

REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université Saad Dahleb de Blida  
Faculté des sciences de l'ingénieur  
Département d'aéronautique de Blida

060/06  
EX 1

Projet de Fin d'Etude en vue de l'Obtention du Diplôme d'ingénieur d'état  
en construction aéronautique.

Option : propulsion



THEME

***Etude et bilan énergétique d'une  
turbomachine comprimante centrifuge.***

Réalisé par :  
Zadi safia miassa

Encadré par:  
Dr.HENNI MANSOUR ZOUBIR

Promotion 2005-2006

## SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.....	01
<b>CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES A COMPRESSION</b>	
I.1. Introduction.....	03
I.2. : Notions fondamentales et Classification des turbomachines.....	04
I.2.1. Suivant l'utilisation.....	04
I.2.1.1. Les ventilateurs.....	04
I.2.1.2. Les soufflantes.....	04
I.2.1.3. Les compresseurs.....	04
I.2.2. Suivant la forme géométrique.....	05
I.2.2.1. Les machines centrifuges.....	05
I.2.2.2. Les machines axiales.....	05
I.3. Notions fondamentales sur les compresseurs.....	06
I.3.1. Définition d'un compresseur.....	06
I.3.2. Etage d'un compresseur.....	06
I.3.2.1. Dans les aubes mobiles.....	06
I.3.2.2. Dans les aubes fixes.....	07
I.3.3. Caractéristiques fonctionnelles.....	07
I.3.3.1. Le taux de compression.....	07
I.3.3.2. Le débit d'air.....	07
I.3.3.3. La puissance absorbée.....	07
I.3.3.4. Le rendement $\eta$ .....	07
I.3.4. Champ des caractéristiques et d'adaptation.....	07
I.3.4.1. La ligne de travail.....	08
I.3.4.2. La ligne de pompage.....	08
I.3.5. Différents types de compresseur.....	08
I.3.5.1. Compresseurs de type centrifuge.....	08
I.3.5.2. Compresseurs de type axial.....	09
I.3.5.3. Compresseurs axiaux et centrifuges.....	09
I.3.5.4. Compresseurs centrifuges en série.....	10
I.3.5.5. Compresseurs a géométrie variable.....	11
I.3.6. Rotor et stator d'un compresseur.....	12
I.3.6.1. Exemple d'un compresseur axial de suralimentation.....	12
I.3.6.2. Exemple d'un compresseur centrifuge.....	13
I.3.6.3. Exemple d'un compresseur axial multi étages.....	14
I.4. Pompage du compresseur.....	15
I.4.1. Description du phénomène.....	15
I.4.2. La ligne de pompage.....	16

I.4.3 La ligne de travail.....	16
I.4.4.Causes de pompage.....	17
I.4.5.Conséquence du pompage.....	17
I.4.6.Procédure et remède.....	17

## **CHAPITRE II : Description et fonctionnement des compresseurs**

II.1. Compresseurs centrifuges.....	18
II.1.1. Intérêt de l'écoulement radial.....	18
II.1.2. Principaux éléments d'un compresseur centrifuge.....	19
II.1.3.Etage d'un compresseur centrifuge.....	19
II.2. Compresseurs axiaux.....	20
II.2.1. Etage d'un compresseur axial.....	22
II.3.Diagramme des vitesses.....	23
II.3.1.Entrée de la roue.....	24
II.3.2.sortie de la roue.....	24
II.3.3.Triangle des vitesses et valeur de l'angle $\beta_1, \beta_2$ .....	25

## **CHAPITRE III : RAPPEL D'AEROTHERMODYNAMIQUE**

III.1. Equations générales de la mécanique des fluides.....	26
III.1.1. Principe de conservation de la masse.....	26
III.1.2. Principe fondamental de la mécanique.....	26
III.1.3. Principe de la conservation de l'énergie (Premier principe de la thermodynamique).....	27
III.1.4.Second principe de la thermodynamique.....	27
III.2.Fonctions d'état statique et totale.....	28
III.2.1.Enthalpie totale.....	28
III.2.2.Température, Pression, masse volumique totales.....	28
III.3. Rendement isentropique de compression et de détente.....	29
III.3.1. Compression.....	29
III.3.2. Détente.....	29

## **CHAPITRE IV : ETUDE AERODYNAMIQUE ET ENERGITIQUE**

IV. 1.Etude énergétique du compresseur centrifuges.....	30
IV. 1.1 Ecoulement dans les canaux fixes.....	34
IV. 1.2 Ecoulement dans les canaux mobiles.....	35

## **CHAPITRE V : ETUDE DE L'ÉCOULEMENT DANS UN ÉTAGE DE COMPRESSEUR**

V.1 Etude de l'écoulement dans un étage de compresseur	
V.1.1 Evolution dans le canal d'aspiration (A-1).....	37
V.1.2 Evolution dans la roue (canal mobile) 1-2.....	38
V.1.3 Evolution dans le diffuseur à flasque lisse.....	39
V.1.4 Evolution dans le diffuseur à ailettes.....	40
V.1.5 Rendement isentropique du compresseur (1 étage).....	41
V.1.6 Taux de compression.....	41
V.1.7 Coefficient poly tropique du compresseur.....	41
V.1.8 Rendement.....	41

## **CHAPITRE VI: CARACTERISTIQUES ENERGETIQUES DANS UN ÉTAGE DU COMPRESSEUR INFLUENCE DE L'ANGLE DE L'AUBAGE**

VI.1. Influence de l'angle d'aubage.....	42
VI.1.1 Aubes recourbées en avant $\beta_2 > 90^\circ$ .....	42
VI.1.1.1 -L'énergie massique sur l'arbre.....	42
VI.1.1.2 -La puissance disponible sur l'arbre.....	43
VI.1.1.3 -Rapport de compression $\Pi$ .....	44
VI.1.2 aube courbées en arrière $\beta_2 < 90^\circ$ .....	45
VI.1.2.1 -L'énergie massique sur l'arbre....	45
VI.1.2.2 -Puissance due aux aubes sur le fluide.....	46
VI.1.2.3 -Taux de compression $\Pi_c$ .....	46

## **CHAPITRE VII : RESULTATS ET INTERPRETATION**

VII. l'Organigramme et l'algorithme.....	48
VII.2 Graphe et résultats.....	49
VII.3 Interprétation des graphes.....	58

CONCLUSION GENERALE.....	65
--------------------------	----



## LISTE DES FIGURES

Fig.	Désignation	page
Fig I.1	Schéma d'une machine centrifuge.	05
Fig. I.2	Schéma d'une machine axiale	05
Fig. I.3	Schéma d'une machine hélicocentrifuge	06
Fig. I.4	Schéma d'un étage de compresseur	07
Fig. I.5	Schéma des caractéristiques fonctionnelles	07
Fig. I.6	Schéma du champ de caractéristiques et d'adaptation	08
Fig I.7.	Schéma d'un compresseur de type centrifuge	08
Fig. I.8	Schéma d'un compresseur de type axial	09
Fig. I.9	Schéma d'un compresseur de type axial et centrifuge	10
Fig I.10	Schéma d'un compresseur de type centrifuge en série	10
Fig.I.11	Schéma d'un compresseur à géométrie variable	11
Fig. I.12	Schéma d'un compresseur de type axial de suralimentation	12
Fig. I. 13	Schéma d'un compresseur centrifuge	13
Fig. I.14	Schéma d'un compresseur axial multi étages	14
Fig. I.15	Schéma du pompage	15
Fig.I.16	Profil de pale et diagramme d'écoulement	15
Fig.I.17	Schéma de la ligne de pompage	16
Fig.I.18	Schéma de la ligne de travail	16
Fig I.19	Schéma de procédure et remède	17
Fig II.1	Schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge	19
Fig II.2	Schéma d'un étage d'un compresseur axial multi étages	22
Fig VII.1	L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et l'angle $\beta_2$ sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )	49
Fig VII.2	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et l'angle $\beta_2$ sur la puissance théorique absorbée par la roue ( $P$ )	49
Fig. VII.3	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et l'angle $\beta_2$ sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )	50

