République Algérienne Démocratique et Populaire
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Université Mohamed Boudiaf -Msila
Faculté de Technologie
Département : Génie Electrique

جامعة محمد بوضياف - المسيلة
كلية التكنولوجيا
قسم : الهندسة الكهربائية

Cours et Travaux Dirigés

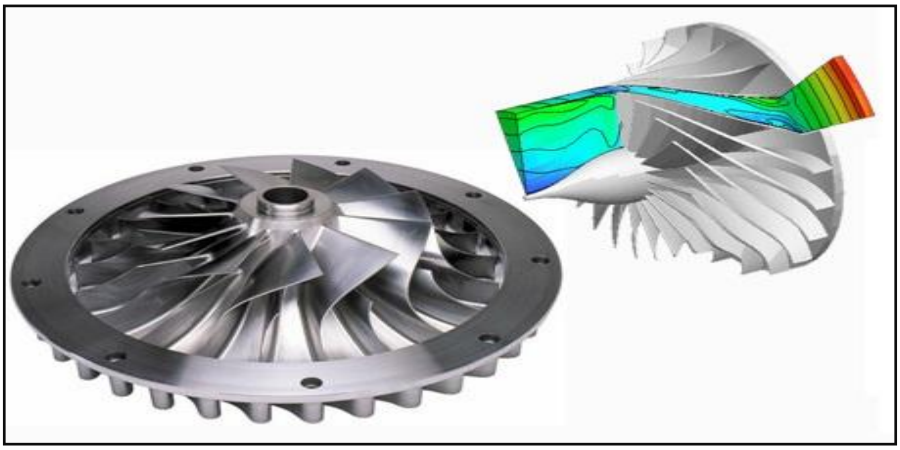
Turbomachines

3eme année Licence , Electromécanique

Réalisé par :

Dr. ZEMMIT Abderrahim

Maitre de Conference au Département de : **Génie électrique**



Année académique **: 2019-2020**

Avant-propos

Ce support de cours et de TD est destiné aux étudiants en troisième année Électromécaniques du Département de Génie Electrique au sein de l'Université Mohamed Boudiaf -MSILA- ainsi que tout étudiant qui suit cette formation. Il correspond au module Turbomachines .

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

- Découvrir les différentes machines et turbomachines utilisées dans l'industrie et leurs caractéristiques de fonctionnement.
- Principes d'une turbomachine (Fonctionnement, fluide véhiculé, courbe caractéristique, rendement, similitude, domaines d'utilisation).
- Turbomachines à fluide incompressible (Pompes, ventilateurs centrifuges et axiaux) .
- Turbines hydrauliques .
- Turbomachines à fluide compressible (Turbines à gaz , Turbines à vapeur).

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

Description de la matière d'enseignement

1) Pré requis : MDF1, Thermodynamique .

2) Objectif général du la matière d'enseignement :

- Objectifs d'apprentissage :

Découvrir les différentes machines et turbomachines utilisées dans l'industrie et leurs caractéristiques de fonctionnement.

3) Contenu de la matière d'enseignement

- Chapitre 1. Principes d'une turbomachine (3 Semaines)

Fonctionnement, fluide véhiculé, courbe caractéristique, rendement, similitude, domaines d'utilisation.

- Chapitre 2. Turbomachines à fluide incompressible (3 Semaines)

Pompes, ventilateurs centrifuges et axiaux.

- Chapitre 3. Turbines hydrauliques (2 Semaines)

- Chapitre 4. Turbomachines à fluide compressible (2 Semaines)

- Chapitre 5. Turbines à gaz (3 Semaines)

Cycle de la turbine à gaz, rendement, turboréacteurs, Turbopropulseurs, statoréacteurs.

- Chapitre 6. Turbines à vapeur (2 Semaines)

Cycle des turbines à vapeur, rendement, turbine à soutirage.

3) Modalités d'évaluation

- Contrôle continu: 40% ;
- Examen : 60%.

I. Chapitre I : Définitions et théorie générale des turbomachines

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser en premier lieu de faire une brève généralités et notions de base sur les turbomachines .

