

2018

# Turbomachines 1

A Fluides incompressibles  
Cours et Exercices



**BENTATA O.**

Département de Génie Mécanique  
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran

*3<sup>ème</sup> année licence génie mécanique.  
Spécialité : Energétique*



# TABLE DES MATIERES

Table des matières .....	I
Avant propos .....	1
1. Définitions et théorie générale des turbomachines.....	3
1.1. Définitions.....	3
1.1.1. Turbomachines .....	3
1.1.2. Grilles d'aubes : .....	3
1.2. Classifications des turbomachines .....	4
1.2.1. Selon la nature du fluide .....	4
1.2.2. Selon la trajectoire du fluide .....	5
1.2.3. Selon la fonction de la machine .....	6
1.3. Constitution des turbomachines.....	6
1.3.1. Le distributeur .....	6
1.3.2. Rotor (Roue) .....	6
1.3.3. Diffuseur .....	7
1.4. Théories générales .....	7
1.4.1. Conservation de la masse.....	7
1.4.2. Conservation de la quantité de mouvement .....	8
1.5. Diagrammes des vitesses.....	9
1.6. Théorème d'Euler .....	11
2. similitudes dans les turbomachines .....	13
2.1. Introduction.....	13
2.2. Invariants de Râteau.....	13
2.2.1. Coefficient de pression (ou pouvoir manométrique).....	13
2.2.2. Coefficient de débit .....	13
2.2.3. Coefficient de puissance interne .....	13
2.2.4. Ouverture réduite.....	13
2.3. Lois de similitude .....	14

2.3.1.	Similitude géométrique .....	14
2.3.2.	Similitude cinématique .....	14
2.4.	Machines en fonctionnement semblables.....	14
2.4.1.	Débit volumétrique .....	14
2.4.2.	Hauteur manométrique.....	14
2.4.2.	Puissance utile.....	15
2.5.	Vitesse spécifique.....	15
2.5.1.	Introduction.....	15
2.5.2.	Coefficient de vitesse spécifique .....	15
2.5.3.	Nombre de tours spécifique.....	16
2.6.	Diamètre spécifique.....	17
3.	Pompes .....	18
3.1.	Installation de pompage .....	18
3.2.	Paramètres généraux des pompes.....	18
3.2.1.	La vitesse de rotation $N$ (tr/min).....	18
3.2.2.	Le débit volumique ( $m^3/s$ ).....	19
3.2.3.	Puissance absorbée et puissance utile ( $W$ ).....	19
3.2.4.	Différentes hauteurs (m) .....	19
3.3.	Rendements des turbomachines.....	20
3.3.1.	Rendement hydraulique.....	20
3.3.2.	Rendement volumétrique .....	20
3.3.3.	Rendement mécanique .....	20
3.3.4.	Rendement global (total) .....	21
3.4.	Hauteur pour un nombre d'aubes infini .....	21
3.5.	Courbes caractéristiques.....	22
3.5.1.	Courbe caractéristique $H(Q)$ .....	22
3.5.2.	Courbe caractéristique $P_u(Q)$ .....	23
3.5.3.	Courbe caractéristique $\eta(Q)$ .....	23
3.6.	Courbe caractéristique théorique d'une pompe.....	24
3.7.	Couplage des pompes .....	25
3.7.1.	Couplage de deux pompes en série :.....	25

3.7.2.	Couplage de deux pompes en parallèle.....	26
4.	Cavitation dans les pompes.....	28
4.1.	Définition .....	28
4.2.	Origine et critères de la cavitation.....	28
4.3.	Conséquences de la cavitation.....	28
4.4.	NPSH des pompes et des installations .....	29
4.4.1.	Mise en situation.....	29
4.5.	Traduction sur les courbes de fonctionnement .....	31
5.	Turbines hydrauliques .....	32
5.1.	Définition .....	32
5.2.	Turbine à action et à réaction.....	32
5.1.1.	Les turbines à action .....	32
5.1.2.	Les turbines à réaction.....	32
5.3.	Bilan d'énergie.....	33
5.4.	Turbine Pelton.....	34
5.5.	Turbine Francis .....	35
5.6.	Turbine Kaplan .....	37
6.	Annexe : proposition d'exercices .....	39
6.1.	Partie 1 : Théorie générale, théorème d'Euler.....	39
6.2.	Partie 2 : Installations de pompage .....	40
6.3.	Partie 3 : Dimensionnement d'une pompe centrifuge.....	41
6.4.	Partie 4 : Similitude, cavitation.....	41
6.5.	Partie 5 : Turbines .....	42
	Références Bibliographiques.....	44

# AVANT PROPOS

Ce support de cours et de TD est destiné aux étudiants en troisième année énergétique du département de génie mécanique au sein de l'Université des Sciences et de la Technologie d'Oran « Mohamed Boudiaf » ainsi que tout étudiant qui suit cette formation. Il correspond au module Turbomachines 1 (Appelé aussi : turbomachines à fluides incompressibles ou turbomachines hydrauliques).

Les objectifs de ce polycopié font l'objet d'apprendre aux étudiants :

- L'application de la mécanique des fluides à des appareils et systèmes techniques fonctionnant avec des fluides incompressibles (liquides) comme les pompes et les turbines hydrauliques ;
- Le dimensionnement et l'installation des pompes (notamment les pompes centrifuges qui sont largement utilisées dans l'industrie) ;
- Les origines des problèmes d'exploitations des pompes et leurs remèdes ;
- La sélection et l'installation de différentes turbines hydrauliques selon la demande (turbine à action, turbine à réaction).

Ce cours se situe évidemment dans la continuité du cours de mécanique des fluides 1 [9], et celui de la thermodynamique 2 [2] (cours suivis en troisième et quatrième semestre du domaine science et technologie). Nous utiliserons donc les mêmes notations pour les paramètres physiques (fluidiques : viscosité, masse volumique, ...etc. et thermodynamiques : pression, volume, température, ...etc.).

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 ou de retirer 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 d mines Claude Burdin (1790-1873).

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, turbine à vapeur, turbine hydraulique ; *Propulsion*, turbines à gaz d'aviation, compresseurs de locomotives, turbine à gaz de navires ; *Industrie lourde*, compresseur centrifuge, turbocompresseur pour moteur diesel, turbines à gaz, turbines à vapeur, pompes et ventilateurs.

Dans ce cours on va s'intéresser aux turbomachines fonctionnant avec les fluides incompressibles (liquides). Donc, on va donner des définitions, théories et caractéristiques des pompes et turbines hydrauliques (turbomachines à fluides incompressibles).

On présente dans le chapitre 1, les définitions et théories générales des turbomachines. Le chapitre 2, présente les lois de similitudes dans les turbomachines ainsi que les nombres adimensionnels. Le chapitre 3 illustre la théorie d'Euler, les caractéristiques et les paramètres des pompes hydrauliques. La cavitation, ainsi que les précautions à prendre pour l'éviter sont présentées au chapitre 4. Enfin, les turbines hydrauliques et leur bilan énergétique sont présentés au chapitre 5.

# 1. DEFINITIONS ET THEORIE GENERALE DES TURBOMACHINES

## 1.1. Définitions

### 1.1.1. Turbomachines

Les turbomachines sont des machines dans lesquelles un fluide (liquide ou gaz) échange de l'énergie à l'aide d'un ou plusieurs impulseurs (appelés aussi rotors ou roues). Ces derniers sont munis d'aubes (pompes et compresseurs), d'ailettes (turbines à gaz ou à vapeur) ou augets (turbine hydraulique Pelton).

Pour une pompe par exemple, les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans un écoulement de fluide. Elles constituent entre elles des canaux courbés dans lesquels le fluide s'écoule [10].

### 1.1.2. Grilles d'aubes :

On appelle grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobiles d'obstacles (aubes) déduites les unes des autres par un déplacement géométrique périodique utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui un effort mécanique. L'effort mécanique résulte de la différence de pression entre les deux faces d'une aube. Sur l'Intrados d'une aube, la pression est plus élevée que sur l'extrados.

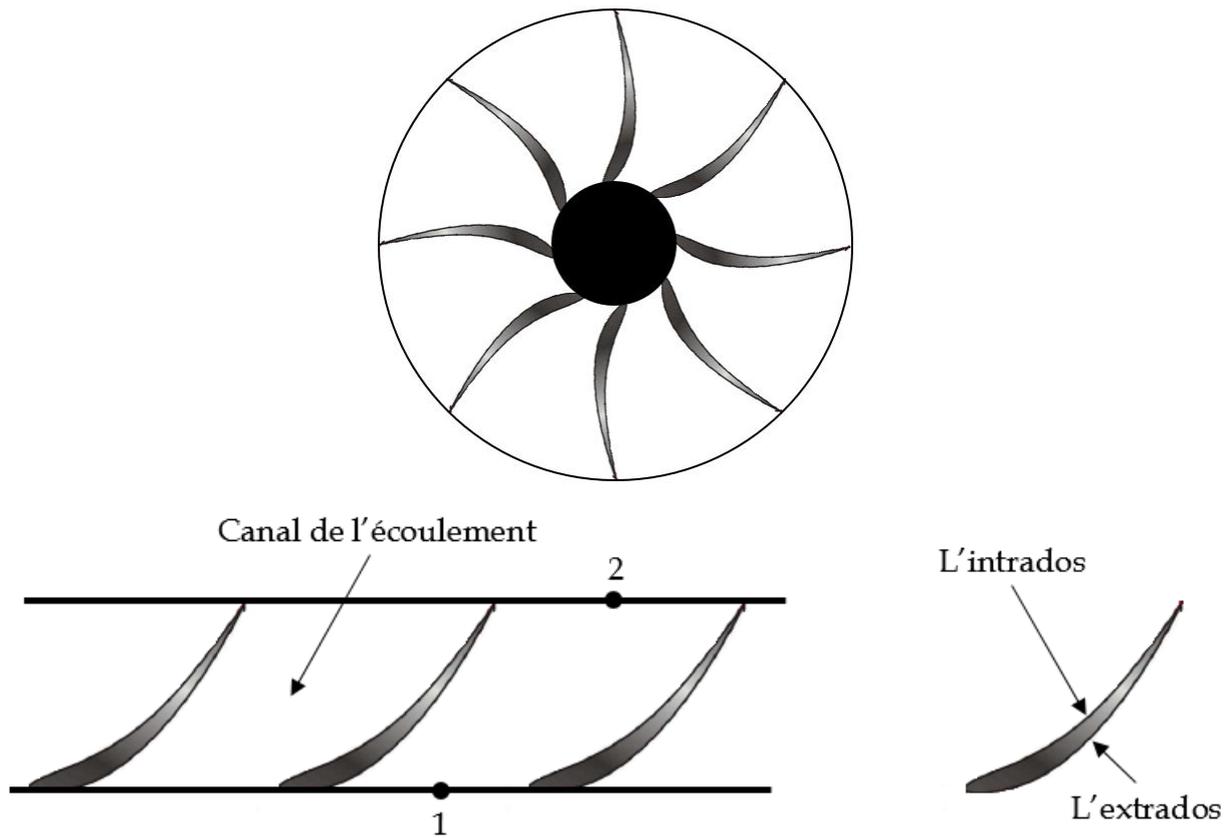


Figure 1.1 : Grille d'aubes

## 1.2. Classifications des turbomachines

### 1.2.1. Selon la nature du fluide

Les turbomachines constituent une grande famille de dispositifs/appareils utilisés dans l'industrie. On peut les situer par rapport aux autres machines à fluide à l'aide du schéma présenté ci-dessous. Selon la nature du fluide, elles sont divisées en deux parties : à fluide compressible et à fluide incompressible.

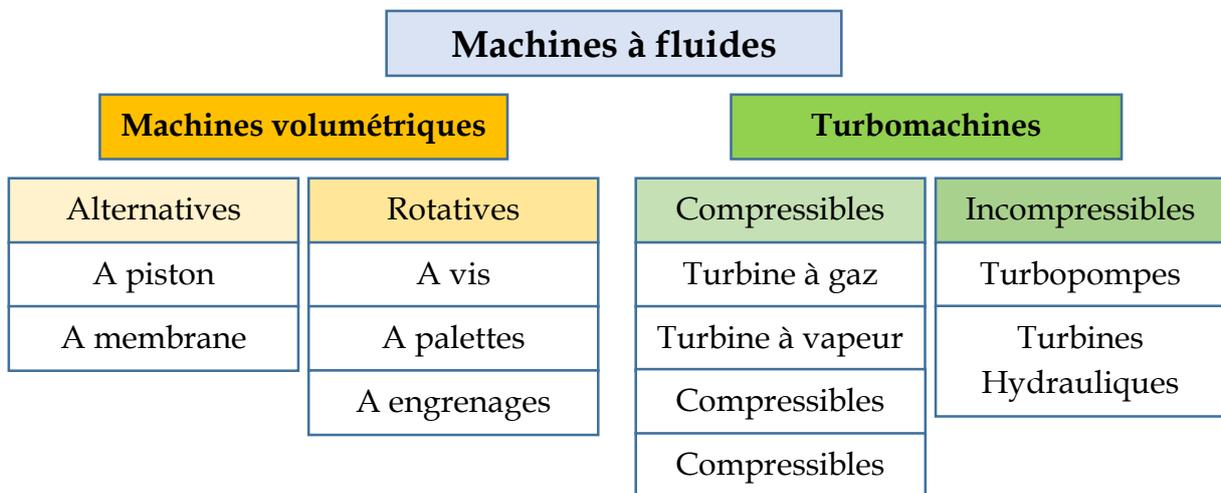


Schéma 1.1 : Classification des machines à fluides

### 1.2.2. Selon la trajectoire du fluide

La forme de trajectoire du fluide dans la roue d'une turbomachine fournit également une base de classification des types de turbomachines. En générale, on distingue :

#### a) Turbomachines radiales :

Dans ce type de turbomachine, le fluide traverse la roue (rotor) perpendiculairement à l'axe de l'arbre de la machine. Pour les machines radiales, on distingue les machines centrifuges (écoulement s'éloigne de l'axe) et les machines centripètes (l'écoulement se rapproche de l'axe) [10].