Fig VII.4	L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour ( $N$ ) Sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )	50
Fig. VII.5	L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour ( $N$ ) Sur la puissance théorique absorbée par la roue ( $p$ )	51
Fig. VII.6	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour ( $N$ ) sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )	51
Fig. VII.7	L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le coefficient géométrique ( $k_2$ ) Sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )	52
Fig. VII.8	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le coefficient géométrique ( $k_2$ ) sur la puissance théorique absorbée par la roue ( $P$ )	52
Fig. VII.9	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le coefficient géométrique ( $k_2$ ) sur le taux de compression ( $\Pi_c$ ).	53
Fig. VII.10	L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le rayon extérieur ( $R_2$ ) Sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )	53
Fig. VII.11	L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le rayon extérieur ( $R_2$ ) sur la puissance théorique absorbée par la roue ( $P$ )	54
Fig. VII.12	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le rayon extérieur ( $R_2$ ) sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )	54
Fig. VII.13	l'influence du nombre de tour ( $N$ ) et l'angle $\beta_2$ sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )	55
Fig. VII.14	l'influence du nombre de tour ( $N$ ) et l'angle $\beta_2$ sur la puissance théorique absorbée par la roue	55
Fig. VII.15	l'influence du nombre de tour ( $N$ ) et l'angle $\beta_2$ sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )	56
Fig. VII.16	l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour ( $N$ ) et le rendement isentropique sur le taux de compression ( $\Pi_c$ ) (Courbe de fonctionnement du compresseur).	57

# NOMENCLATURE

## Notations et Symboles

Symbole	Unité	Définition
$k_2$	Sans	Coefficient d'obstruction
$k'$	Sans	Coefficient géométrique
$C_p$	J/kg <sup>o</sup> k	Capacité thermique massique a pression constante
$C_v$	J/kg <sup>o</sup> k	Capacité thermique massique a volume constant
$H_1$	J/kg	Enthalpie totale
$M$	Sans	Nombre de Mach
$N$	tr/min	Vitesse de rotation
$P_1$	Pa	Pression totale
$Q$	J	Quantité de chaleur
$S$	J/k <sup>o</sup>	Entropie
$T$	<sup>o</sup> k	Température statique
$T_1$	<sup>o</sup> k	Température totale
$U$	J	Energie interne
$W$	J	Travail
$a$	m/s	Célérité du son
$d_2$	m	Diamètre
$b_2$	Sans	Largeur de la pale
$g$	m/s	Accélération due a la pesanteur
$h$	J/kg	Enthalpie
$r$	J/kg <sup>o</sup> k	Constante des gaz parfait
$R_1$	m	Rayon extérieur de la roue
$R_2$	m	Rayon intérieur de la roue
$s$	m <sup>2</sup>	Section
$u$	m/s	Vitesse d'entraînement
$v$	m/s	Vitesse absolue
$V_t$	m/s	Composante tangentielle de V
$V_r$	m/s	Composante radiale de V
$W$	m/s	Vitesse relative
$z$	Sans	Nombre de pales
$\beta_1$	Degrés	L'angle de l'écoulement a l'entrée de la roue
$\beta_2$	Degrés	L'angle de la pale avec la tangente à la circonférence
$\alpha_2$	Degrés	Angle d'écoulement à la sortie de la roue
$\eta$	Sans	Rendement
$\omega$	rad/s	Vitesse angulaire

$\rho_0$	$\text{Kg/m}^3$	Masse volumique totale
$\rho$	$\text{Kg/ m}^3$	Densité
$\gamma$	Sans	Rapport de capacités thermique $C_p / C_v$

### Principaux indices utilisées

- 0** : Entrée d'une turbomachine ou de son distributeur
- 1** : Sortie du distributeur et entrée du rotor
- 2** : Sortie du rotor et entrée dans le diffuseur
- z** : Sortie du rotor d'une turbomachine
- a** : axial
- ad** : adiabatique
- iso** : isotherm
- is** : isentropique



# Dédicaces



**Ce modeste travail est dédié :**

**Mon cher père, qui a guidé mes pas jusqu'à ce que je m'accomplisse**

**- A ma très chère mère,**

**- A mes frères,**

**- A ma petite sœur,**

**- A mon très cher fiancé,**


**- A toute ma famille,**

**- A monsieur HENNI MANSOUR ZOUBIR,**

**- A mes amis, et a toute l'équipe de L' U.A.S.N,**

**- A tous mes camarades de promotion,**

**- Aux gents qui m'aiment et m'estiment.**





# REMERCIEMENTS

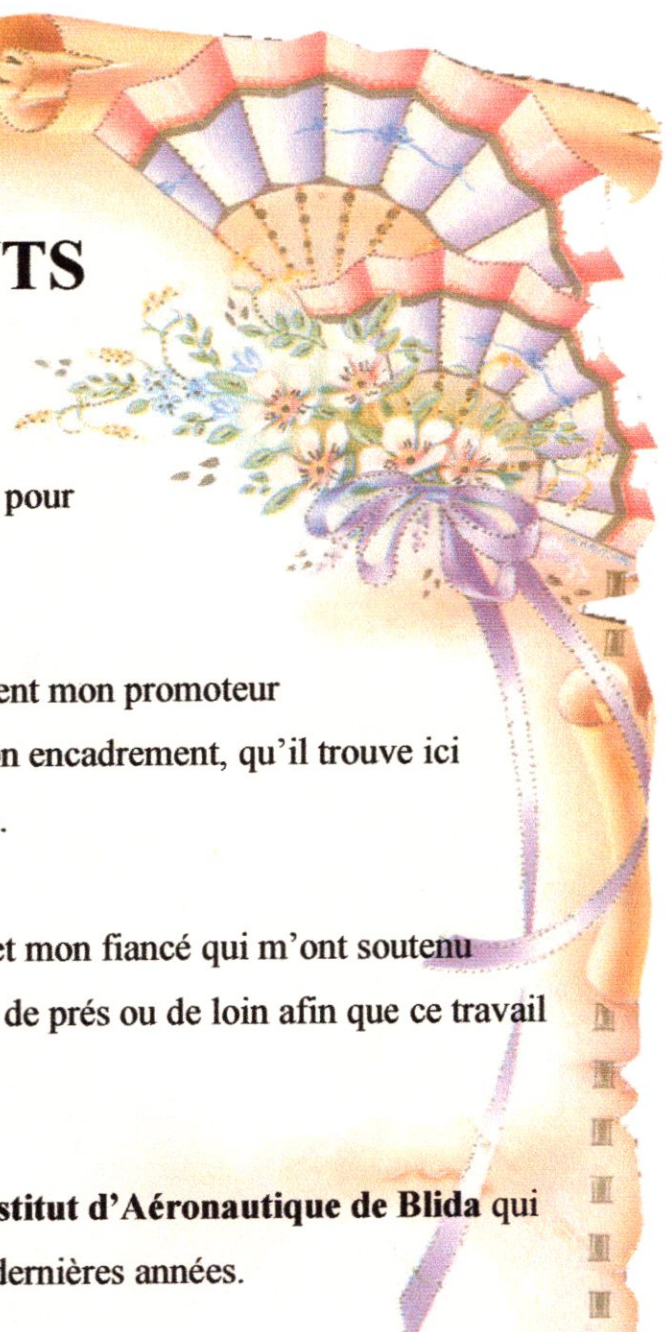
Je remercie Dieu le tout puissant  
de m'avoir accordé le courage et la patience pour  
finir cette étude.