I.1. Définition

1.1. Turbomachines

Le mot turbomachine est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Le rôle d'une turbomachine est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un fluide en écoulement permanent et un rotor animé d'un mouvement de rotation à une vitesse constante autour d'un axe.

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 .

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.

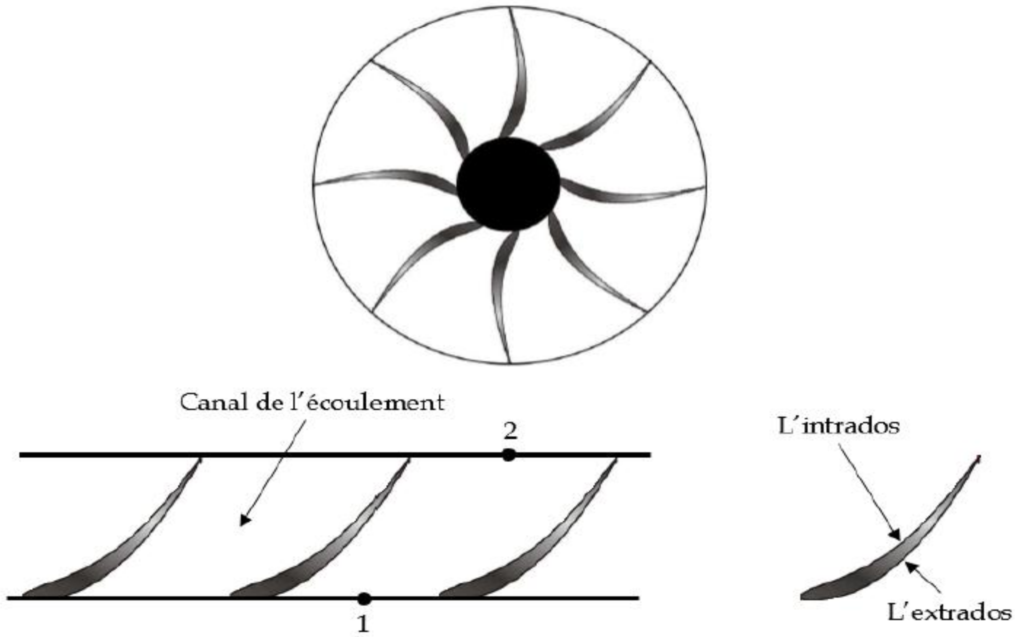


Figure 1.1 : Grille d'aubes

I.2. Classifications des turbomachines

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 : *<u>à fluide compressible et à fluide incompressible</u>*.