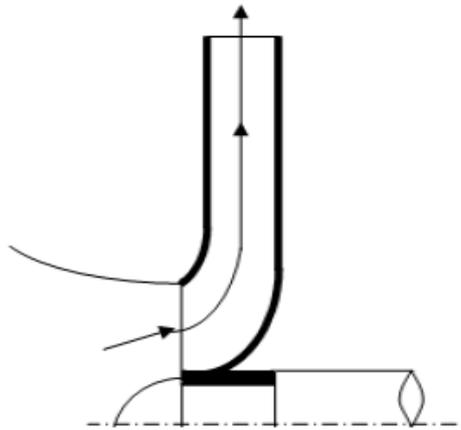


Figure 1.2 : Roue d'une turbomachine radiale [1]

#### b) Turbomachines axiales :

Ici, le fluide traverse la roue de la machine parallèlement à l'axe.

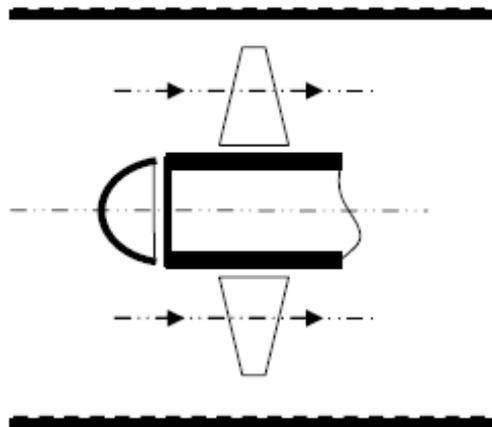


Figure 1.3 : Roue d'une turbomachine axiale [1]

#### c) Turbomachines semi-axiales :

Ce sont des machines où le fluide traverse la roue de façon diagonale (fig.3). Elles sont aussi appelées machines hélico-centrifuges ou hélicoïdale.

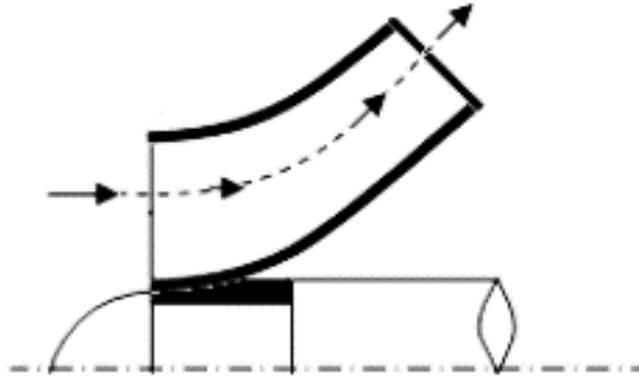


Figure 1.4 : Roue d'une machine semi-axiale [1]

### 1.2.3. Selon la fonction de la machine

Le sens de transfert de l'énergie entre la machine et le fluide peut aussi définir un type de classification de turbomachines.

Dans le cas où la machine transmet de l'énergie au fluide (transfert d'énergie mécanique en énergie hydraulique), la machine est *motrice* (pompes, compresseurs). Dans le cas inverse (transfert de l'énergie hydraulique en énergie mécanique), la machine devient *réceptrice* (Turbines).

## 1.3. Constitution des turbomachines

Suivant qu'une turbomachine comporte un ou plusieurs rotors, elle est dite *monocellulaire* ou *multicellulaire*. Une turbomachine monocellulaire complète se compose de trois organes distincts que le fluide traverse successivement, soit depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la machine :

### 1.3.1. Le distributeur

Il est le premier organe que le fluide rencontre sur sa trajectoire. Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine « point 0 » jusqu'à l'entrée du rotor « point 1 », en lui assurant une vitesse et une direction convenables.

### 1.3.2. Rotor (Roue)

Dans une turbomachine, la roue est l'élément le plus important dans lequel s'effectue l'échange des énergies ; dans une machine réceptrice, l'énergie fournie par le moteur d'entraînement  $y$  est communiquée au fluide tandis qu'inversement, dans une machine motrice, le rotor reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide. Les indices « 1 » et « 2 » caractériseront respectivement les grandeurs relatives à l'entrée du rotor et à sa sortie, celle-ci constituant aussi l'entrée du diffuseur.

### 1.3.3. Diffuseur

Le diffuseur ou l'amortisseur a le rôle de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener dans la section de sortie de la machine à la vitesse désirée. C'est aussi l'organe qui est destiné à transformer l'énergie cinétique en pression. Les indices « 2 » et « 3 » caractérisent respectivement les sections d'entrée et de sortie du diffuseur, cette dernière pouvant être aussi la section de sortie de la machine.

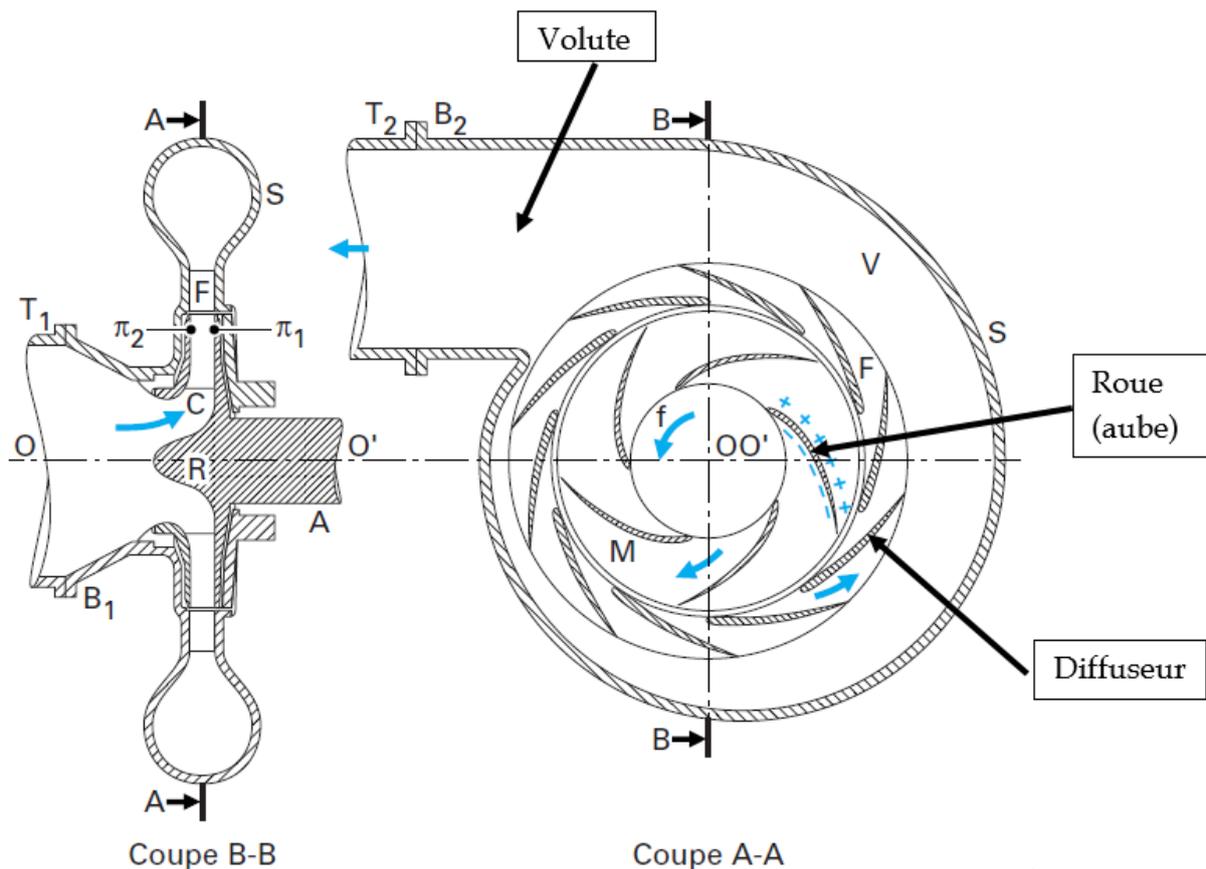


Figure 1.5 : Composantes d'une pompe centrifuge [7]

## 1.4. Théories générales

Les équations de la conservation de la masse, de la conservation de la quantité de mouvement et de la conservation de l'impulsion angulaire (moment de la quantité de mouvement), représentent des éléments essentiels pour les applications dans le domaine des turbomachines. Les expressions mathématiques de ces équations sont illustrées ci-dessous. La figure 1.6 illustre un volume de contrôle  $V$ . [5]

### 1.4.1. Conservation de la masse

L'équation de la conservation de la masse (continuité) exprime que l'accumulation de matière dans un volume de contrôle dans le temps est égale à la somme des flux

massiques qui traversent les frontières du volume. L'expression mathématique du principe est :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot dV + \int_S \rho v \cdot dS = 0 \quad (1.1)$$

Avec :

$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot dV$  : Accumulation de matière dans le volume de contrôle dans le temps.

$\int_S \rho v \cdot dS$  : Flux massique traversant les surfaces (d'entrée et de sortie).

$\rho$  : masse volumique

$v$  : vitesse

$dV$  : unité de volume

$dS$  : unité de surface

Pour un régime permanent, la première partie de l'équation est égale à zero. Donc l'équation (1.1) devient :

$$- \int_S \rho v \cdot dS = 0 \quad (1.2)$$

$$\Rightarrow \rho \cdot v \cdot S_1 = \rho \cdot v \cdot S_2 = Q_m \quad (1.3)$$

$$\Rightarrow Q_v = v \cdot S_1 = v \cdot S_2 \quad (1.4)$$

$Q_m$  : Débit massique (Kg/s) ;

$Q_v$  : Débit Volumétrique ( $M^3/s$ ).

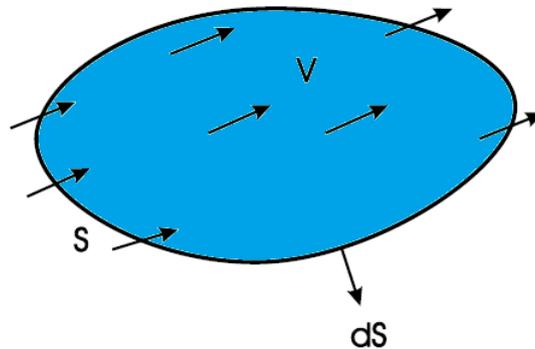


Figure 1.6 : Volume de contrôle

### 1.4.2. Conservation de la quantité de mouvement

Le principe de la conservation de la quantité de mouvement indique que la sommation des forces est égale à l'accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps plus la somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les frontières du volume...

$$F = \frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_S \rho v \cdot v dS \quad (1.5)$$

Avec :

$F$  : Sommation des forces ;

$\frac{d}{dt} \int_V \rho v dV$  : Accumulation de la quantité de mouvement dans un volume de contrôle dans le temps ;

$\int_S \rho v \cdot v dS$  : Somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les deux surfaces d'entrée et de sortie ;

### Moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante :

$$M = \frac{d}{dt} \int_V r \cdot \rho v dV + \int_S r \cdot \rho v \cdot v dS \quad (1.6)$$