Je tiens à remercier tout particulièrement mon promoteur  
**Mr HENNI MANSOUR ZOUBIR** pour son encadrement, qu'il trouve ici  
l'expression de ma profonde reconnaissance.

Je tiens aussi à remercier mes parents et mon fiancé qui m'ont soutenu  
jusqu'au bout et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin afin que ce travail  
soit un travail de qualité.

Je remercie tous les enseignants de **l'institut d'Aéronautique de Blida** qui  
m'ont assuré ma formation durant ces trois dernières années.

Un merci particulier pour Nabil du cybermedia et tous ses collègues.



# Introduction



## **INTRODUCTION GENERALE**

On appelle turbomachine, toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues (ou rotor) munies d'aubes (ou ailettes) et tournant autour d'un axe ; les aubes ménagent entre elles des canaux par lequel le fluide s'écoule, les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans l'écoulement.

On appelle grille d'aubes un ensemble fixe ou mobile d'obstacles (d'aubes) déduits les uns des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques

Les turbocompresseurs sont très répandus dans l'industrie moderne, dans le domaine de l'aéronautique l'un des soucis majeurs est de connaître le comportement d'un turboréacteur et l'évolution des performances des différents organes qui le constituent ainsi que la variation de certains paramètres en mode adapté ou hors adaptation dans des conditions atmosphériques standards ou variables.

Durant le premier développement du turboréacteur, nous avons constaté que le compresseur centrifuge impose des limites de performance pour la conception des futurs réacteurs développant une grande poussée.

En effet, le compresseur axial est composé d'un ensemble de roues fixes et mobiles, tandis que le compresseur centrifuge est une grande roue obtenue par fonderie et entraîne l'air dans la direction radiale, puis il est redressé respectivement dans le diffuseur radial et axial pour entamer la chambre de combustion.

Le compresseur centrifuge peut présenter un taux de compression de l'ordre de 4 par contre, le compresseur axial a une capacité de développer un taux de compression élevé avec un meilleur rendement.

D'autre part, le compresseur axial fournit une grande quantité d'air, ce qui fait développer une poussée importante; mais la réalisation de ce type de compresseur reste toujours d'une très grande complexité entraînant un coût de production élevé.



# **CHAPITRE -**

# **Généralité sur les turbomachines à compression**

Notre travail consiste à faire une étude énergétique du compresseur centrifuge et montrer l'influence de certains paramètres thermodynamiques et géométrique sur les caractéristiques énergétiques du compresseur.

Le présent travail comprend (07) chapitres :

Le premier chapitre concerne les turbomachines à compression, Il comprend des généralités et descriptions

Le deuxième chapitre concerne la description et le fonctionnement des compresseurs

Le troisième chapitre présente un rappel d'aérothermodynamique utilisé dans l'étude de ce dernier

Dans le chapitre quatre, sont étudiés les aspects énergétiques des compresseurs centrifuges

Le chapitre cinq, comprend l'étude de l'écoulement dans un étage du compresseur

Le chapitre six présente les caractéristiques énergétiques dans un étage du compresseur et l'influence de l'angle de l'aubage

Enfin, le chapitre sept concerne les résultats et les interprétations graphiques.

Nous achèverons notre travail par une conclusion générale.

## **I.1- INTRODUCTION :**

Les ventilateurs, soufflantes et compresseurs, destinés à véhiculer des fluides compressibles, ont pour objet de transférer de l'énergie mécanique aux fluides qui le traversent, en vue d'en accroître la pression.

L'ingénieur qui pénètre dans le domaine des machines tournantes productrices ou consommatrices d'énergie est tout d'abord, frappé par la grande analogie qui existe entre les formes géométriques de matériels aussi divers que :

- les pompes véhiculant des fluides incompressibles ;
- les ventilateurs, soufflantes et compresseurs à fluide compressible ;
- Les turbines et moteurs hydrauliques produisant de l'énergie à partir des fluides incompressibles ;
- les turbines et moteurs à fluides compressibles.

Dans ces diverses catégories, on peut déjà distinguer deux grandes familles :

- les machines volumétriques ;
- les machines roto dynamiques.

Historiquement, les machines volumétriques ont été les premiers à voir le jour.

Le génie des mécaniciens a fait le succès de ce type de matériel. Mais la limitation en débit de cette conception de machines et, surtout, les progrès de la mécanique des fluides ont conduit à une façon d'échanger mécaniquement de l'énergie avec un fluide.

On a bien du mal à trouver un terme générique pour cet autre type de la machine et on rencontre dans la littérature les expressions : machines centrifuges, turbomachines ou encore machines roto dynamiques.

Au cours des années, le terme « machines centrifuges » est devenu impropre.

Historiquement, il correspond au fait que les premières machines autres que volumétriques, construites aux environs de 1900, étaient centrifuges; non pas que ce type de compresseurs, inventé par le professeur Râteau, l'ait été tellement plutôt que le compresseur axial étudié en Grande-Bretagne par Parsons entre 1901 et 1906, mais parce que la machine centrifuge a atteint bien plus rapidement sa maturité technique.

Le terme « turbomachine » est le plus employé; celui de « machine roto dynamique » est le plus explicite. Il signifie que, par l'utilisation d'un système de pales entraînées en rotation autour d'un axe, on transforme l'énergie mécanique en quantité de mouvement sur le fluide. Ensuite, par des dispositifs appropriés inclus dans les machines, on récupère sous forme de pression l'énergie contenue sous forme de vitesse.

## **I.2- NOTIONS FONDAMENTALES ET CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES :**

Dans le domaine des turbomachines de compression, on peut trouver les deux modes de classement suivants.