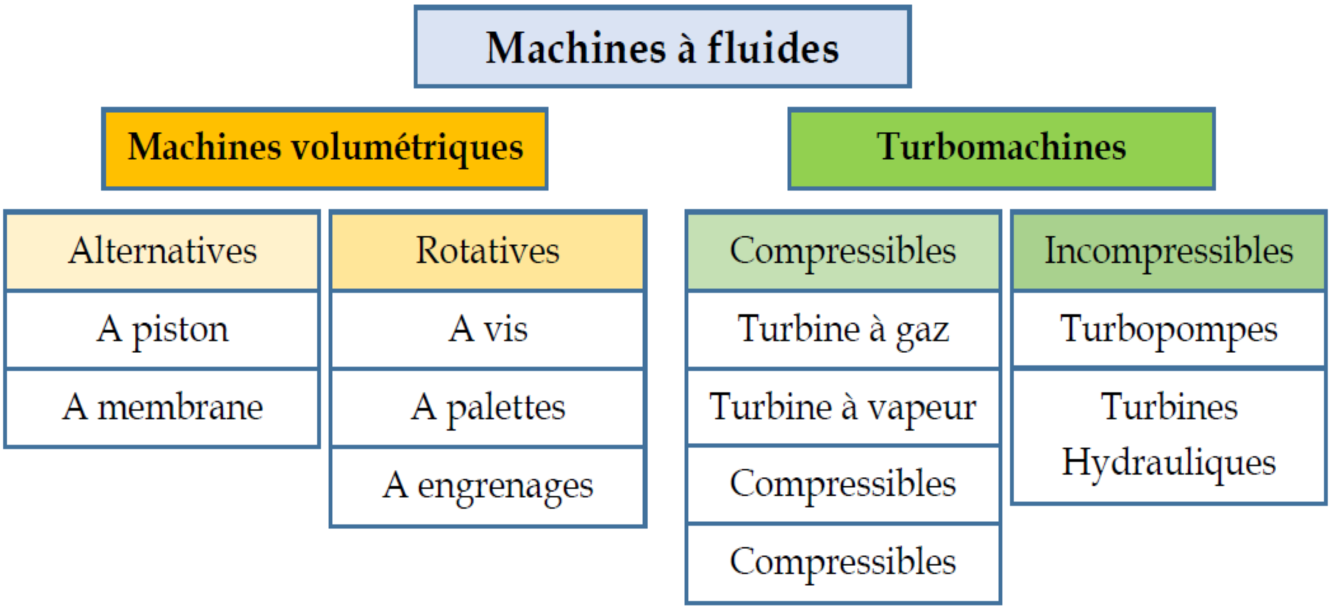


Schéma 1.1 : Classification des machines à fluides

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 :

<u>a) Turbomachines radiales :</u>

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).

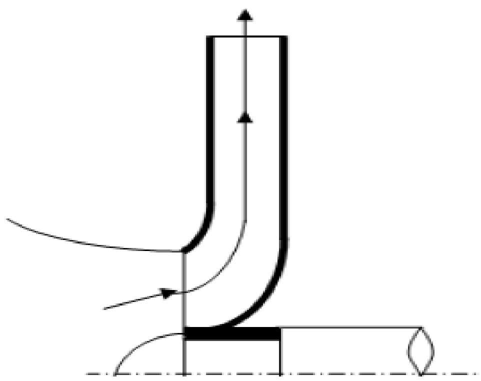


Figure 1.2 : Roue d'une turbomachine radiale .

b) Turbomachines axiales :

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

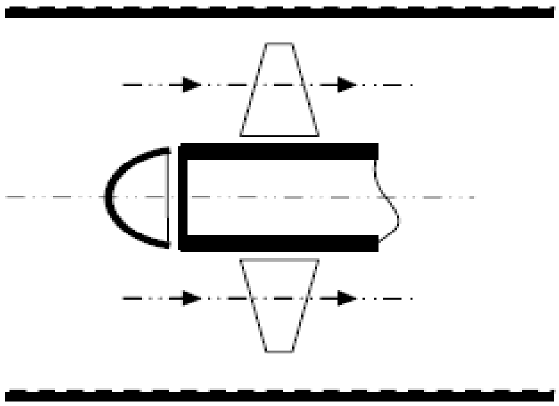


Figure 1.3 : Roue d'une turbomachine axiale .

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.

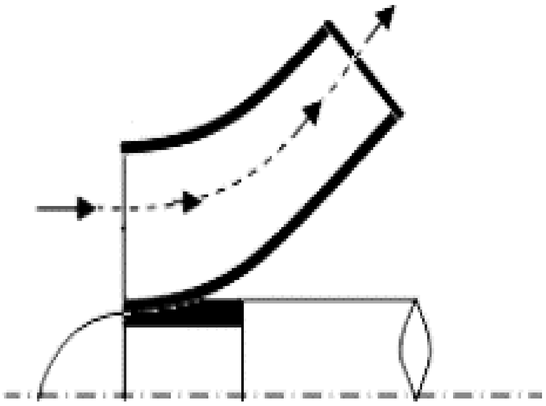


Figure 1.4 : Roue d'une machine semi-axiale .

2.3. Selon la fonction de la machine

Le sens de transfert de l'énergie entre la machine est 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 ma machine :

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.

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.

3.3. Diffuseur : Le diffuseur ou l'amortisseur a le rôle de collecter le fluide a 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.