Etat stationnaire :

$$\frac{d}{dt} \int_V r \cdot \rho v dV = 0$$

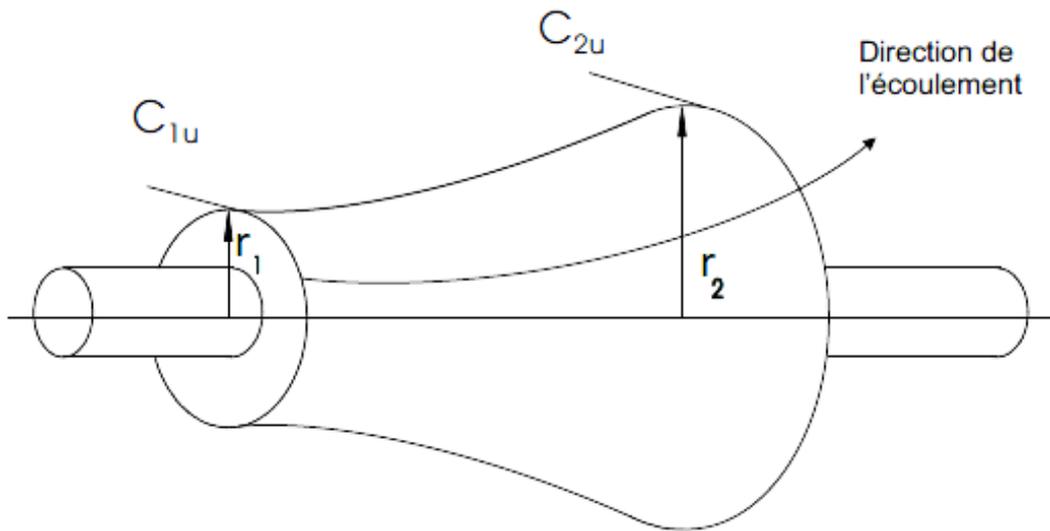


Figure 1.7 : Rotor schématique [5]

$$M = \int_S (r \cdot \rho v) v \cdot dS = (r_2 \cdot v_2) \rho_2 v_2 S_2 - (r_1 \cdot v_1) \rho_1 v_1 S_1 \quad (1.7)$$

En utilisant l'équation (1.3), l'équation (1.7) devient :

$$M = Q_m (r_2 v_2 - r_1 v_1) \quad (1.8)$$

## 1.5. Diagrammes des vitesses

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes est le résultat de deux mouvements :

- La rotation de la roue : représentée par la *vitesse tangentielle* à la roue  $\vec{U}$  (appelée aussi vitesse périphérique, vitesse circulaire et vitesse d'entraînement). Elle est donnée par :

$$U = \frac{\pi DN}{60} = \frac{2\pi r N}{60} \quad (1.9)$$

Avec :

$D$  : diamètre de la roue

$N$  : la vitesse de rotation de la roue (tr/min)

- Le déplacement par rapport à l'aube : représenté par la *vitesse relative*  $\vec{W}$  qui est tangente à l'aube.

La figure 1.8 représente une roue d'une turbomachine sur laquelle sont tracés les vecteurs des vitesses (à l'entrée « indice 1 » et à la sortie « indice 2 »).

La vitesse  $\vec{C}$  est appelée la *vitesse absolue*, peut être déterminer par :  $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$ . Dans certains livres, la vitesse absolue peut être nommée  $\vec{V}$ .

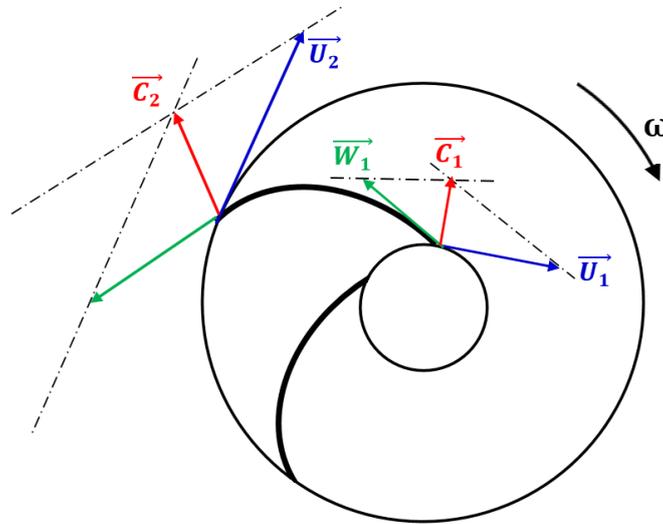


Figure 1.8 : Diagrammes des vitesses sur une roue à entrée radiale

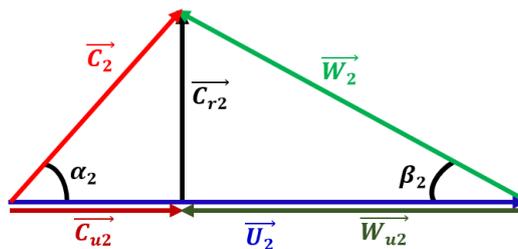


Figure 1.9 : Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale

L'angle  $\alpha$  (angle de calage) est formé par les vitesses  $\vec{U}$  et  $\vec{C}$  et l'angle  $\beta$  (angle de construction) est formé par les vitesses  $\vec{U}$  et  $\vec{W}$ . Il est à noter que l'inclinaison des aubes ne dépend pas du régime de fonctionnement.

Dans ce qui suit il faut intervenir encore deux composantes de la vitesse absolue :

- Une composante radiale :

$$C_r = C \cdot \sin \alpha \quad (1.10)$$

- Une composante circonférentielle :

$$C_u = C \cdot \cos \alpha \quad (1.11)$$

La composante  $C_r$  peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité :

$$C_r = \frac{Q_v}{S} = \frac{Q_v}{\pi D b} \quad (1.12)$$

Pour une turbomachine à entrée radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle. ( $C_1 = C_{r1}$ ,  $\alpha_1 = 90^\circ$ ).

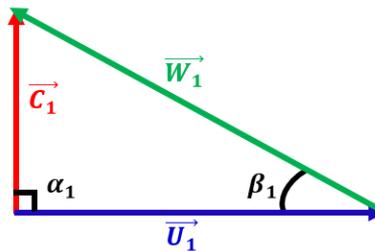


Figure 1.10 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une turbomachine radiale

## 1.6. Théorème d'Euler

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler. Celle-ci peut être déduite aisément du principe de conservation de l'impulsion angulaire ou moment de la quantité de mouvement. En particulier, on considère un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notées par les indices 1 et 2, respectivement. On applique alors, l'équation 1.8 à un filet de fluide entre ses deux points illustrés sur la figure 1.7 et celle-ci devient :

$$M = Q_m(r_2 v_2 - r_1 v_1)$$

Bien que cette expression de l'équation d'Euler est sous une forme mathématique élégante, elle requiert de modifications pour être facilement utilisable.

Dans les turbomachines ;  $r \cdot v = r \cdot C_u$  (figure 1.10).

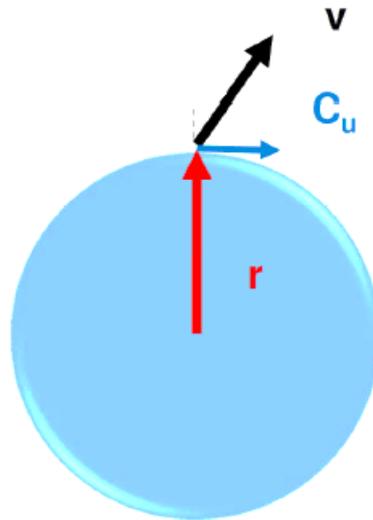


Figure 1.10 : Composante de vitesse utilisée pour calculer le moment angulaire [5]

L'équation (1.8) devient :

$$M = Q_m(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1.13)$$

La puissance absorbée par la pompe est déterminée par :

$$P = M \cdot \omega = Q_m(r_2 C_{u2} \omega - r_1 C_{u1} \omega) \quad (1.14)$$

Sachant que la vitesse tangentielle  $U$  peut être déterminée par :  $U = r \cdot \omega$ , l'équation (1.14) peut s'écrire comme suit :

$$P = Q_m(C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) \quad (1.15)$$

La puissance absorbée par la pompe peut être déterminée aussi comme suit :

$$P = Q_m \cdot g \cdot H_{th} \quad (1.16)$$

En égalisant les deux équations (1.15) et (1.16), on obtient **l'équation d'Euler** :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \quad (1.17)$$

Pour les turbomachines à entrée radiale, on a  $C_{u1} = 0$  ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ). Par conséquent, l'équation d'Euler se simplifie et devient :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (1.18)$$

## 2. SIMILITUDES DANS LES TURBOMACHINES

### 2.1. Introduction

Les propriétés de similitude qui s'appliquent à des machines **géométriquement semblables** permettent de réduire le nombre de variables de fonctionnement indépendantes en définissant des groupements adimensionnels de variables ou **variables réduites**. Pour les turbomachines, elles conduisent aux **coefficients de Râteau** ; particularisées aux machines identiques, elles sont énoncées par le théorème de Râteau. Le concept de **vitesse spécifique** permet aussi de caractériser une famille de turbomachines géométriquement semblables et constitue de ce fait un coefficient de type.

### 2.2. Invariants de Râteau

Nous considérons ici une famille de turbomachines hydrauliques, chaque machine étant donc définie individuellement par la valeur d'une de ses dimensions linéaires, en l'occurrence celle de la dimension de référence  $r_2$ . Les coefficients de Râteau sont des variables réduites, c'est-à-dire des groupements adimensionnels des variables de fonctionnement de ces machines ; nous en utilisons les définitions et désignations suivantes,  $U_2$  étant la vitesse d'entraînement au rayon  $r_2$  [13] :

#### 2.2.1. Coefficient de pression (ou pouvoir manométrique)

$$\mu = \frac{E}{U_2^2} = \frac{E}{\omega_2^2 r_2^2} = \frac{gH}{U_2^2} \quad (2.1)$$

#### 2.2.2. Coefficient de débit

$$\delta = \frac{Q_v}{U_2 r_2^2} = \frac{Q_v}{\omega r_2^3} \quad (2.2)$$

#### 2.2.3. Coefficient de puissance interne

$$t = \frac{P_i}{\rho U_2^3 r_2^2} = \frac{P_i}{\rho \omega^3 r_2^5} \quad (2.3)$$

#### 2.2.4. Ouverture réduite

$$\gamma = \frac{O}{r_2^2} \quad (2.4)$$

### 2.3. Lois de similitude

On considère deux pompes géométriquement semblables. Elles possèdent des roues à aubes et des corps de pompes semblables ( $D_1, D_2, b_1, b_2, \dots$  etc.).

#### 2.3.1. Similitude géométrique

$$\frac{D'_1}{D''_1} = \frac{D'_2}{D''_2} = \frac{b'_1}{b''_1} = \dots = \frac{L'_2}{L''_2} = C_L \quad (2.5)$$

(') Prime : pompe réelle

('') Seconde : pompe étalon

$C_L$  : s'appelle constante de similitude géométrique.  $L$  est l'indice de n'importe quel paramètre géométrique (largeur, longueur, rayon...etc.).

#### 2.3.2. Similitude cinématique

Ici, on parle de la similitude des vitesses ( $U, C, W, C_r, C_u$  et  $W_u$ ).

$$\frac{U'_2}{U''_2} = \frac{C'_2}{C''_2} = \frac{W'_2}{W''_2} = \frac{C'_{r2}}{C''_{r2}} = \frac{C'_{u2}}{C''_{u2}} = \frac{W'_{u2}}{W''_{u2}} = V_r = C_V \quad (2.6)$$

$C_V$  : Constante de vitesse

A partir de la vitesse périphérique ( $U = \pi DN/60$ ) :

$$V_r = C_V = \frac{N'D'}{N''D''} = \frac{N'}{N''} \frac{D'}{D''} = C_N C_L \quad (2.7)$$

### 2.4. Machines en fonctionnement semblables

#### 2.4.1. Débit volumétrique

Nous avons :  $Q = \pi D_2 b_2 C_{r2}$

On considère  $Q'$  et  $Q''$  ; deux débits pour deux pompes (étalon et réelle) :

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\pi D'_2 b'_2 C'_{r2}}{\pi D''_2 b''_2 C''_{r2}} = C_L C_L C_V \quad (2.8)$$

Avec  $C_V = C_L C_N$ , donc :

$$\frac{Q'}{Q''} = C_L^2 C_V = C_L^3 C_N \quad (2.9)$$

#### 2.4.2. Hauteur manométrique

$$\frac{H'}{H''} = \frac{U'_2 C'_{u2}}{U''_2 C''_{u2}} = C_V^2 = C_L^2 C_N^2 \quad (2.10)$$

### 2.4.2. Puissance utile

$$\frac{P'_u}{P''_u} = \frac{Q' \rho' g H'}{Q'' \rho'' g H''} = \left( \frac{Q'}{Q''} \right) \left( \frac{H'}{H''} \right) \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right) = C_L^3 C_N \cdot C_L^2 C_N^2 \cdot C_\gamma = C_L^5 C_N^3 C_\gamma \quad (2.11)$$

Les équations (2.9), (2.10) et (2.11) représentent les lois de similitudes des pompes centrifuges.

## 2.5. Vitesse spécifique

### 2.5.1. Introduction

La vitesse spécifique est un concept basé sur les propriétés de similitude, qui permet de résoudre logiquement le problème du choix d'une turbomachine hydraulique répondant à une application donnée. Cette notion constitue, en effet, une base normale pour le classement des turbomachines selon leur type.

L'usage a consacré plusieurs définitions de la vitesse spécifique. Ainsi, les praticiens utilisent le **nombre de tours spécifique**, ce que nous considérons comme une tradition regrettable ; en effet, cette notion est non seulement définie différemment pour les pompes et les turbines hydrauliques, mais encore est en fait une survivance du système d'unités industriel. Nous l'utiliserons uniquement parce qu'elle permet de retrouver les valeurs numériques habituelles.