### **I.2.1 - Suivant l'utilisation, on a :**

**I.2.1.1 - Les ventilateurs :** faible taux de compression (inférieur à 1,20 en air) et faible vitesse de fluide dans la traversée de la machine ;

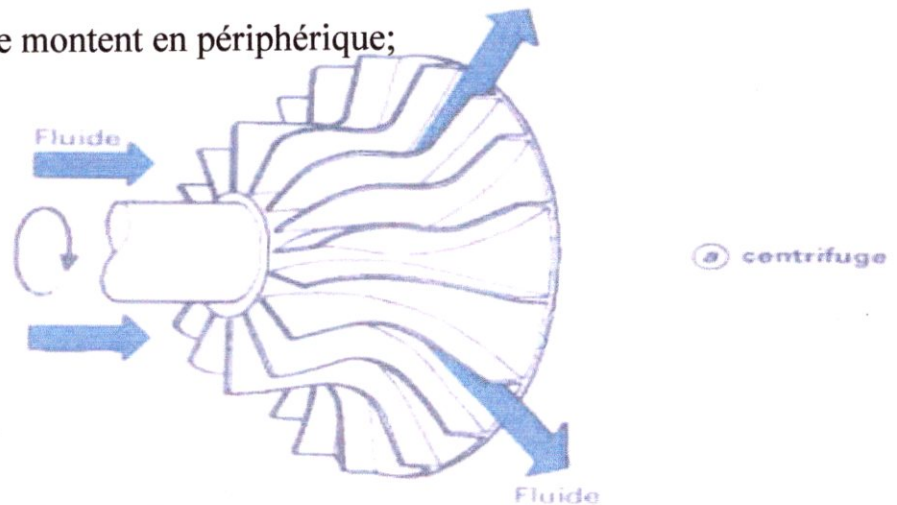
**I.2.1.2- Les soufflantes :** caractérisées par l'apparition marquée de la compressibilité avec des taux de compression plus élevés (entre 1,20 et 2) et des vitesses plus grandes ;



**I.2.1.3- Les compresseurs :** taux de compression élevés (supérieur à 2) pouvant nécessiter l'utilisation de plusieurs étages de compression montés en série.

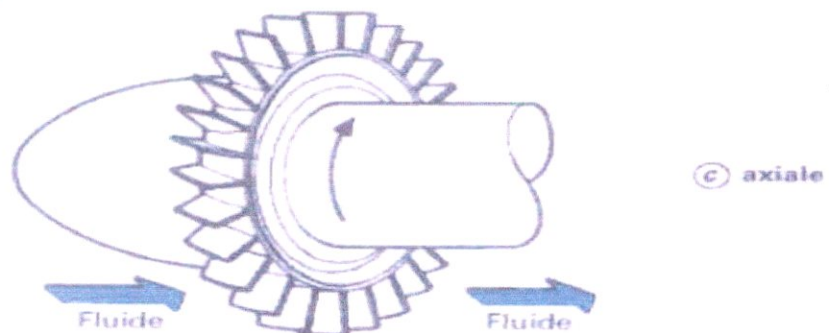
**I.2.2-Suivant la forme géométrique** (avec deux formes principales), on a :

**I.2.2.1- Les machines centrifuges** dans lesquelles le fluide entre axialement dans la roue puis se répartit tout autour de cet axe dans une direction sensiblement perpendiculaire à celui-ci avant de sortir circonférentielle montent en périphérique;



**Fig.I.1 :** Schéma d'une machine centrifuge

**I.2.2.2-Les machines axiales** dans lesquelles l'écoulement reste sensiblement équidistant de l'axe dans toute la traversée de la roue mobile.



**Fig. I.2 :** Schéma d'une machine axiale

Il y a une évolution constante de la forme entre ces deux familles, le stade intermédiaire étant appelé **hélicocentrifuge**.

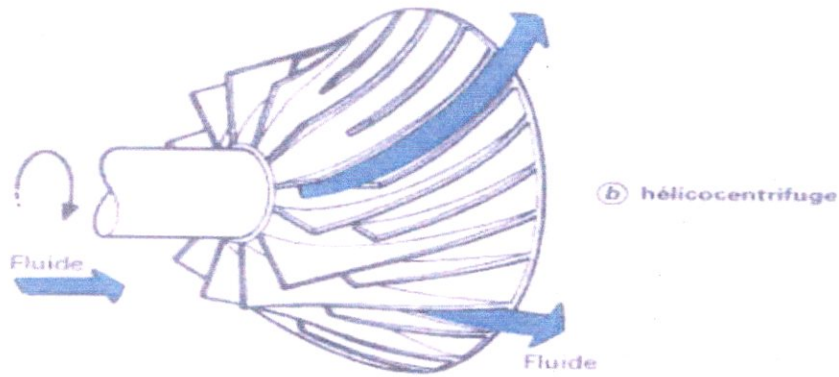


Fig. I.3 : Schéma d'une machine hélicocentrifuge

Les machines centrifuges se prêtent mieux à des taux de compression élevés; les machines axiales admettent un débit plus grand.

### I.3- Notions fondamentales sur les compresseurs :

#### I.3.1- Définition d'un compresseur

Le processus thermodynamique (et en particulier l'obtention d'un bon rendement de combustion) implique une alimentation en air sous pression. Le rôle du compresseur est d'assurer cette alimentation.

Un compresseur comprend :

- Un rotor(R) (ou aubes mobiles) qui communique le mouvement à une masse d'air.
- Un stator(S) (ou aubes fixes) qui transforme la vitesse de l'air en pression.

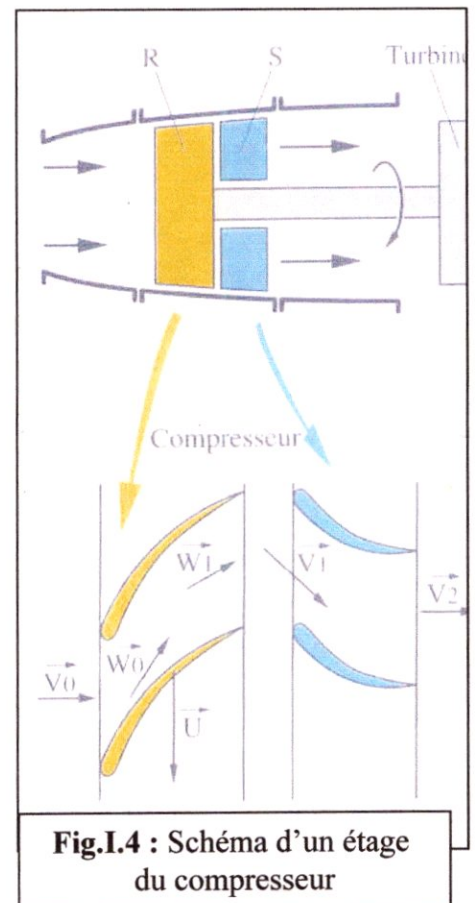


Fig.I.4 : Schéma d'un étage du compresseur

### I.3.2- Etage de compression :

**I.3.2.1- Dans les aubes mobiles**, la vitesse d'écoulement est augmentée du fait du mouvement imparti à l'air. La pression s'élève aussi du fait de la géométrie des aubes (divergence).