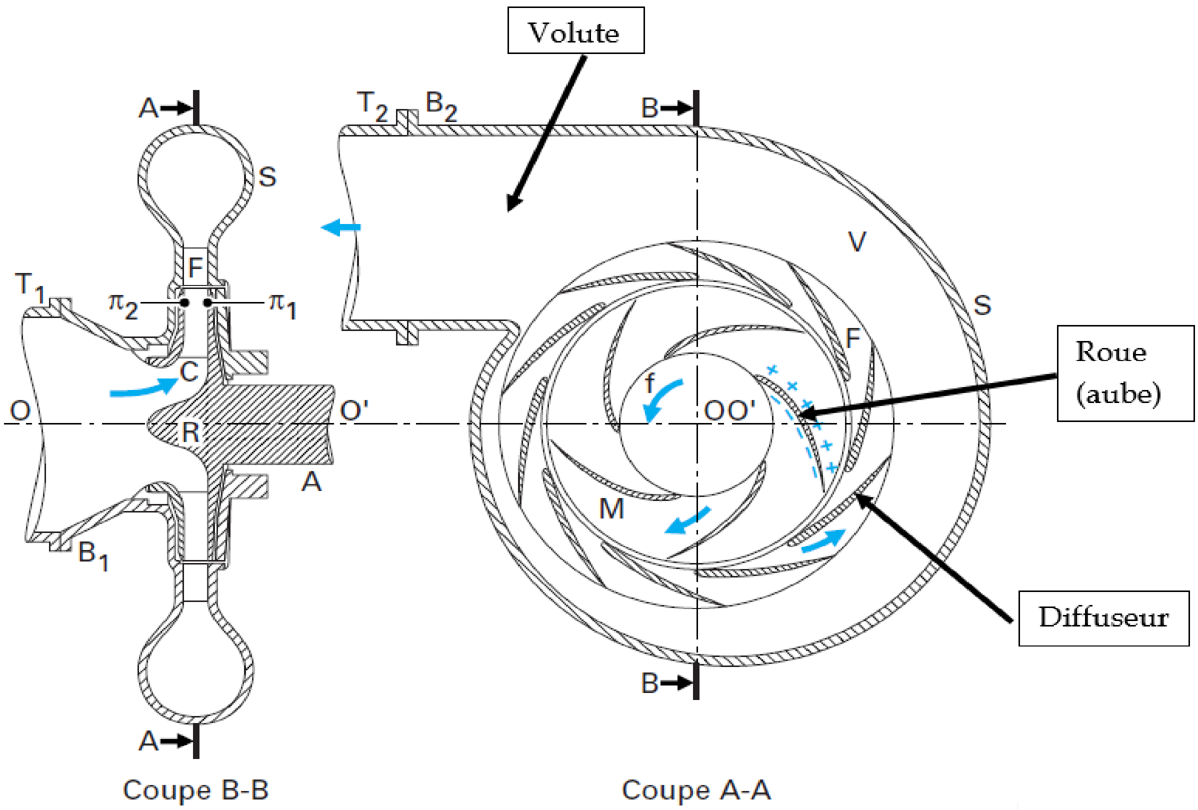


Figure 1.5 : Composantes d'une ppe centrifuge .

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*.

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 :

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho . dV + \int_s \rho v \, . dS = 0 \qquad (1.1)$$

Avec :

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

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

ρ : 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 :

$$-\int_s \rho v \, . dS = 0 \qquad (1.2)$$

$$\Rightarrow \; \rho . v . S_1 = \rho . v . S_2 = Q_m \qquad (1.3)$$

$$\Rightarrow \; Q_v = v . S_1 = v . S_2 \qquad (1.4)$$

Q_m : Débit massique (Kg/s) ;

Q_v : Débit Volumétrique (M^3/s).

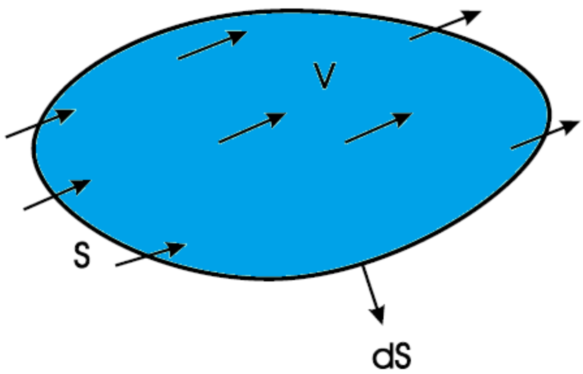


Figure 1.6 : Volume de contrôle.