À l'encontre de cette pratique courante, nous donnons la préférence au **coefficient de vitesse spécifique**, ou à ses dérivés, que nous établirons d'ailleurs en premier lieu. Nous estimons, en effet, que l'usage du coefficient de vitesse spécifique devrait s'imposer, non seulement du fait de l'unicité de définition pour toutes les turbomachines hydrauliques, mais aussi parce qu'à l'encontre des définitions usuelles, ce coefficient est sans dimension.

### 2.5.2. Coefficient de vitesse spécifique

Considérons le fonctionnement d'une turbomachine quelconque sur un circuit donné ; il y correspond des valeurs bien déterminées du débit-volume  $Q_v$ , de l'énergie massique utile ou disponible  $E$ , de la vitesse de rotation  $\omega$ , et par conséquent aussi des coefficients de Râteau de pression  $\mu$  et de débit  $\delta$ . Ce fonctionnement implique une relation obligatoire entre ces diverses grandeurs ; on obtient, en effet, en éliminant le rayon  $r_2$  du rotor de la machine :

$$\frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{\omega Q_v^{1/2}}{E^{3/4}} \quad (2.12)$$

Par définition, le coefficient de vitesse spécifique d'une turbomachine en un point de fonctionnement est la vitesse de rotation d'une machine de même type fonctionnant

en similitude avec le débit unitaire de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  sous une énergie massique utile ou disponible de  $1 \text{ J}/\text{kg}$ .

Si  $\Omega_s$  désigne le coefficient de vitesse spécifique, on a, d'après la relation précédente, puisque  $\mu$  et  $\delta$  sont constants en similitude :

$$\frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{\Omega_s 1^{1/2}}{1^{3/4}} \quad (2.13)$$

Il en résulte que pour le point de fonctionnement  $(\omega, Q_v, E)$  considéré, le coefficient de vitesse spécifique vaut :

$$\Omega_s = \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{\omega Q_v^{1/2}}{E^{3/4}} \quad (2.14)$$

On peut donc constater que,  $\Omega_s$  est un nombre sans dimension, d'où la dénomination choisie de coefficient de vitesse spécifique.

### 2.5.3. Nombre de tours spécifique

#### a) Pompes :

Par définition, le nombre de tours spécifique d'une pompe en un point de fonctionnement est égal à la vitesse de rotation exprimée en *tr/min* d'une machine de la même famille fonctionnant en similitude avec un débit unitaire de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  sous une hauteur de  $1 \text{ m}$ .

Nous désignons le nombre de tours spécifique d'une pompe par  $N_s$ . En procédant comme pour  $\Omega_s$  (§ 2.5.2), on trouve pour un point de fonctionnement caractérisé par un débit-volume  $Q_v$ , une hauteur  $H = E/g$  et une vitesse de rotation  $N = 60\omega/2\pi$  :

$$N_s = \frac{N Q_v^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.15)$$

#### b) Turbines hydrauliques :

Par définition, le nombre de tours spécifique d'une turbine en un point de fonctionnement est égal à la vitesse de rotation exprimée en *tr/min* d'une turbine de même type fonctionnant en similitude sous une hauteur de  $1 \text{ m}$  avec de l'eau de masse volumique égale à  $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$  en fournissant une puissance à l'arbre de  $1 \text{ ch}$ .

Cette définition, différente de celle relative aux pompes, est due à des circonstances historiques. En effet, les turbines hydrauliques se sont développées comme moteurs dès le milieu du 19<sup>e</sup> siècle, avant l'électricité. Les variables caractérisant le fonctionnement d'une turbine étaient essentiellement la hauteur de chute  $H$ , la puissance à l'arbre  $P_i$ , que l'on exprimait en chevaux-vapeur, et la vitesse de rotation  $N$ . D'où la définition adoptée ci-dessus.

Pour éviter toute confusion, nous désignons le nombre de tours spécifique d'une turbine hydraulique par  $N'_s$ . La valeur de  $N'_s$  correspondant à un fonctionnement quelconque ( $H, P_i, N$ ) peut être calculée en éliminant le rayon  $r_2$  du rotor entre les relations (2.1) et (2.3) définissant respectivement les coefficients de Râteau de pression  $\mu$  et de puissance  $\tau$ . On obtient ainsi :

$$\frac{\tau^{1/2}}{\mu^{5/4}} = \frac{\omega P_i^{1/2}}{(gH)^{5/4} \rho^{1/2}} \quad (2.16)$$

D'où, en appliquant la définition de  $N'_s$ , puisque  $\tau$  et  $\mu$  restent constants en similitude :

$$N'_s = \frac{N(P_i)^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.17)$$

## 2.6. Diamètre spécifique

Comme nous l'avons fait pour  $\Omega_s$ , on peut associer au nombre de tours spécifique  $N_s$  ou  $N'_s$  un diamètre spécifique.

Pour une pompe de diamètre  $D$  dont le fonctionnement est défini par ( $Q_v, H, N$ ), le diamètre spécifique est le diamètre de la machine du même type qui, tournant à la vitesse  $N_s$ , fournit en similitude un débit unitaire de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  sous une hauteur unitaire de  $1 \text{ m}$ . En désignant par  $d_s$  le diamètre spécifique d'une pompe, on obtient :

$$d_s = \frac{D \cdot H^{1/4}}{Q_v^{1/2}} \quad (2.18)$$

De même, pour une turbine hydraulique de diamètre  $D$  dont le fonctionnement est défini par ( $H, P_i, N$ ), le diamètre spécifique est le diamètre de la machine du même type qui, tournant à la vitesse  $N'_s$ , fournit en similitude une puissance unitaire de  $1 \text{ ch}$  sous une hauteur unitaire de  $1 \text{ m}$ . En désignant par  $d'_s$  le diamètre spécifique d'une turbine hydraulique, on obtient :

$$d'_s = \frac{D \cdot H^{3/4}}{P_i^{1/2}} \quad (2.19)$$

### 3. POMPES

#### 3.1. Installation de pompage

Une installation de pompage (figure 3.1) est constituée des principaux éléments suivants :

- Une pompe (ou plusieurs)
- Une conduite d'aspiration ( $D_a, L_a$ )
- Une conduite de refoulement ( $D_r, L_r$ )
- Un réservoir d'aspiration
- Un réservoir de refoulement
- Appareils de mesure (capteurs)
- Appareil de réglage de débit (Vanne)

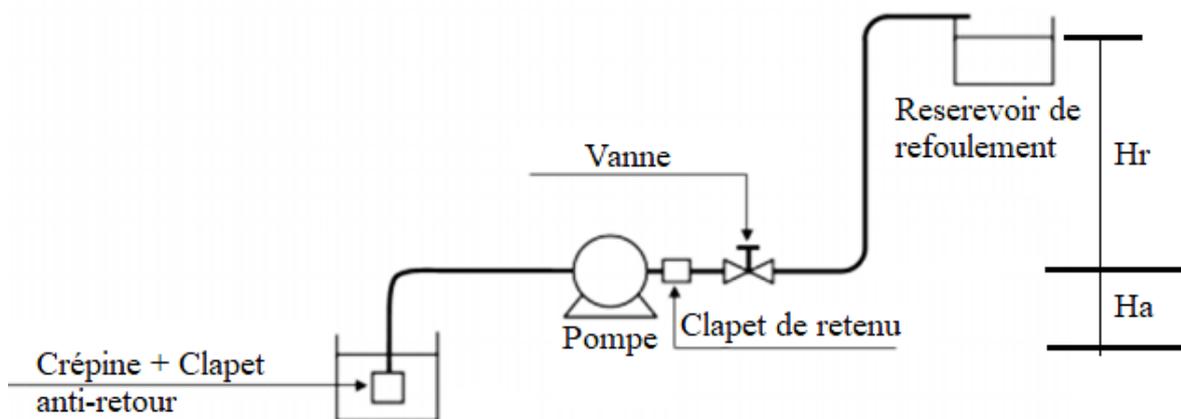


Figure 3.1 : Installation de pompage

Dans une installation de pompage ; la longueur de la conduite de refoulement est plus grande que celle de la conduite d'aspiration et le diamètre de la conduite d'aspiration est plus grand que celui de la conduite de refoulement.

#### 3.2. Paramètres généraux des pompes

Les paramètres des pompes les plus essentielles sont ;

##### 3.2.1. La vitesse de rotation $N$ (tr/min)

Est le nombre de tours qu'effectue la turbomachine par unité de temps. Elle est définie en fonction de la vitesse angulaire  $\omega$  (rd/s) :  $N = 60\omega/2\pi$ . Avec :  $\omega$  est la vitesse angulaire (rd/s).

### 3.2.2. Le débit volumique (m<sup>3</sup>/s)

C'est le volume qu'une turbomachine doit fournir par unité de temps.  $Q_v = V/t$ .

### 3.2.3. Puissance absorbée et puissance utile (W)

La puissance absorbée ou la puissance consommée est la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe.

La puissance utile est la puissance transmise au fluide. Elle est définie par :

$$P_u = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_m \quad (3.1)$$

Avec  $H_m$  est la hauteur manométrique de la pompe.

### 3.2.4. Différentes hauteurs (m)

- Hauteur théorique :

La hauteur est définie par l'équation d'Euler (1.17).

- Hauteur manométrique :

C'est la hauteur qui permet à l'énergie reçue par le liquide à l'intérieur de la pompe de surmonter les pertes de charge ;

$$H_m = H = \frac{W}{g} = \left[ \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h \right]_1 \quad (3.2)$$

1 et 2 sont les points à l'aspiration et le refoulement respectivement.

$W$  est le travail utile fourni par la machine (J).

- Hauteur d'installation :

La hauteur d'installation est définie comme suit [] :

$$H_{ins} = H - h'_c \quad (3.3)$$

Avec  $h'_c$  représente les pertes de charge dans la conduite d'installation.

$$h'_c = K \frac{V_{II}^2}{2g} \quad (3.4)$$

$V_{II}^2$  : Vitesse du fluide à la sortie de la conduite de refoulement.

- Hauteur statique :

La hauteur statique est définie comme suit :

$$H_{st} = H_{ins} - \frac{V_{II}^2}{2g} = H - h'_c - \frac{V_{II}^2}{2g} = H - K \frac{V_{II}^2}{2g} - \frac{V_{II}^2}{2g} \quad (3.5)$$

### 3.3. Rendements des turbomachines

Le rendement total d'une pompe est le résultat de la multiplication de trois types de rendements. Chaque type est lié à un genre de pertes qui se passent dans la pompe :

- Pertes hydrauliques : due aux frottements ;
- Pertes volumétriques : causées par les fuites du liquide à travers les jeux de la pompe ;
- Pertes mécaniques : due aux frottements mécaniques dans les paliers, les presses étoupes, ...etc.

#### 3.3.1. Rendement hydraulique

Il est donné en fonction des pertes hydrauliques comme suit :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Sigma h_p}{H_{th}} = \frac{H}{H_{th}} \quad (3.6)$$

Avec :

$H$ : Hauteur manométrique de la pompe ;

$H_{th}$ : Hauteur théorique (voir théorie d'Euler, équation (1.17)).

$\eta_h$  est en générale entre 80% et 95%.

#### 3.3.2. Rendement volumétrique

Ce type de rendement est lié aux pertes volumétriques qui sont dues à l'existence de fuites de liquide à l'intérieur de la pompe (à travers les joints, les bagues,...).

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_f} \quad (3.7)$$

Avec :

$Q_v$ : Débit utile de la pompe ;

$Q_f$ : Débit des fuites.

$\eta_v$  est en générale entre 85% et 98%.

#### 3.3.3. Rendement mécanique

Il est lié aux pertes mécaniques qui représentent les pertes en puissance mécanique du moteur d'entraînement.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_a} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v}{P_a} \quad (3.8)$$

Avec :

$P_u$  : Puissance utile de la pompe ;

$P_a$  : Puissance de l'arbre absorbée par la pompe.

### 3.3.4. Rendement global (total)

Le rendement global de la pompe est déterminé par la multiplication des trois rendements précédents :

$$\eta_g = \eta_t = \eta_h * \eta_v * \eta_m \quad (3.9)$$

Le rendement global des pompes hydrauliques est compris généralement entre 70% et 85%.

### 3.4. Hauteur pour un nombre d'aubes infini

Considérant une pompe centrifuge, la hauteur théorique pour un nombre d'aubes infini peut être défini comme suit :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \text{ avec : } C_{u2} = U_2 - \frac{C_{r2}}{tg\beta_2} \quad (3.10)$$

Ce qui donne :

$$gH_{th\infty} = U_2 \left( U_2 - \frac{C_{r2}}{tg\beta_2} \right) = U_2^2 - U_2 \frac{C_{r2}}{tg\beta_2} \quad (3.11)$$

L'équation (3.11) est une équation de type  $Ax^2 + Bx = C$  qu'il faut résoudre, où  $x$  représente l'inconnue  $U_2$ .