**I.3.2.2- Dans les aubes fixes**, la vitesse est transformée en pression par la divergence de la section de passage. L'écoulement de l'air est par ailleurs redressé.

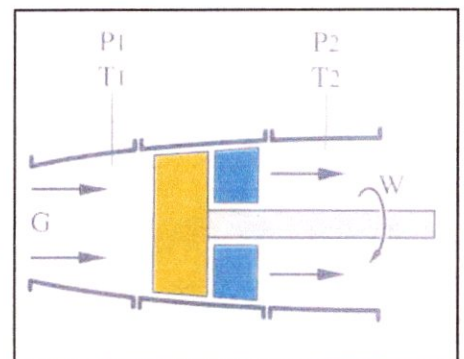
### I.3.3- Caractéristiques fonctionnelles :

Un compresseur est essentiellement caractérisé par :

**I.3.3.1- Le taux de compression** : rapport de la pression de sortie du compresseur  $P_2$  et de la pression d'entrée  $P_1$ ,

**I.3.3.2- Le débit d'air  $G$**  s'écoulant à travers le compresseur : il est exprimé en kg/s,

**I.3.3.3- La puissance absorbée** qui est essentiellement fonction de la masse d'air  $G$ , de la variation de température  $\Delta T$  et de la chaleur spécifique à la pression constante  $C_p$  ;  
Soit :  $W = G \cdot C_p \cdot \Delta T$



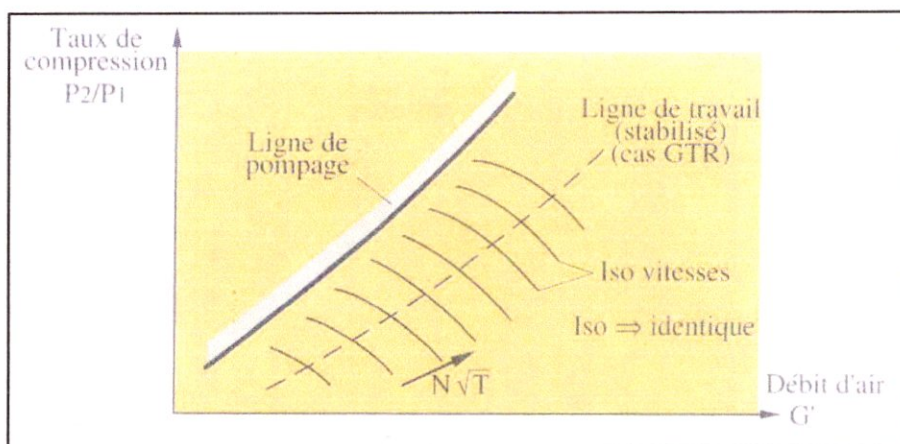
**Fig.I.5** : schéma des caractéristiques fonctionnelles

**I.3.3.4- Le rendement  $\eta$**  : rapport de la variation d'énergie totale sur l'énergie fournie par l'arbre de turbine; il est de l'ordre de 80%.

### I.3.4- Champ de caractéristiques et adaptation :

On peut représenter les caractéristiques sur le diagramme taux de compression ( $P_2/P_1$ ), débit d'air  $G'$ .





**Fig.I.6** : schéma du champ des caractéristiques et d'adaptation

**I.3.4.1-** La ligne de travail est obtenue par des points stabilisés à différentes vitesses de rotation. On remarque les lignes d'iso vitesses sur lesquelles peut se déplacer la ligne de travail.

**I.3.4.2-** La ligne de pompage représente la frontière au-delà de laquelle le fonctionnement du compresseur devient instable.

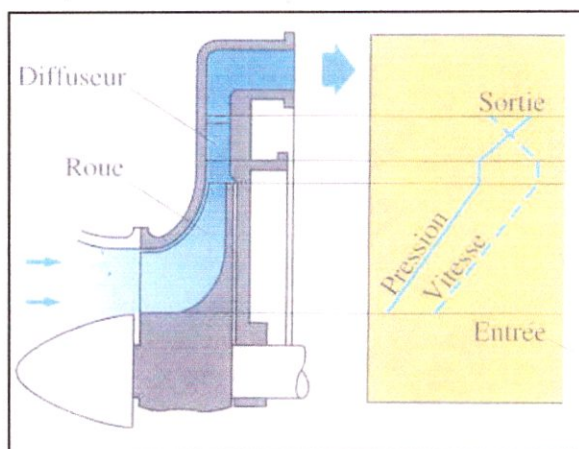
### I.3.5- Différents types de compresseur :

On distingue les compresseurs de type centrifuge et les compresseurs de type axial. Dans certaines machines, on utilise la combinaison axiale et centrifuge.

#### I.3.5.1-Compresseurs de type centrifuge :

Il est constitué d'un rotor ou roue centrifuge et d'un ou plusieurs diffuseurs.

Dans le rotor, l'air pénètre axialement et s'écoule ensuite radialement. La vitesse augmente du fait de l'accélération centrifuge et la pression du fait de la section divergente entre les aubes. L'air quitte l'extrémité des pales à très grande vitesse.



**Fig.I.7** : schéma d'un compresseur de type centrifuge



Dans le stator, la vitesse est transformée en pression du fait de la section divergente des aubes.

Le compresseur centrifuge est intéressant à plus d'un titre (simplicité, robustesse, bon rendement), mais son taux de compression est limité à une valeur relativement faible. Il est surtout utilisé dans les turbomachines de faibles puissances.

### I.3.5.2-Compresseurs de type axial :

Il est constitué de plusieurs étages, chaque étage comprenant une grille d'aubes mobiles suivie d'une grille d'aubes fixes.

La vitesse d'écoulement d'air augmente dans la grille mobile; Elle est transformée en pression dans la grille fixe. L'énergie de pression augmente ainsi d'étage en étage.

Avec de nombreux étages, il est possible d'obtenir des taux de compression élevés.

Le compresseur de type axial, est parfaitement adapté aux turbomachines de grande puissance. Cependant, il est de conception mécanique Relativement complexe et sa susceptibilité au pompage est assez grande.