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…

$$F = \frac{d}{dt}\int_V \rho v dV + \int_s \rho v.vdS \qquad (1.5)$$

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 ;

$\int_s \rho v.vdS$: Somme des flux de quantité de mouvement qui traversent les deux surfaces d'entrée et de sortie ;

4.3. Moment de la quantité de mouvement :

Le moment angulaire est donné par l'équation suivante :

$$M = \frac{d}{dt}\int_V r.\rho v dV + \int_S r.\rho v.vdS \qquad (1.6)$$

Etat stationnaire :

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

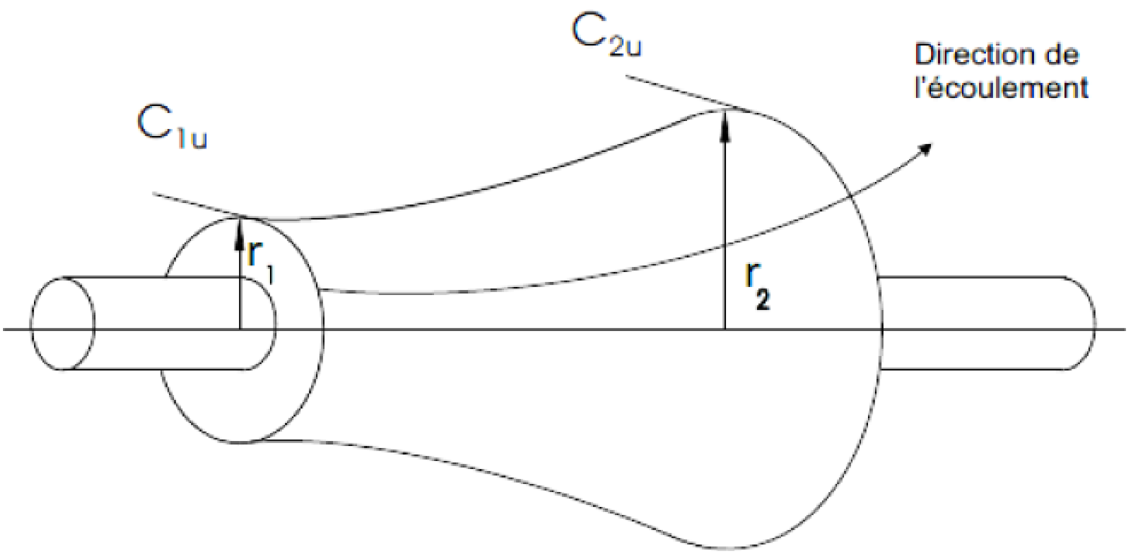


Figure 1.7 : Rotor schématique .

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

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

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

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 circonférentielle et vitesse d'entrainement). Elle est donnée par :

$$\vec{U} = \frac{\pi DN}{60} = \frac{2\pi rN}{60}$$

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 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 $\vec{V}$.