- $A$  est une constante égale à l'unité (1)
- $B$  représente la quantité  $\left( -\frac{C_{r2}}{tg\beta_2} \right)$
- $C$  représente la quantité  $gH_{th\infty}$

La résolution de l'équation (3.11) amène à la solution ci-après :

$$U_2 = \frac{C_{r2}}{2tg\beta_2} \pm \sqrt{\left( \frac{C_{r2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + gH_{th\infty}} \quad (3.12)$$

Pour une pompe centrifuge, la valeur de  $U_2$  qu'il faut prendre est celle qui est positive. Donc :

$$U_2 = \frac{C_{r2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left( \frac{C_{r2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + gH_{th\infty}} \quad (3.13)$$

On remarque que lorsque le nombre d'aubes est infiniment grand ( $Z \rightarrow$  l'infini),  $H_{th}$  devient  $H_{th\infty}$ . Il existe une relation entre les deux hauteurs :

$$H_{th\infty} = (1 + \wp)H_{th} \quad (3.14)$$

Le paramètre  $\wp$  s'appelle coefficient de déficit de puissance.

### 3.5. Courbes caractéristiques

#### 3.5.1. Courbe caractéristique $H(Q)$

La présence d'une pompe dans un système de pompage, exige la connaissance des paramètres nominaux  $H$  (hauteur manométrique) et  $Q$  (débit nominale ou utile).

Ces deux paramètres forment un couple  $(H, Q)$  qui définit la position du point de fonctionnement de la pompe dans le circuit hydraulique où elle se trouve. On note que  $H$  et  $Q$  doivent être connus pour une vitesse de rotation  $N$  de la roue constante. Mais, il est important parfois de connaître le comportement de la pompe dans des conditions hors de celles nominales. On peut distinguer deux types de caractéristique  $H(Q)$  ;

- Caractéristique stable :

Ce sont les courbes  $H(Q)$  régulièrement descendantes (fig.3.2) avec l'accroissement du débit, depuis  $H(Q=0) = H_0 = H_{\max}$  qui correspond à la fermeture du robinet - vanne de refoulement. Chaque valeur de débit  $Q$ , correspond à une seule valeur de hauteur  $H$ .

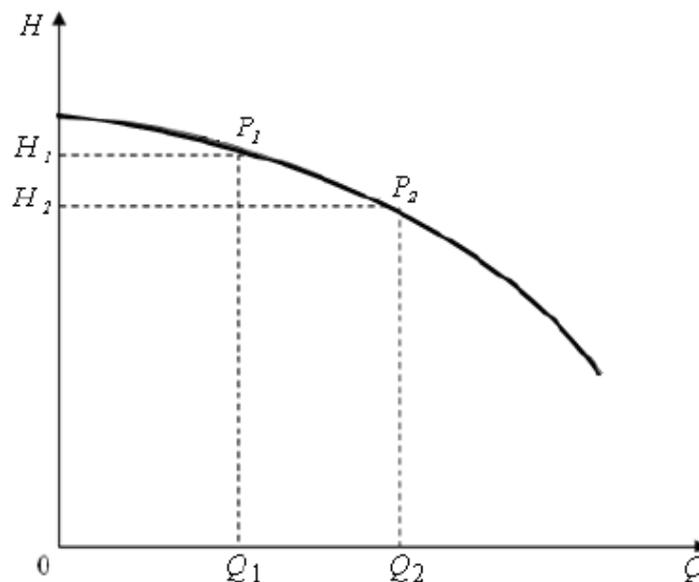


Figure 3.2 : Courbe caractéristique stable

- Caractéristiques instables :

Ce sont des courbes montantes (ascendantes), à partir de  $H_0 = H(Q = 0)$  jusqu'au sommet de la courbe, correspondant à l'ordonnée  $H_{\max}$  (Fig.3.3). A partir de ce point, la courbe  $H(Q)$  devient descendante. Au-dessus de la droite horizontale passant par  $H_0$ , chaque hauteur  $H$  peut avoir deux valeurs de débits ;  $Q_1$  et  $Q_2$ .

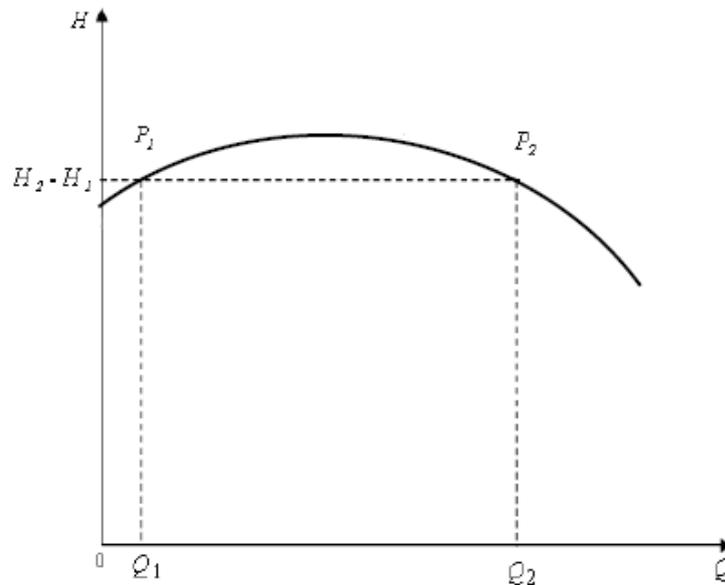


Figure 3.3 : Courbe caractéristique instable

### 3.5.2. Courbe caractéristique $Pu(Q)$

Pour les pompes centrifuge à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes caractéristiques  $P(Q)$  de la puissance, sont régulièrement ascendantes (Fig.3.4).

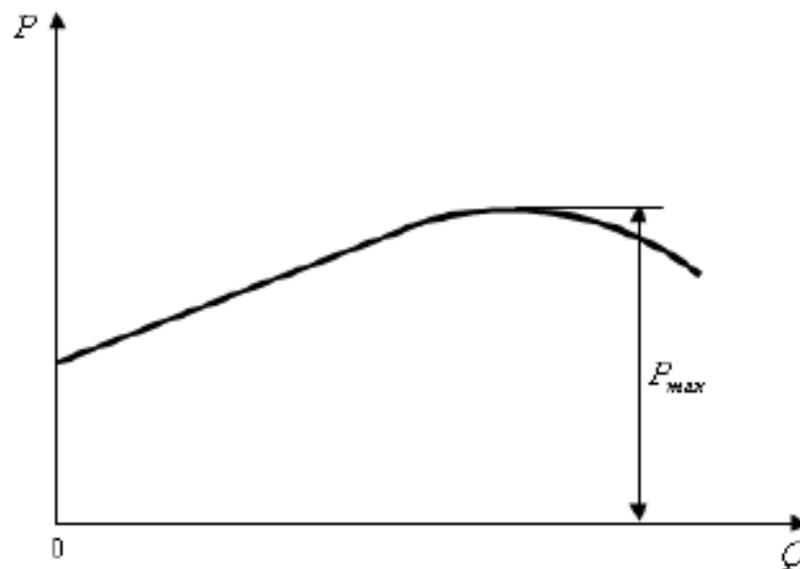


Figure 3.4 : Courbe caractéristique  $P(Q)$

### 3.5.3. Courbe caractéristique $\eta(Q)$

La courbe  $\eta(Q)$  du rendement est représenté sur la figure 3.5.

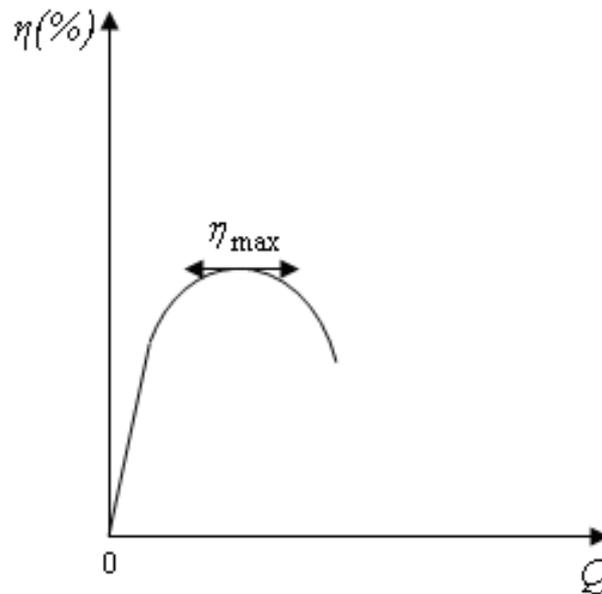


Figure 3.5 : Courbe caractéristique  $\eta(Q)$

### 3.6. Courbe caractéristique théorique d'une pompe

D'après l'équation d'Euler pour une pompe à entrée radiale ;  $H_{th} = U_2 \cdot C_{u2} / g$

On peut montrer que c'est une équation d'une droite inclinée décroissante :

$$C_{u2} = U_2 - C_{r2} \cot g \beta_2 \quad (\text{Triangle des vitesses à la sortie})$$

$$H_{th} = \frac{U_2 \cdot (U_2 - C_{r2} \cdot \cot g \beta_2)}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{r2} \cot g \beta_2}{g}$$

$C_{r2}$  : vitesse débitante à la sortie proportionnelle au débit :  $C_{r2} = Q / \pi D_2 b_2$

$$\begin{aligned} H_{th} &= \frac{U_2}{g} (U_2 - C_{r2} \cdot \cot g \beta_2) \Rightarrow H_{th} = \frac{U_2}{g} \left( U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cdot \cot g \beta_2 \right) \\ &\Rightarrow H_{th} = A - B \cdot \cot g \beta_2 \cdot Q \end{aligned} \quad (3.15)$$

Avec :

$$A = \frac{U_2^2}{g} \quad \text{et} \quad B = \frac{U_2}{\pi D_2 b_2}$$

Quand  $Q = 0$ ,  $H_{th} = A$ .

Nous avons trois cas de  $\beta_2$  :

a)  $\beta_2 = 90^\circ$  (cas des ventilateurs) :  $H_{th} = A$  car  $\cot g \beta_2 = 0$ .

La courbe  $H(Q)$  est parallèle à l'axe du débit.

b)  $\beta_2 < 90^\circ$  (cas des pompes centrifuges) :

Dans cette configuration, la hauteur diminue au fur et à mesure que le débit augmente.

c)  $\beta_2 > 90^\circ$  (cas des compresseurs) :

La hauteur est proportionnelle au débit dans ce cas.

Pour les pompes centrifuge ;  $\beta_2$  varie entre  $15^\circ$  et  $30^\circ$ .

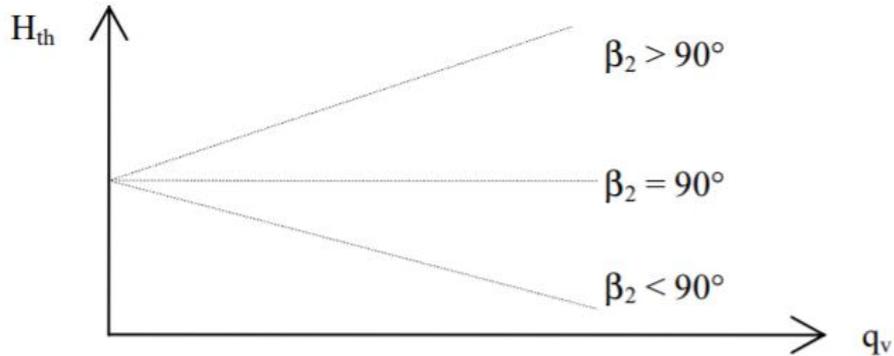


Figure 3.6 : Courbe caractéristique théorique des turbomachines

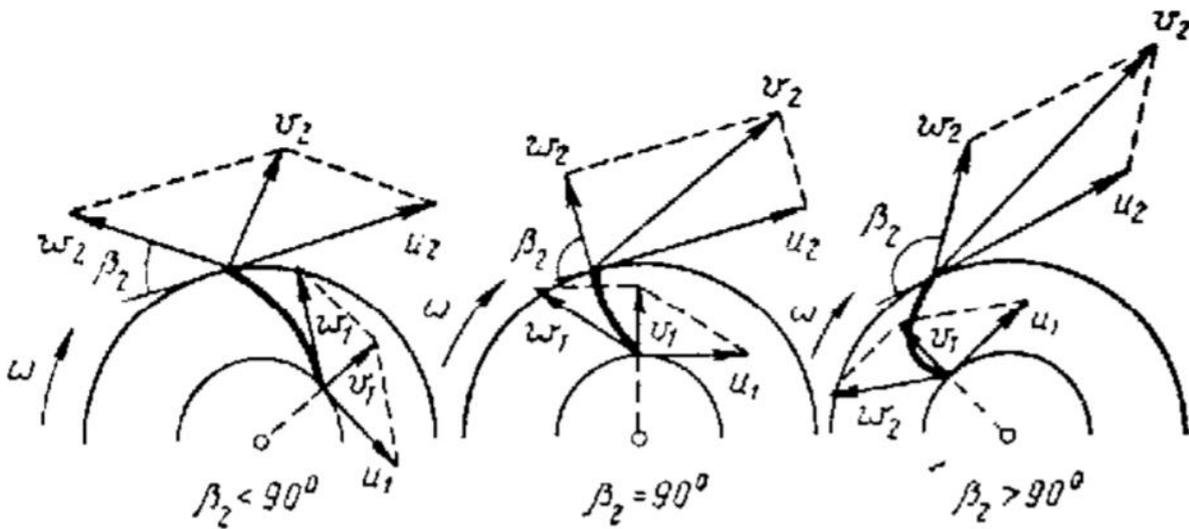


Figure 3.7 : Configuration des aubes selon  $\beta_2$

### 3.7. Couplage des pompes

Il arrive parfois que la pression ou le débit d'une seule pompe ne répond pas aux exigences d'un client. Pour cela, il est judicieux de coupler plusieurs pompes pour créer des paramètres ( $P$ ,  $Q$ ) qui sont supérieurs qu'une seule pompe fonctionnant seule.