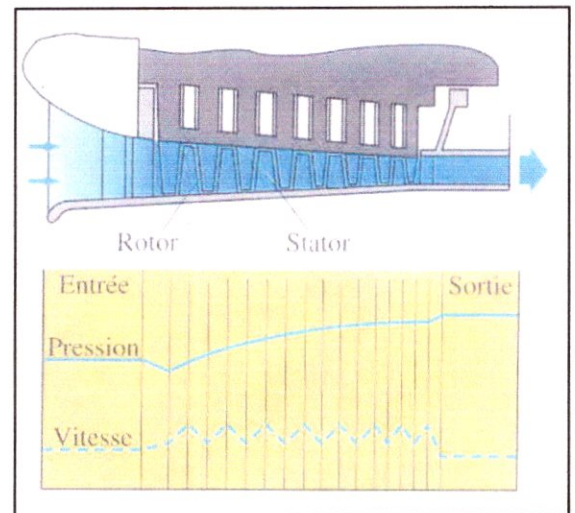
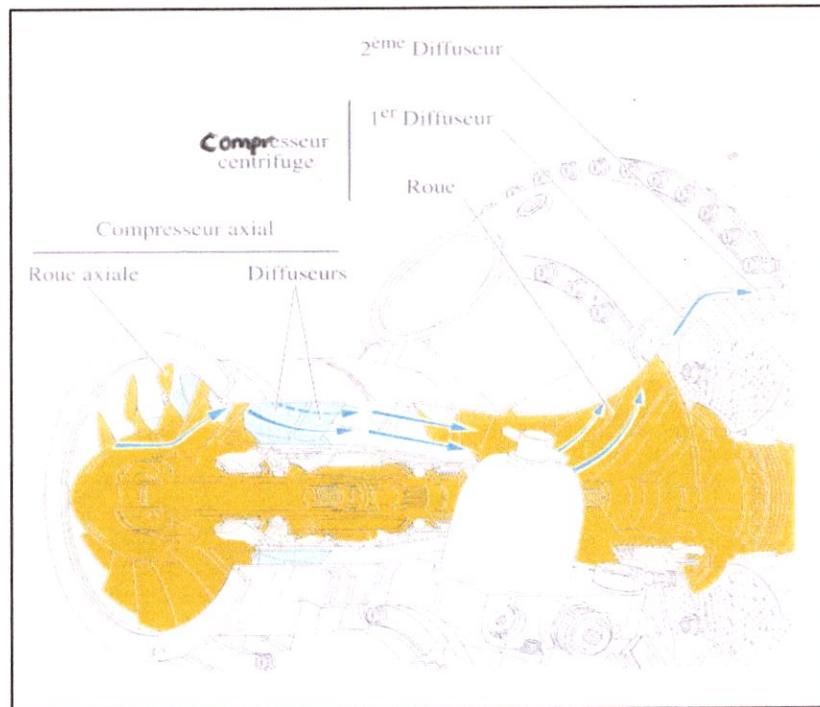


Fig.I.8 : schéma d'un compresseur de type axial

### I.3.5.3- Compresseurs axial et centrifuge :

Dans certaines turbomachines, la compression est assurée par un compresseur de type axial suivi d'un compresseur de type centrifuge.

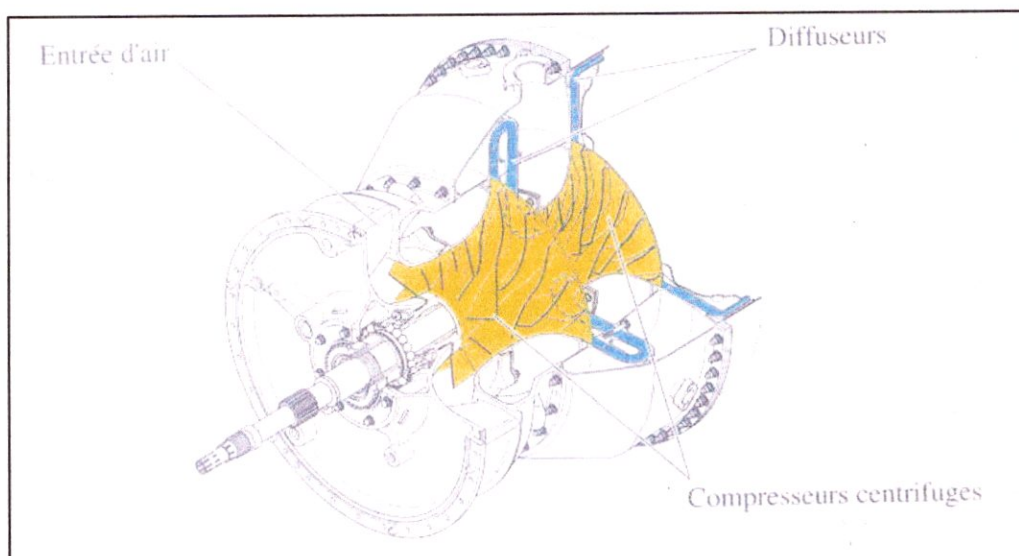
La suralimentation du centrifuge permet d'obtenir un gain de taux de compression pour la même vitesse de rotation.



**Fig.I.9 : Schéma d'un compresseur axial et centrifuge**

#### I.3.5.4- Compresseurs centrifuges en série :

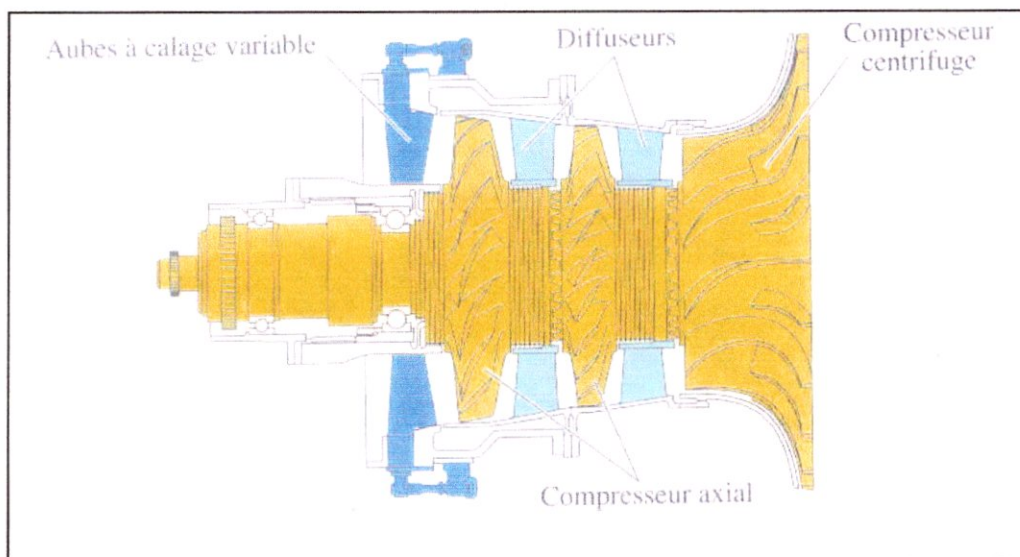
Cette solution permet d'obtenir un taux de compression relativement élevé. Dans l'exemple illustré ci-dessous, un taux de compression de l'ordre de 14/1 est obtenu avec deux étages centrifuges.



**Fig.I.10 : schéma d'un compresseur centrifuge en série**

### I.3.5.5- Compresseurs à Géométrie variable :

Afin de mieux adapter le compresseur aux différentes conditions de fonctionnement, on utilise des aubes de stator à calage variable. Cette solution permet d'optimiser la consommation spécifique de carburant à un régime donné, et d'éviter l'emploi de vanne de décharge.



**Fig.I.11** : schéma d'un compresseur à géométrie variable



### I.3.6- Le rotor et stator des compresseurs :

L'ensemble compresseur comprend un ou plusieurs étages. Un étage étant constitué d'un rotor suivi d'un stator.

On rencontre des compresseurs de type axiaux, de type centrifuges et, dans certains cas, l'association des deux types en série.

