitesse : un ensemble (entrée et sortie) à la pointe et un autre ensemble (entrée et sortie) au moyeu. Les deux ensembles sont illustrés à la Fig. 5.21 avec la lame Kaplan.

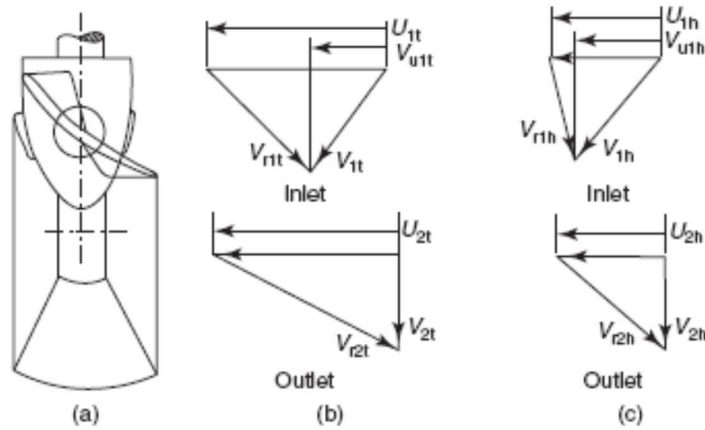


Figure 5.21 Triangles de vitesse de la turbine Kaplan : (a) aube Kaplan, (b) bord de pointe et (c) bord de moyeu.

À la sortie ou à l'extrémité de décharge, la vitesse absolue de l'eau est axiale, sans aucune composante de tourbillon, à la fois à la pointe et au moyeu. Les travaux spécifiques calculés à la pointe et au moyeu sont donnés par

$$W_{\text{tip}} = U_{1t} V_{u1t} \quad \text{et} \quad W_{\text{hub}} = U_{1h} V_{u1h}$$

Cependant, l'écoulement à l'entrée de la pale est comme un vortex libre ($VuR = \text{constant}$). Par conséquent, on peut facilement voir que les travaux spécifiques à la pointe et au moyeu sont les mêmes et donc l'expression du travail spécifique global peut être écrite comme

$$W = (U_1 V_{u1})_{\text{tip}}$$

Le rendement hydraulique est donné par

$$\eta_h = \frac{W}{gH} \Rightarrow \eta_h = \frac{(U_1 V_{u1})_{\text{tip}}}{gH}$$

5.5.3 Efficacités du Kaplan ou de la turbine à hélice

Les commentaires écrits en relation avec l'efficacité de la turbine Francis peuvent être lus comme faisant référence à la turbine Kaplan ou à la turbine à hélice.

5.5.4 Paramètres de conception des turbines Kaplan et à hélice

La turbine Kaplan ou à hélice est conçue approximativement selon la même procédure que la turbine Francis. Les valeurs numériques des rapports de débit, des rapports de vitesse, etc. sont cependant différentes et ces rapports sont basés sur des vitesses spécifiques allant de 300 à 1000. Les turbines Kaplan ou à hélice étant des turbines à flux purement axial, le diamètre de sortie D_2 est égal au diamètre d'entrée D_1 .

Un nouveau paramètre pour Kaplan ou turbine à hélice est le diamètre d du moyeu. Ceci est calculé à partir d'encore un autre rapport spécifié d/D_1 qui dépend à nouveau de la vitesse spécifique. Tous les paramètres sont décidés par une expérimentation et des expériences étendues, comme indiqué en référence à la Fig. 5.14. Les valeurs indiquées sont présentées dans le tableau 6.4.

Table 6.4 | Design parameters of Kaplan or propeller turbines

Head (m)	75	50	40	20	5
Specific speed	300	400	600	800	1000
ϕ_0	1.3	1.5	1.8	2.1	2.5
ϕ_1	1.2	1.4	1.7	2.0	2.4
ψ_0	0.12	0.16	0.24	0.32	0.39
ψ_1	0.35	0.4	0.51	0.62	0.75
d/D_1	0.7	0.55	0.5	0.4	0.3
No. of blades on the runner	10	6	5	4	3

Comme dans les calculs de la turbine Francis, les paramètres de conception peuvent être utilisés dans les équations suivantes pour concevoir les turbines Kaplan ou à hélice :

1. Enveloppe spiralée : Le diamètre d'entrée D peut être calculé pour le débit disponible Q avec une vitesse maximale V d'environ 8–10 m/s comme