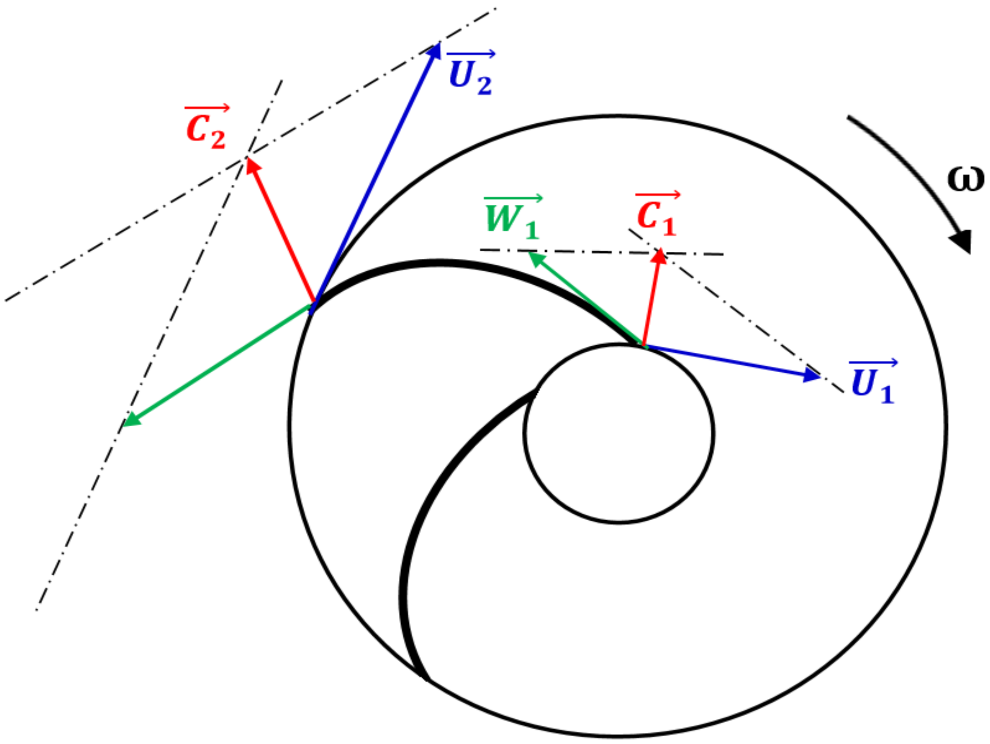


Figure 1.8 : Diagrammes des vitesses sur une roue à entrée radiale

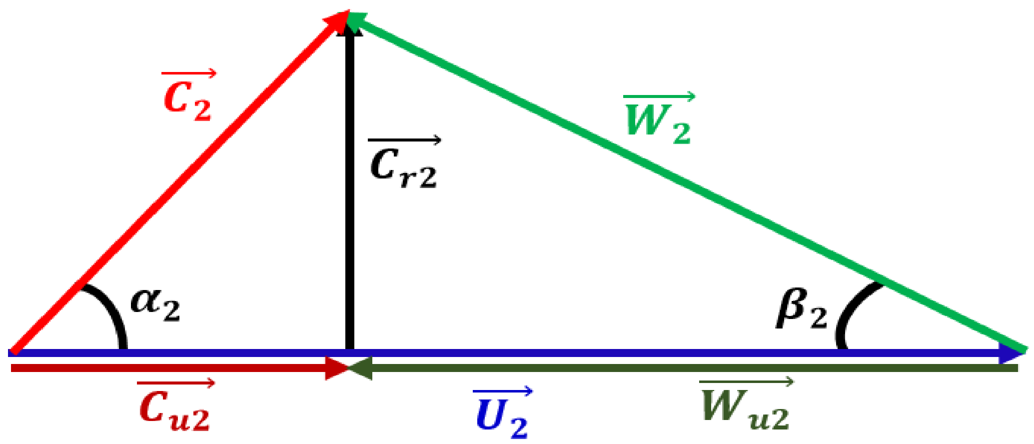


Figure 1.9 : Triangle des vitesses à la sortie d'une turbomachine radiale.

L'angle $\boldsymbol{\alpha}$ (angle de calage) est formé par les vitesses $\vec{U}$ et $\vec{C}$ et l'angle $\boldsymbol{\beta}$ (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 :

$$C_r = C.\sin\alpha \tag{1.10}$$

- Une composante circonférentielle :

$$C_u = C.\cos\alpha \tag{1.11}$$

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

$$C_u = \frac{Q_v}{S} = \frac{Q_v}{\pi Db} \tag{1.12}$$

Pour une turbomachine à entrée radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entrainement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle. (C_1=C_{r1} , α_1=90°).

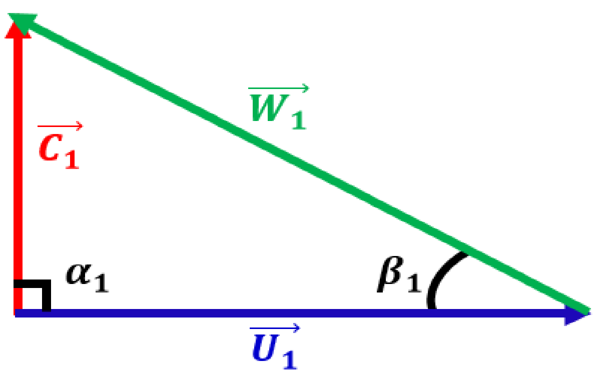


Figure 1.10 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une turbomachine radiale.