Le couplage des pompes peut se faire en série ou en parallèle.

#### 3.7.1. Couplage de deux pompes en série :

Pour réaliser un couplage de deux pompes en série il faut lier l'orifice de refoulement de la première pompe à l'orifice d'aspiration de la deuxième pompe.

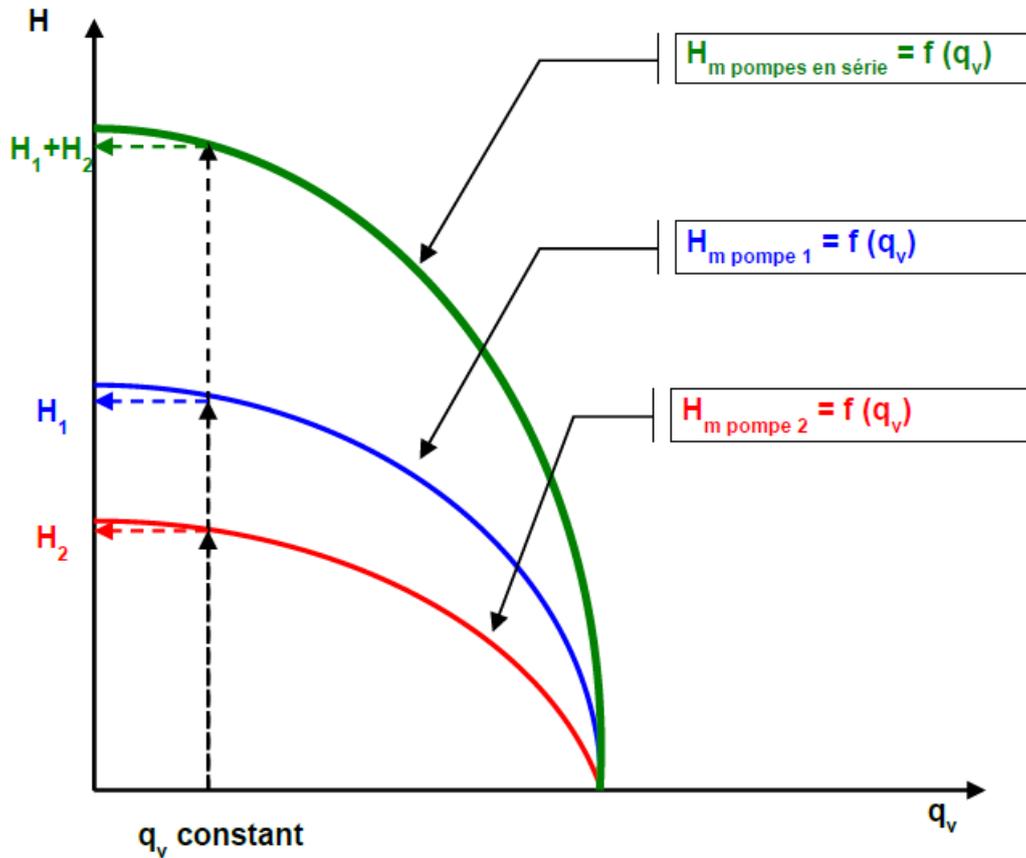


Figure 3.8 : Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en série [1111]

Dans le couplage des pompes en série, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 = Q_2 \\ H_t = H_1 + H_2 \end{cases} \quad (3.16)$$

### 3.7.2. Couplage de deux pompes en parallèle

Ce type de couplage est utilisé pour augmenter le débit refoulé en gardant la même hauteur initiale.

Dans ce type de couplage, deux cas peuvent se présenter :

- Cas de deux pompes identiques (ayants les mêmes caractéristiques) ;
- Cas de deux pompes non identiques (n'ont pas les mêmes caractéristiques).

Dans le couplage des pompes en parallèle, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 + Q_2 \\ H_t = H_1 = H_2 \end{cases} \quad (3.17)$$

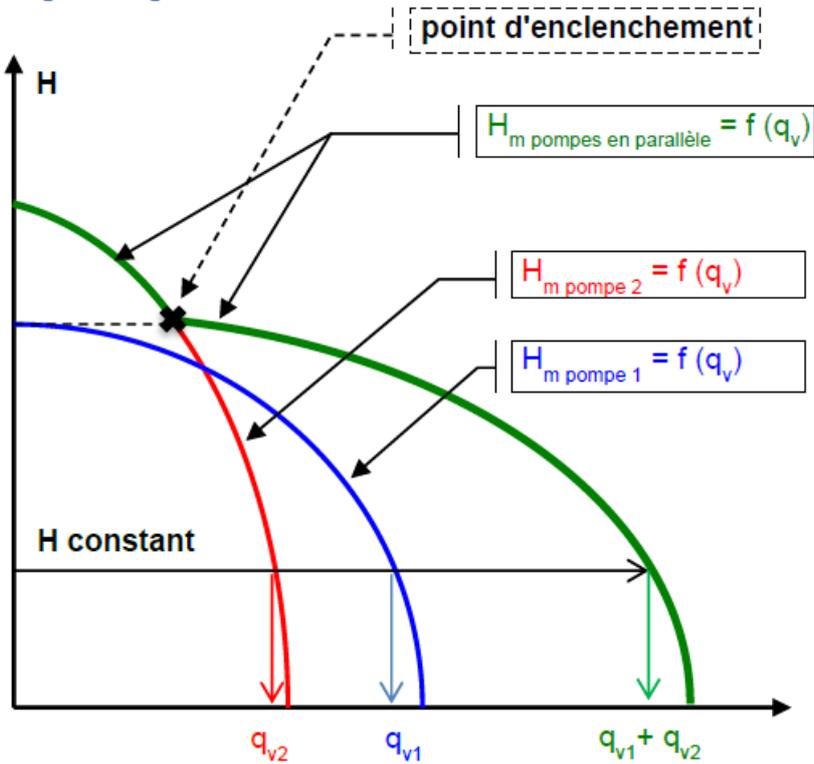


Figure 3.8 : Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle (cas de deux pompes identiques)

## 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 apparait 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.

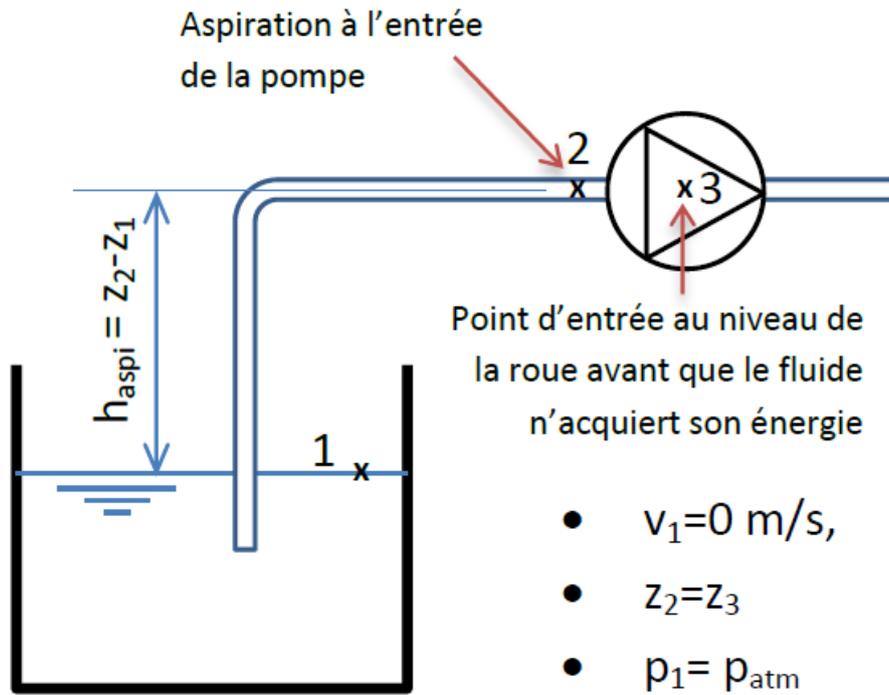
On distingue le NPSH de l'installation (disponible)  $NPSH_{disp}$  et le NPSH de la pompe ou nécessaire (ou requis)  $NPSH_{req}$ . Pour que la pompe fonctionne sans cavitation, on doit avoir :

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

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 :

$$\frac{p_3 - p_{vs}}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23} = \frac{p_1 - p_{vs}}{\rho g} - (Z_2 - Z_1) - \Delta H_{12} \quad (4.3)$$

Cette équation fait apparaître deux paramètres :

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

$$\frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23}$$

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.

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

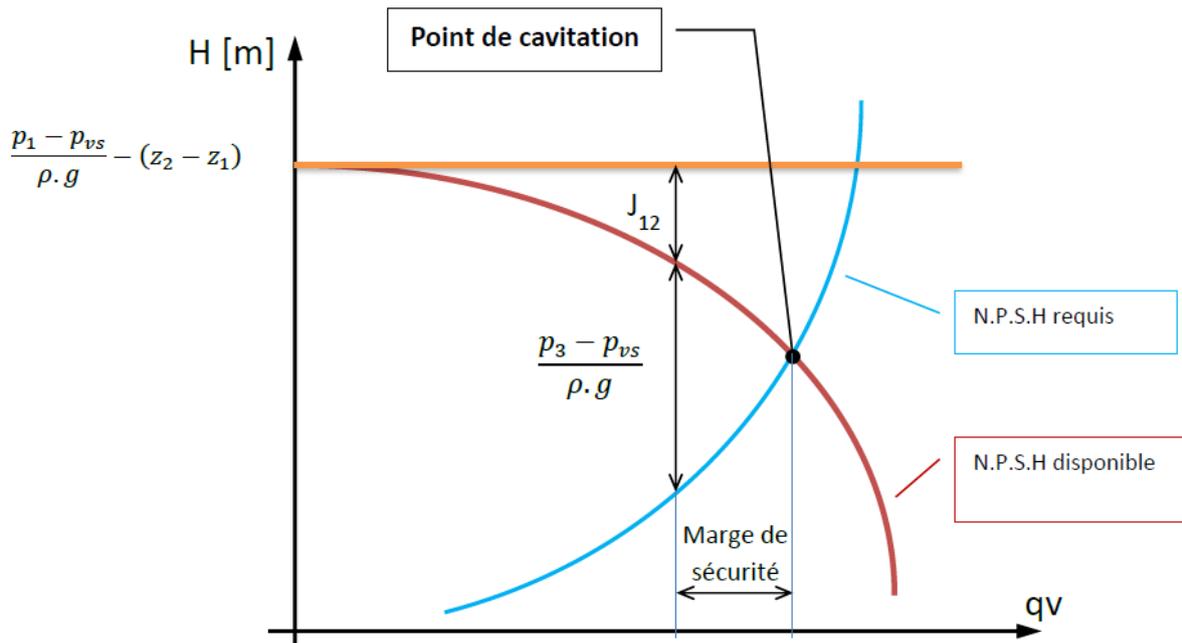
$$\frac{p_1 - p_{vs}}{\rho g} - (Z_2 - Z_1) - \Delta H_{12}$$

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 :

$$p_3 - p_{vs} > 0 \quad (4.4)$$

#### 4.5. Traduction sur les courbes de fonctionnement



## 5. TURBINES HYDRAULIQUES

### 5.1. Définition

Les turbines hydrauliques sont à l'inverse des pompes des machines à fluides capables d'en extraire de l'énergie. Le fluide cède donc de l'énergie dont une partie sera récupérée sur l'arbre de la turbine sous forme d'énergie mécanique :  $P = C\omega$ . Du point de vue du fluide, la puissance mécanique  $P_m$  est négative. En changeant le signe de  $P_m$ , on obtient une quantité positive  $P_i$  appelée puissance interne ou puissance indiquée [3] :

$$P_i = \rho Q_v (U_1 C_1 - U_1 C_1) \quad (5.1)$$

En général, on classe les turbines en deux catégories ; turbines à action et turbines à réaction.