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Avec ce diamètre, la surface d'entrée du carter spiral est de $(\pi D^2)/4$. Cette zone peut être uniformément réduite, sur 360°, autour de l'anneau d'aubes directrices, selon l'équation suivante (voir Fig. 5.17) :

$$A_{\theta} = \frac{\left[\frac{(\pi D^2)}{4} \right] (360 - \theta)}{360}$$

2. Le diamètre intérieur D_0 de la couronne d'aubes directrices est donné par

$$D_0 = \frac{60\phi_0\sqrt{2gH}}{\pi N}$$

3. La longueur des aubes directrices est

$$L_0 = 0.3 D_0$$

4. La hauteur des aubes directrices est

$$B_0 = \frac{Q}{\pi D_0 \psi_0 \sqrt{2gH}}$$

5. Le diamètre de la pointe du coureur est

$$D_1 = \frac{60\phi_0\sqrt{2gH}}{\pi N}$$

6. Le diamètre du moyeu de coureur est

$$d_1 = D_1 \times \frac{d}{D_1}$$

7. La vitesse d'écoulement est

$$V_f = V_{f1} = V_{f2}, V_f = \psi_1 \sqrt{2gH}$$

8. A partir de $\eta_h = U_1 V_{u1} / gH$, nous avons

$$V_{u1} = \frac{gH\eta_h}{U_1} \quad \text{où } U_1 = \pi D_1 N / 60.$$

9. À partir du triangle de vitesse d'entrée à la pointe, l'angle de l'aube directrice est

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_f}{V_{u1}} \right)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_f}{U - V_{u1}} \right)$$

10. L'angle de la lame à la pointe est

11. À tout rayon R, la composante de tourbillon $(V_{u1})_R$ peut être calculée par

$$(V_{u1})_R = \frac{V_{u1} R_1}{R} \quad \text{où } R_1 = D_1/2.$$

12. En conséquence, l'angle d'entrée de la pale à tout rayon R est donné par

$$(\beta_1)_R = \tan^{-1} \left[\frac{V_f}{U - (V_{u1})_R} \right]$$

13. L'angle de sortie de la lame à la pointe est

$$(\beta_2)_t = \tan^{-1} \left[\frac{V_f}{U_{2t}} \right]$$

14. L'angle de sortie de la lame au niveau du moyeu est

$$(\beta_2)_h = \tan^{-1} \left[\frac{V_f}{U_{2h}} \right]$$

15. L'angle de sortie de la lame à tout rayon R est

$$(\beta_2)_R = \tan^{-1} \left[\frac{V_f}{U_{2R}} \right]$$

16. Le demi-grand axe a de la chambre de tourbillon ellipsoïdale (voir Fig. 5.29) est

$$a = 0.16D_1 \text{ to } 0.2D_1$$

17. Le demi-petit axe b de la chambre de tourbillon ellipsoïdale (voir Fig. 5.29) est

$$b = 0.13D_1$$

Série de TD5: Turbine Pelton

Exercice 1 :

Concevoir une turbine Pelton pour un site de projet où la hauteur disponible est de 510 (m) et le débit uniforme est de $0,03 \text{ (m}^3/\text{s)}$. 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).

Exercice 2:

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 $2 \text{ (m}^3/\text{s)}$. 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, avec un angle de sortie $\beta_2 = 20^\circ$. On estime que $0,015 \text{ (m}^3/\text{s)}$ d'eau est inefficace dans le système. Les pertes par vent et paliers sont de 60 (kW). Prenez une approximation initiale de l'efficacité globale à 91%. Calculez ensuite l'efficacité hydraulique réelle, l'efficacité volumétrique, l'efficacité mécanique et l'efficacité globale.

Exercice 3:

La hauteur brute disponible sur un site de projet est de 350 (m) d'eau. La conduite forcée est estimée à 600 (m) de long. Le facteur de friction du tuyau est $f = 0,007$. Les pertes totales de tuyaux doivent être limitées à 4% de la hauteur brute. La puissance attendue du projet est de 2600 (kW). La vitesse de la turbine est de 600 (tr/min). Calculer (a) le débit requis $Q \text{ (m}^3/\text{s)}$, (b) le diamètre de la conduite D_p , (c) le diamètre du jet d , et (d) le diamètre moyen du rotor D . Le rapport de vitesse est de 0,46, la buse le coefficient de vitesse est de 0,985 et l'efficacité globale est de 0,92.