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.v=r.Cu*** (figure 1.10).

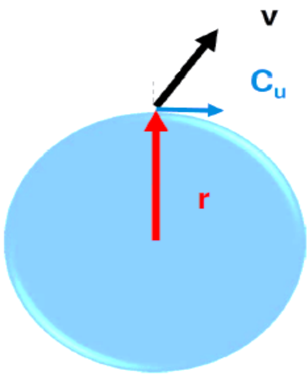


Figure 1.10 : Composante de vitesse utilisée pour calculer le moment angulaire .

L'équation (1.8) devient :

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

La puissance absorbée par la pompe est déterminée par :

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

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

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

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

$$P = Q_m . g . H_{th} \qquad (1.16)$$

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

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

Pour les turbomachines à entrée radiale, on a Cu1 = 0 (α1 = 90°). Par conséquent, l'équation d'Euler se simplifie et devient :

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

1.7. 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.

7.1. Rendement hydraulique

Il est donné en fonction des pertes hydrauliques comme suit :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Sigma h_p}{\eta_{th}} = \frac{H}{H_{th}}$$

Avec :

H : Hauteur manométrique de la pompe ;

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

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

7.2. 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,…).

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_f}$$

Avec :

$\boldsymbol{Q_v}$: Débit utile de la pompe ;

$\boldsymbol{Q_f}$: Débit des fuites.

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

7.3. Rendement mécanique

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

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_a} = \frac{\rho . g . H . Q_v}{P_a}$$

Avec :

P_u : Puissance utile de la pompe ;

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

7.3.4. Rendement global (total)

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

$$\eta_g = \eta_t = \eta_h * \eta_v * \eta_m$$

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

1.8. Similitudes dans les Turbomachines

8.1. 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.

8.2. 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 r2. 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, U2 étant la vitesse d'entraînement au rayon r_2 :

8.2.1. Coefficient de pression (ou pouvoir manométrique)

$$\mu = \frac{E}{U_2^2} = \frac{E}{\omega_2^2 r_2^2} = \frac{gH}{U_2^2}$$

8.2.2. Coefficient de débit

$$\delta = \frac{Q_v}{U_2 r_2^2} = \frac{Q_v}{\omega r_2^3}$$

8.2.3. Coefficient de puissance interne

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

8.2.4. Ouverture réduite

$$\gamma = \frac{O}{r_2^2}$$

8.3. Lois de similitude

On considère deux pompes géométriquement semblables. Elles possèdent des roues à aubes et des corps de pompes semblables (D1, D2, b1, b2, …etc.).

8.3.1. Similitude géométrique

$$\frac{D_1'}{D_1''} = \frac{D_2'}{D_2''} = \frac{b_1'}{b_1''} = \cdots = \frac{L_2'}{L_2''} = C_L$$

(‘) Prime : pompe réelle

(‘’) Seconde : pompe étalon

$\boldsymbol{C_L}$: s’appelle constante de similitude géométrique. $\boldsymbol{L}$ est l’indice de n’importe quel paramètre géométrique (largeur, longueur, rayon…etc.).

8.3.2. Similitude cinématique

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

$$\frac{U_2'}{U_2''} = \frac{C_2'}{C_2''} = \frac{W_2'}{W_2''} = \frac{C_{r2}'}{C_{r2}''} = \frac{C_{u2}'}{C_{u2}''} = \frac{W_{u2}'}{W_{u2}''} = V_r = C_V$$

$\mathbf{C_V}$: Constante de vitesse

A partir de la vitesse périphérique $U = \frac{\pi . D . N}{60}$:

$$V_r = C_V = \frac{N' D'}{N'' D''} = \frac{N'}{N''} \frac{D'}{D''} = C_N C_L$$