La partie rotative du compresseur (rotor) est reliée à l'arbre turbine et elle est supportée par des paliers encaissant les efforts axiaux et radiaux.

Les pales, ou aubes, peuvent être taillées dans la masse ou fixées par chevilles, en queue d'aronde ou pied de sapin.

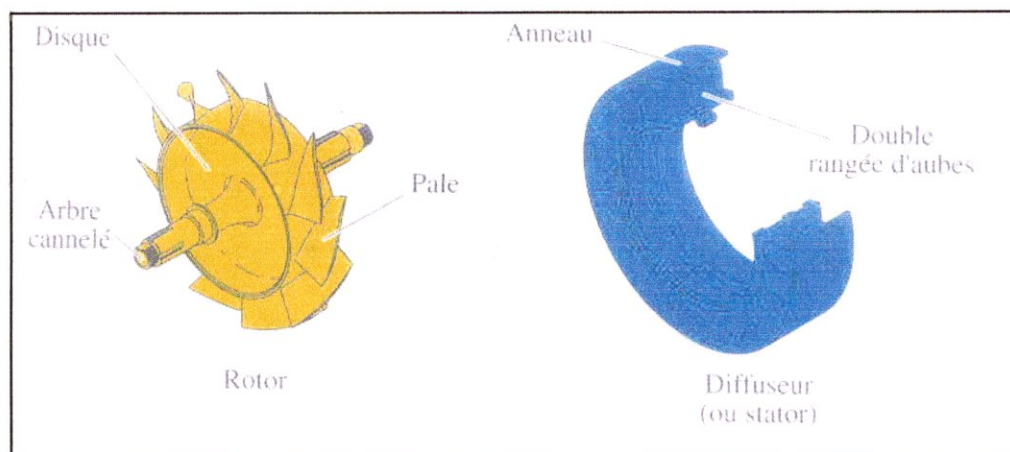
Certains compresseurs possèdent des aubes d'entrée à géométrie variable ; d'autres sont munis d'une vanne de décharge.

A une certaine époque, l'alliage léger était largement utilisé pour la fabrication de compresseurs. A l'heure actuelle, on utilise l'acier (pour les petites machines), et surtout les alliages de titane...

#### I.3.6.1- Exemple d'un compresseur axial de suralimentation :

Le rotor comporte des pales larges, soit taillées dans la masse du disque, soit rapportées. L'arbre, solidaire du rotor, est cannelé pour liaison avec le compresseur centrifuge, d'une part, et le réducteur d'autre part.

Le stator est constitué par deux rangées d'aubes fixées entre deux anneaux cylindriques.

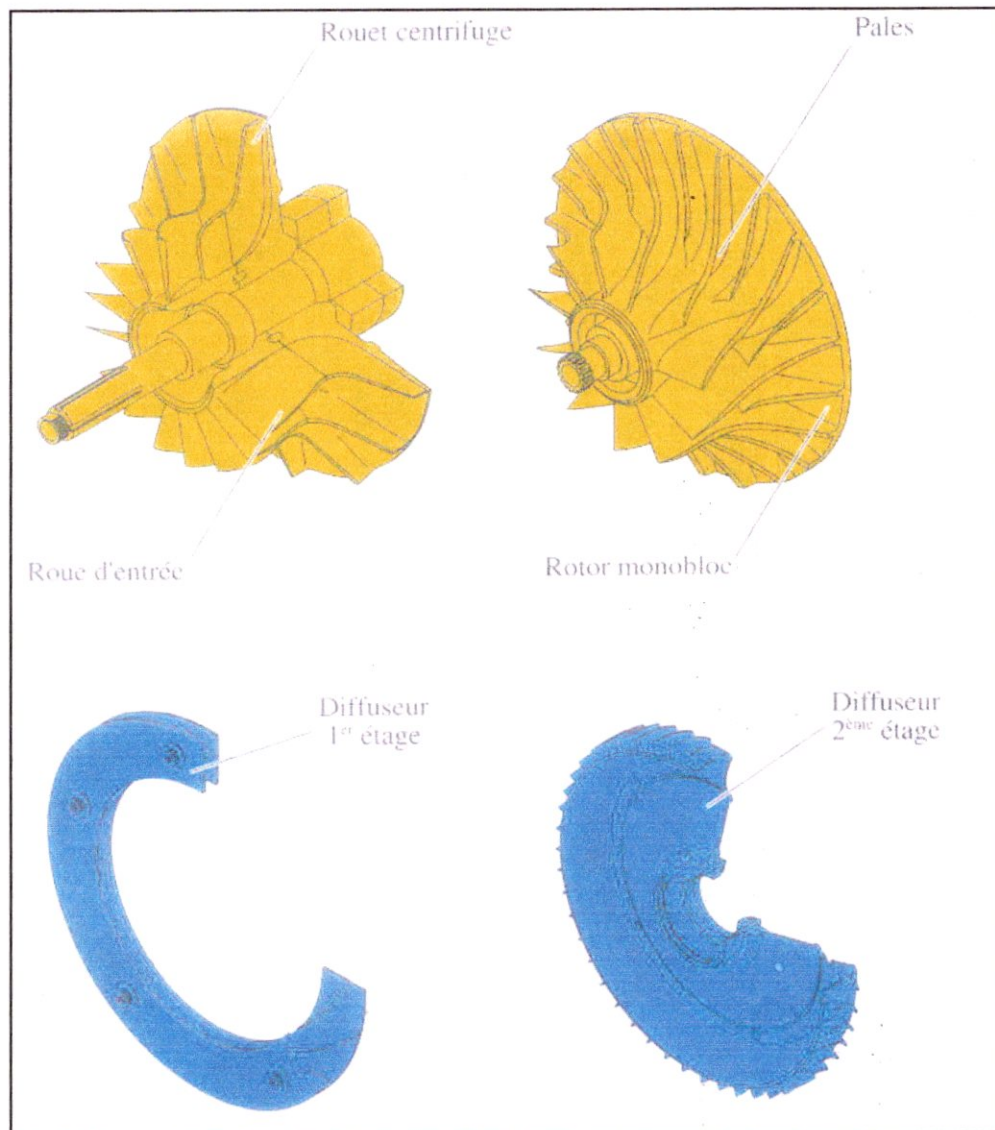


**Fig.I.12 : Schéma d'un compresseur axial de suralimentation**

### I.3.6.2- Exemple de compresseur centrifuge :

Le rotor en une ou deux parties comprend la roue d'entrées et le rouet centrifuge. Il est monté sur l'arbre liant la turbine au compresseur.

Le stator est constitué par deux diffuseurs, le 1<sup>er</sup> étage disposé radialement, le 2<sup>ème</sup> étage axialement.