### 5.2. Turbine à action et à réaction

#### 5.1.1. Les turbines à action

La diminution de la charge est due exclusivement à la perte d'énergie cinétique :

$$\Delta H = \Delta \left( \frac{V^2}{2g} \right), \text{ or } H \approx \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} \Rightarrow \Delta p = 0 \quad (5.2)$$

On définit alors le degré de réaction par :

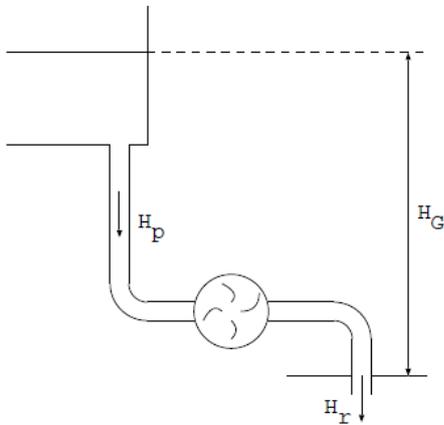
$$r = \frac{p_2 - p_1}{\rho g H} \quad \text{ou} \quad \frac{p_2 - p_1}{\rho N^2 D^2} \quad (5.3)$$

Ici  $r = 0$ . Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets et le passage est tangentiel.

#### 5.1.2. Les turbines à réaction

Dans ce cas,  $r \neq 0$ , l'énergie hydraulique transmise se présente sous forme d'énergie cinétique et d'énergie de pression. Le transfert d'énergie de pression nécessite une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi le rotor et les aubes sont noyés dans le fluide [3].

### 5.3. Bilan d'énergie



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

On appelle hauteur nette :

$$H_n = H_G - H_p - H_r \quad (5.4)$$

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

$$H_i = H_n - \Delta H_i \quad (5.5)$$

L'énergie disponible au rotor est :

$$C_i \omega = \rho g Q_v H_i \quad (5.6)$$

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

$$C \omega = C_i \omega - P_f \quad (5.7)$$

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

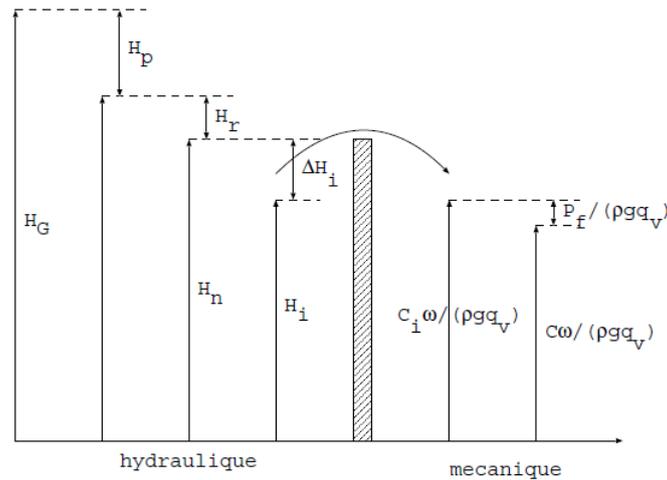


Figure 5.1 : Diagramme de transfert d'énergie pour une turbine [3]

### 5.4. Turbine Pelton

Cette turbine doit son nom à Lester Allan Pelton (1829-1908) qui en cherchant de l'or en Californie, a conçu une roue avec des cuillères périphériques, que l'on appelle augets, pour utiliser l'énergie cinétique provenant d'un jet d'eau sortant d'un tuyau.

Elle travaille à débit relativement faible sous une hauteur de chute élevée (300 m à 1200 m, voire davantage) avec une grande vitesse de rotation.

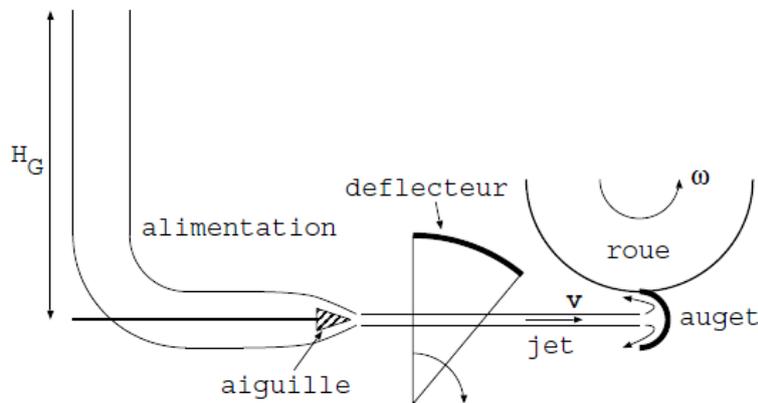


Figure 5.2 : Schéma de principe d'une turbine Pelton

Le jet exerce une force  $F$  sur l'auget qui conduit à un couple moteur qui fait tourner la roue de la turbine. L'injecteur est relié au réservoir ( $H_G$ ) amont par une conduite forcée.

L'aiguille coulisse dans la partie convergente de l'injecteur soit par une commande manuelle soit par un servo-moteur. Le déplacement de l'aiguille fait varier la section de sortie et par conséquent le débit. En effet, on a :

$$\frac{V^2}{2g} = H_G - \Delta H_{tuyaux} - \Delta H_{injecteur} \tag{5.8}$$

Comme  $H_G$  est très grand et que le tuyau est long,  $V = \sqrt{2g(H_G - \Delta H_{tuyaux})}$ .

Quand on veut arrêter rapidement la turbine Pelton, on ne ferme jamais brusquement la vanne amont ou l'injecteur en raison des coups de bélier qui pourraient endommager la conduite d'amenée, mais, on dévie le jet grâce à un déflecteur. Ensuite, on ferme lentement l'injecteur. Le déflecteur doit être fixé solidement pour résister aux efforts souvent énormes exercés par le jet.

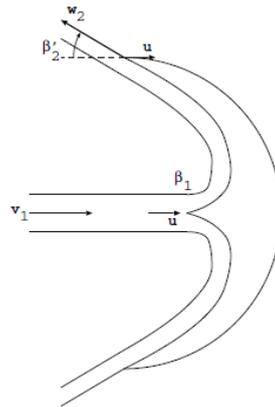


Figure 5.3 : Coupe de l'auget d'une turbine Pelton

## 5.5. Turbine Francis

La turbine Francis est une turbine à réaction.

Pour ce type de turbines, on utilise à la fois l'énergie cinétique et l'énergie de pression. Cette dernière nécessite pour le transfert une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi les aubes sont noyées. Deux principes sont à la base de leur fonctionnement.

- | La création d'un tourbillon à l'aide d'une bêche spirale d'aubages directeurs (directrices) ou des deux à la fois.
- | La récupération du mouvement tourbillonnaire par les aubes d'une roue mobile en rotation qui épousent les filets d'eau afin de leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

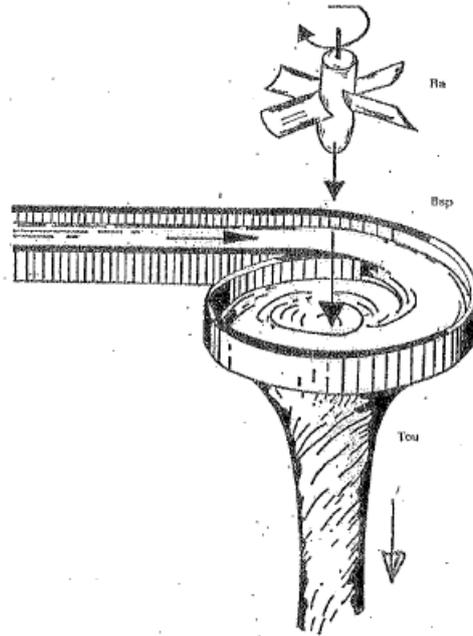


Figure 5.4 : Principe de fonctionnement d'une turbine Francis (à réaction)

Les aubages se comportent comme une aile d'avion. La portance qui en résulte induit un couple sur l'arbre de la turbine et fait avancer l'aube à une vitesse d'entraînement.

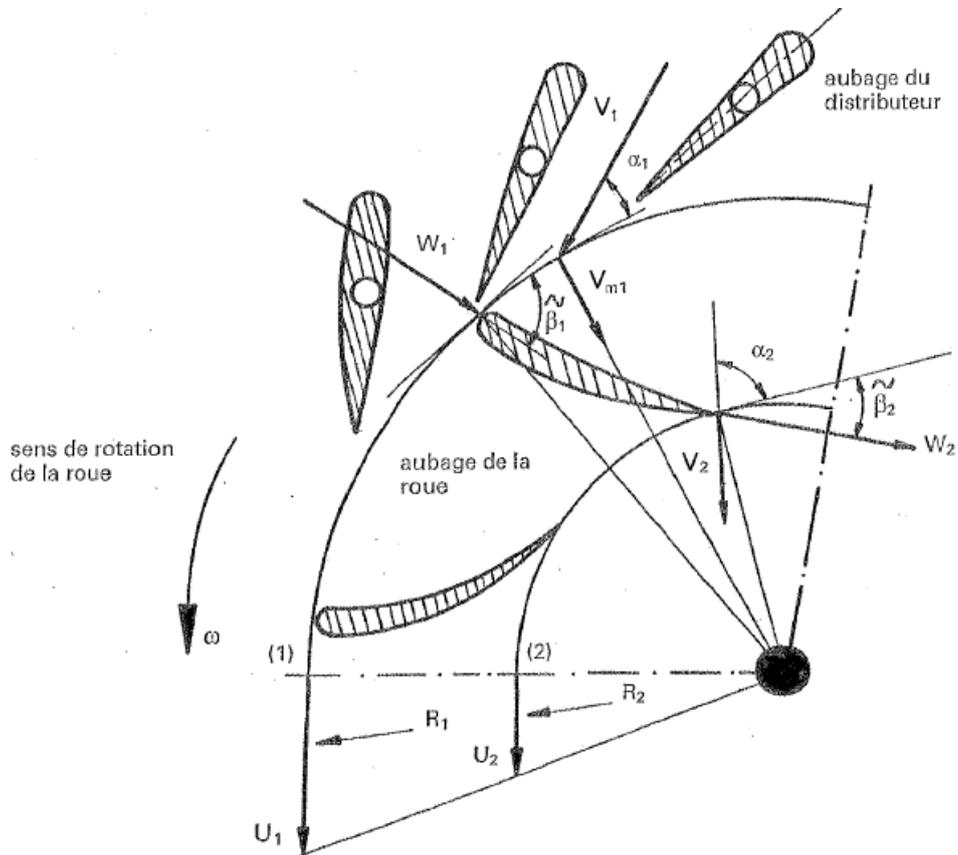


Figure 5.5 : Triangle des vitesses d'une turbine Francis [3]

Les caractéristiques générales d'une turbine Francis sont les mêmes que celles d'une pompe :

$$H_n = H_{th} + \Delta H_{choc} + \Delta H_f \quad \text{et} \quad \eta = \frac{H_{th}}{H_n} \quad (5.9)$$

## 5.6. Turbine Kaplan

La turbine Kaplan est une machine à réaction du type axial qui doit son nom à l'ingénieur autrichien Victor Kaplan (1876-1934) qui a enseigné à l'université Technique de Brno en République Tchèque. Les éléments principaux d'une turbine Kaplan sont semblables à ceux d'une turbine Francis, soit, une bêche spirale, un distributeur avec des aubes directrices, un rotor et finalement un diffuseur [5].

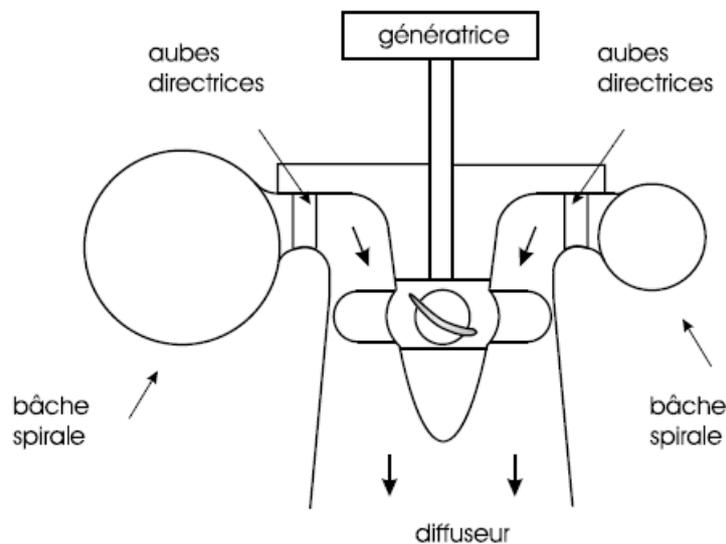


Figure 5.6 : Composantes d'une turbine Kaplan

L'écoulement dans ce type de turbine est axial de sorte que la vitesse périphérique à l'entrée et à la sortie du rotor est essentiellement la même ( $U_1 = U_2$ ).



Figure 5.7 : Roue de Turbine Kaplan

## 6. ANNEXE : PROPOSITION D'EXERCICES

### 6.1. Partie 1 : Théorie générale, théorème d'Euler

#### Exercice 1

Nous donnons pour une pompe hydraulique les paramètres suivants : débit volumétrique égale à  $1,5 \text{ m}^3/\text{min}$  ; Diamètre de sortie  $D_2$  égale 200 mm, section de sortie  $S_2$  égale  $0,2D_2^2$  et la vitesse relative à la sortie de la roue est égale à 6 m/s.