Série de TD6: Turbine Francis

Exercice 1 :

Une turbine Francis doit être conçue pour un débit de $2 \text{ (m}^3/\text{s)}$ disponible sur un site de projet à une hauteur nette de 10 (m d'eau) . L'efficacité globale attendue est de 80% . Le coefficient de vitesse (ou rapport de vitesse) et le coefficient de débit peuvent être supposés respectivement de $0,8$ et $0,6$. Les pertes hydrauliques dans la turbine représentent 15% de l'énergie disponible. Concevoir le rotor de turbine, avec les dimensions et les angles saillants, pour fonctionner à 300 (tr/min) . L'eau quitte le rotor sans aucun composant tourbillonnant.

Exercice 2 :

Une turbine Francis est alimentée en eau à un débit de $1,7 \text{ (m}^3/\text{s)}$ sous une charge nette de 60 (m) et fonctionne à 500 (tr/min) . L'angle des pales du rotor à l'entrée est de 90° . Le rapport D_2/D_1 est de $0,5$. La vitesse d'écoulement à travers le rotor est constante et égale à 8 (m/s) . L'eau quitte le rotor à 90° . L'épaisseur des pales représente 5% de perte de surface d'écoulement. Supposons que les pertes hydrauliques sont négligeables. Déterminez les éléments suivants:

- (a) Diamètres d'entrée et de sortie du rotor, D_1 et D_2 .
- (b) Puissance.
- (c) Vitesse spécifique.
- (d) Largeurs du rotor à l'entrée et à la sortie, B_1 et B_2 .
- (e) Angle des aubes directrices, α_1 .
- (f) Angle de pale de rotor à la sortie, β_2 .

Série de TD7: Turbine Kaplan

Exercice 1 :

Le rapport de vitesse et le rapport d'écoulement d'une turbine Kaplan sont respectivement de 2,0 et 0,65. Le rapport diamètre de moyeu / diamètre de pointe est de 0,3. L'efficacité hydraulique et l'efficacité globale sont estimées respectivement à 92% et 85%. La tête agissant sur la turbine est de 4 (m). Un seul rotor développe jusqu'à 8000 (kW) de puissance. Déterminez (a) le débit, (b) les diamètres de pointe et de moyeu du patin, (c) la vitesse, (d) la vitesse spécifique, (e) et les angles de lame du patin. Supposons que la décharge est axiale et que les composants du débit restent constants à travers le rotor.

Exercice 2 :

Un site de projet a une capacité de fournir 150 (m³/s) de débit d'eau à une hauteur de 18 (m). L'efficacité globale peut être de 0,87 pour le développement. Sélectionnez le type de turbine et calculez les dimensions et les angles saillants du patin. La vitesse peut être supposée égale à 375 (tr/min).

Série de TD 8 : Série supplémentaire

Exercice 3 :

Un site de projet a une possibilité d'écoulement d'eau de $8 \text{ (m}^3\text{/s)}$ à une hauteur nette de 70 (m) . L'efficacité globale devrait être de $0,85$. Le tableau peut être utilisé pour sélectionner des rapports ou des coefficients pour la turbine Francis. Concevoir tous les éléments d'une turbine Francis pour ce projet.

N_s	60	120	180	300
α_1	15°	25°	32.5°	37.5°
Φ_1	0.62	0.68	0.72	0.76
β_1	120°	90°	90°	60°
D_2/D_1	0.50	0.60	0.70	0.80

Exercice 4 :

La hauteur disponible à l'entrée d'une turbine Francis est de 28 (m) . La puissance de la turbine est de 1000 (kW) avec une efficacité globale de $0,88$, quand aucun tube de tirage n'est fixé à la sortie de la turbine. Le niveau de la turbine est de $2,5 \text{ (m)}$ au-dessus du canal de fuite. Le coefficient d'écoulement de la turbine est de $0,3$. Évaluer l'effet de l'installation (a) d'un tube de tirage cylindrique droit et (b) d'un tube de tirage avec un angle de demi-cône de 5° à la sortie de la turbine. L'efficacité du tube de tirage peut être prise à 95% dans les deux cas.

Références bibliographiques :

- [1] B. U. Pai, « «Turbomachines », <http://www.wileyindia.com/turbomachines.html> .
- [2] G. F. Round,” Incompressible flow turbomachines: Design, selection, applications, and theory”, <http://books.elsevier.com> . ISBN: 0-7506-7603-5.
- [3] R. S. R. Gorla, A. A. Khan, “Turbomachinery: design and theory”, <http://www.dekker.com> , ISBN: 0-8247-0980-2.
- M. Schobeiri, “Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance”, ISBN 3-540-22368-1.
- [4] S. L. Dixon, B. “Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery”, [http:// www. bh.com](http://www.bh.com), ISBN: 0-7506-7059-2.