- 1) Calculer l'angle de construction  $\beta_2$
- 2) Calculer la vitesse de rotation  $N$ .

#### Exercice 2

Une roue d'une pompe centrifuge refoule une quantité d'eau égale à  $0,02 \text{ m}^3/\text{s}$

- 1) Calculer le débit massique
- 2) Calculer la largeur  $b$  d'une aube au niveau d'un diamètre  $D = 250 \text{ mm}$  si la vitesse débitante  $C_r = 3 \text{ m/s}$ .
- 3) Calculer les composantes  $U_2$  et  $W_2$  si on donne  $\beta_2 = 20^\circ$  ;  $\alpha_2 = 30^\circ$  ;  $D_2 = 400 \text{ mm}$  et  $b_2 = 12 \text{ mm}$ .

#### Exercice 3

Une pompe centrifuge a les paramètres suivants :  $D_2 = 200 \text{ mm}$  ;  $b_2 = 30 \text{ mm}$  ;  $N = 3000 \text{ tr/min}$  ;  $\alpha_2 = 15^\circ$  et le débit volumétrique est égale à  $3000 \text{ l/min}$ .

- 1) Calculer  $C_2$ ,  $H_{th}$ ,  $\beta_2$  et  $W_2$
- 2) Tracer le triangle des vitesses à la sortie en respectant la dimension de chaque vitesse.

#### Exercice 4

Une pompe centrifuge possède les caractéristiques suivantes :  $N = 1500 \text{ tr/min}$  ;  $r_1 = 15 \text{ mm}$  ;  $r_2 = 100 \text{ mm}$  ;  $\beta_1 = 30^\circ$  ;  $\beta_2 = 15^\circ$  ; la largeur de l'aube est fixe et égale à 10 mm.

- 1) Calculer le débit d'écoulement
- 2) Déterminer les composantes des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie.

#### Exercice 5

Une pompe centrifuge débite  $1440 \text{ l/min}$  sous une hauteur manométrique totale de 27 m avec un rendement manométrique de 79%. On admet que la perte interne vaut 5 fois l'énergie cinétique de l'eau dans son mouvement relatif à la sortie. Le diamètre de celle-ci est  $D_2 = 0,2 \text{ m}$  et la section à la sortie  $S_2 = 0,2D_2^2$ .

- 1) Calculer l'angle  $\beta_2$
- 2) Calculer la vitesse de rotation  $N$ .

## 6.2. Partie 2 : Installations de pompage

### Exercice 6

On désire réaliser une pompe hydraulique fonctionnant à l'eau, à une hauteur manométrique  $H = 40$  m. La pompe doit débiter une quantité d'eau de  $10$  kg/s. On estime les pertes hydrauliques égales à  $h'_p = 5$  m et les pertes par frottement du disque négligeables.

- 1) Calculer le travail interne  $W_i$  de la pompe
- 2) Calculer la puissance interne  $P_i$  du moteur d'entraînement de la pompe si les pertes volumétriques  $Q_f = 0,2$  m<sup>3</sup>/s.

### Exercice 7

Une pompe hydraulique est entraînée par un moteur de puissance interne  $P_i = 100$  KW. La pompe doit élever l'eau à une hauteur  $H = 50$  m. Les pertes par frottement du disque sont estimées à  $0,08$  m et les pertes hydrauliques sont égales  $0,4$  m.

- 1) Calculer le débit utile de la pompe si les pertes volumétriques sont égales à  $0,05$  m<sup>3</sup>/s.

### Exercice 8

On considère l'installation de pompage de la figure 7.1. On donne :  $p_1 = 0,8$  bar ;  $p_2 = 11$  bars ;  $\rho = 800$  kg/m<sup>3</sup> ;  $Q = 0,01$  m<sup>3</sup>/s ;  $h'_c = 5,5$  m ;  $D_a = D_r = 100$  mm. Les pertes volumétriques sont supposées négligeables. Calculer :

- 1) La hauteur statique de la pompe
- 2) La hauteur manométrique de la pompe
- 3) Le couple d'entraînement théorique  $C_{th}$  si les pertes hydrauliques  $h'_p$  sont égales à  $3$  m et la vitesse de rotation  $N = 1000$  tr/min.

### Exercice 9

Soit l'installation de pompage suivante (figure 7.2). On donne : débit utile  $Q = 20$  l/s ; perte de charge dans la conduite d'aspiration  $h'_a = 0,8$  m ; perte de charge dans la conduite de refoulement  $h'_r = 12$  m ; la vitesse d'aspiration  $V_a = 2$  m/s ; la vitesse de refoulement  $V_r = 5$  m/s. La différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe  $\Delta p_{1-2} = 3$  bars ; la pression atmosphérique égale à  $1$  bar.

- 1) Calculer la hauteur manométrique  $H$  fournie par la pompe si la différence de hauteur cinétique ( $\Delta V^2/2g$ ) entre les points 1 et 2 est supposée négligeable. En déduire la puissance utile de la pompe
- 2) Calculer la pression aux points 1 (l'amont) et 2 (l'aval) de la pompe
- 3) Calculer la hauteur d'installation  $H_{ins}$  et la hauteur statique  $H_{st}$  si l'on suppose la section de refoulement a diminuée de moitié à la sortie. Les singularités sont négligeables
- 4) Calculer le rendement volumétrique si les pertes à travers les interstices estimées à  $Q_f = 0,4$  l/s.

**Exercice 10**

Une pompe hydraulique aspire de l'eau d'un réservoir ouvert pour le refouler dans un autre réservoir (figure 7.3). La conduite d'aspiration a un diamètre  $D_a = 100$  mm et les pertes hydrauliques linéaires dans la conduite d'aspiration sont égales à 0,5 m et celles dans la conduites de refoulement égales à 2 m. La quantité de liquide débitée par la pompe est de  $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$  et les pertes de fuite égales à  $0,08 \text{ m}^3/\text{s}$ .

- 1) Calculer la vitesse d'aspiration  $V_a$
- 2) Calculer le diamètre de la conduite de refoulement  $D_r$  si les pertes singulières sont de 0,2 m
- 3) Calculer les longueurs des conduites d'aspiration et de refoulement ( $L_a$  et  $L_r$ ).

**6.3. Partie 3 : Dimensionnement d'une pompe centrifuge****Exercice 11**

Une pompe centrifuge débite une quantité d'eau égale à  $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$  pour l'élever à une hauteur de 100 m. La roue de la pompe est entraînée par un moteur qui tourne à 1500 tr/min.

On donne :  $\beta_2 = 30^\circ$  ;  $p = 0,35$  et les pertes hydrauliques  $h'_h = 15$  m.

- 1) Calculer la vitesse circonférentielle à la sortie de la roue de la pompe ainsi que la composante circonférentielle de la vitesse absolue pour un nombre d'aubes infini
- 2) Calculer la section de sortie de la roue
- 3) En déduire la largeur  $b_2$  de l'aube à la sortie de la roue.

**Exercice 12**

On désire réaliser une pompe centrifuge ayant les paramètres suivants :  $Q = 0,35 \text{ m}^3/\text{s}$  ;  $H = 100$  m. cette pompe sera entraînée par un moteur qui tourne à 1300 tr/min.

- 1) Calculer les vitesses  $C_{r1}$  et  $C_{r2}$
- 2) Calculer les diamètres  $D_1$  et  $D_2$  si les deux angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  égales à  $20^\circ$  et  $27^\circ$  respectivement.

**Exercice 13**

Soit une pompe centrifuge destinée à véhiculer un débit d'eau égale à  $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$  tout en créant une hauteur  $H = 80$  m. Le moteur d'entraînement a une vitesse de rotation  $N = 1450$  tr/min. La contrainte de torsion dans le matériau de l'arbre  $\tau = 450 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ .

On donne :  $\eta_p = 0,7$  ;  $\eta_h = 0,9$  ;  $\beta_2 = 27^\circ$  ;  $Q_f = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ .

- 1) Calculer les caractéristiques géométriques de la roue à l'entrée et à la sortie.

**6.4. Partie 4 : Similitude, cavitation****Exercice 14**

Soit à transférer de l'Ammoniac liquide à une température de  $5^\circ\text{C}$  contenant dans un réservoir fermé (figure 7.4). L'ammoniac est en état d'ébullition avec  $p_0 = p_t$ .

- 1) Quelle est la valeur de  $NPSH_{req}$  qu'il ne faut pas dépasser pour travailler sans risque de cavitation si la perte de charge  $h'_a$  est de 0,5 m.

### Exercice 15

Soit à transférer de l'octane liquide à 20°C contenu dans un réservoir à pression atmosphérique (figure 7.5). La hauteur géodésique d'aspiration es est de 5 m et la pression atmosphérique ( $p_0$ ) s'exerçant sur la surface du liquide est de 1 bar abs. A 20°C, la masse volumique de l'octane est de 700 kg/m<sup>3</sup> et sa tension de vapeur ( $p_t$ ) est de 0,013 bar abs. La perte de charge  $h'_a$  dans la tuyauterie est estimée à 1 m.

- 1) Calculer le  $NPSH_{disp}$
- 2) Déduire le  $NPSH_{req}$  maximal pour éviter le phénomène de cavitation.

### Exercice 16

La vitesse de rotation de la roue à aubes d'une pompe est de  $N_1 = 1500$  tr/min.

- 1) Quelle roue à aubes il faut prendre de sorte que la puissance de l'installation de pompage soit la même (pour le même fluide)
- 2) Déterminer le diamètre de sortie de la nouvelle pompe se le diamètre de sortie de la première pompe est de 100 mm.

### Exercice 17

Après avoir changé le moteur d'entraînement, la vitesse de rotation a augmentée de 1500 tr/min à 3000 tr/min

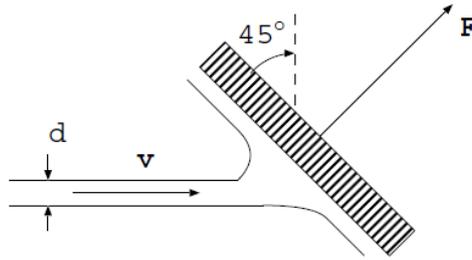
- 1) Déterminer les dimensions de la nouvelle pompe si les dimensions de l'ancienne sont :  $D_2 = 250$  mm et  $b_2 = 40$  mm.

## 6.5. Partie 5 : Turbines

### Exercice 18

Pour une turbine Pelton, on dispose d'un jet de diamètre  $d = 3$  cm et de vitesse  $V = 45$  m/s.

- 1) Calculer la hauteur génératrice  $H_G$
- 2) Calculer le diamètre de la roue  $D$
- 3) Calculer la vitesse de rotation d'emballement  $N_{max}$  et la vitesse de rotation optimale  $N_{opt}$
- 4) Donner la taille de l'auget
- 5) Calculer la puissance maximale  $P_{max}$
- 6) La roue tourne à  $N = 600$  tr/min, calculer la hauteur résiduelle  $H_r$
- 7) La roue tourne à  $N = 1193$  tr/min, calculer la hauteur résiduelle  $H_r$
- 8) Calculer l'effort sur le déflecteur.

**Exercice 19**

Une turbine Francis tournant à  $N = 600$  tr/min absorbe un débit  $Q_v = 1$  m<sup>3</sup>/s. Les diamètres d'entrée et de sortie sont de 1 m et 0,45 m respectivement. Les sections de passage correspondantes sont de 0,14 m<sup>2</sup> et 0,09 m<sup>2</sup>. L'angle  $\alpha_1$  de sortie des directrices vaut 15° et l'angle de sortie de la roue est de 135°. Sachant que le rendement manométrique de cette turbine est égal à 78%, calculer :

- 1) La hauteur de chute nette
- 2) Le couple sur l'arbre
- 3) La puissance mécanique sur l'arbre.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] AMOR A. Contribution numérique de l'étude de l'influence de la géométrie de l'aubage en vue d'une optimisation des performances d'une pompe centrifuge par le logiciel CFX, Thèse de magistère U. H. B. Chlef, 2010-2011.
- [2] BOUDJELLA A. Cours de thermodynamique 2, université des sciences et de la technologie d'Oran.
- [3] JENNY M. Turbomachines - énergie hydraulique et éolienne, école de mines de Nancy, 2017-2018.
- [4] KRYSINSKI J. Turbomachines Théorie Générale, OPU Ben AKnoun (Alger), 1986.
- [5] REGGIO M., TREPANIER J-Y. Théorie des Turbomachines, Ecole polytechnique de Montréal
- [6] Techniques de l'ingénieur : articles relatifs à la similitude des pompes.
- [7] Techniques de l'ingénieur : articles relatifs aux turbomachines.
- [8] TROSKOLANSKI A. T. Les Turbopompes .Théorie .Tracé. Construction, Edition Eyrolles, 1977.
- [9] YOUCEFI A. Cours de mécanique des fluides 1, université des sciences et de la technologie d'Oran.
- [10] YOUCEFI A. Cours de turbomachines, université des sciences et de la technologie d'Oran.