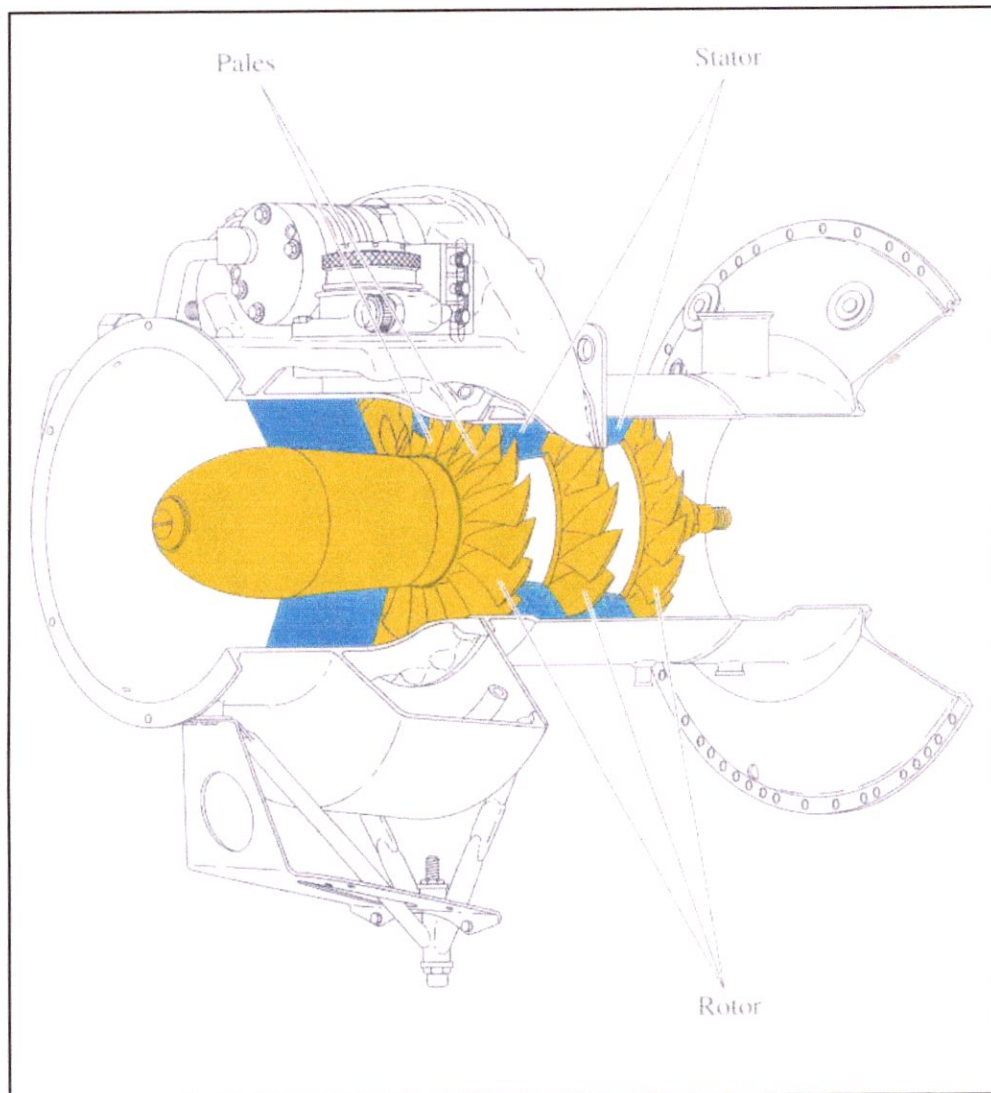


**Fig.I.13** : Schéma d'un compresseur centrifuge

### I.3.6.3- Exemple d'un compresseur axial multi étages :

L'ensemble rotor est constitué de rangées de pales montées sur des disques, généralement soudés entre eux ou assemblés par survis couplage.

Le stator est constitué de segments comportant des aubes fixes soudées sur un anneau.



**Fig.I.14** : Schéma d'un compresseur axial multi étages

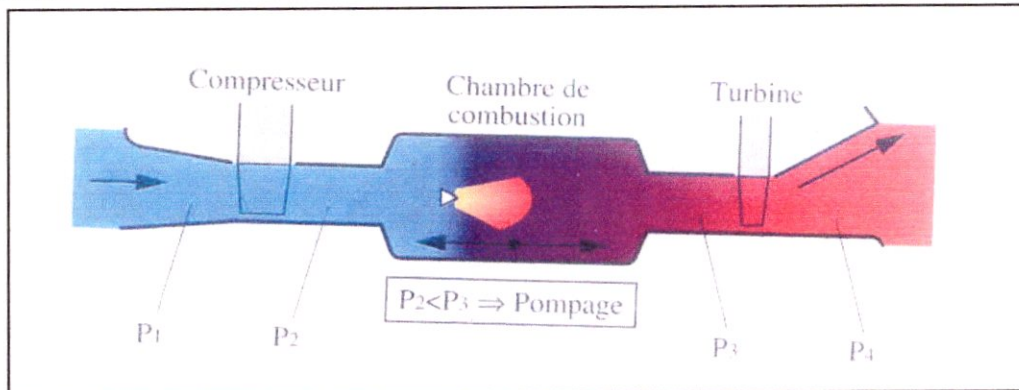


### I.4- Pompage du compresseur :

Le pompage est un phénomène de fonctionnement instable qui intéresse non seulement le compresseur, mais aussi l'ensemble de la machine.

#### I.4.1- Description du phénomène :

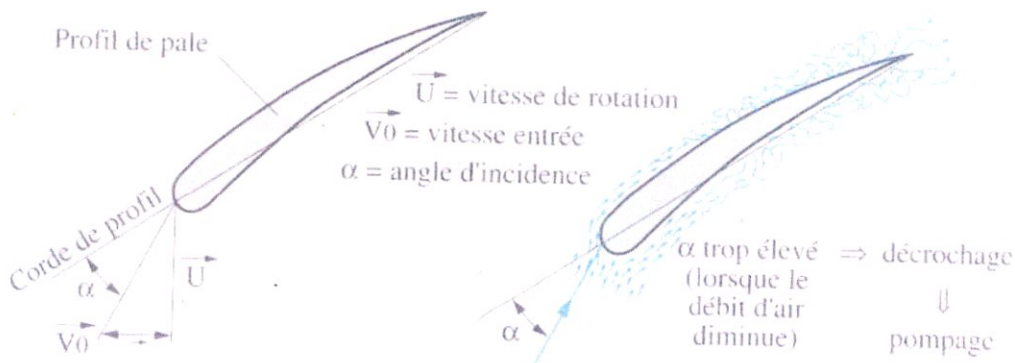
Le compresseur 'débite dans un circuit' constitué par la chambre de combustion, la turbine et le dispositif d'échappement. Le circuit est représenté schématiquement ci-dessous.



**Fig.I.15 : Description du phénomène de pompage**

Si la pression du circuit aval devient supérieure à la pression de refoulement du compresseur, la détente des gaz s'effectue non seulement vers l'arrière, mais aussi vers l'avant. Dans ce cas, le débit devient nulle, la pression chute et le compresseur débite à nouveau jusqu'à ce que la condition initiale soit retrouvée. Ce phénomène se produit de façon cyclique (cycle par seconde) et il peut avoir des conséquences fâcheuses.

En réalité, le phénomène prend naissance dans le compresseur lorsqu'il y a décrochage des filets d'air sur les pales. Le schéma ci-dessous nous montre un profil de pale et le diagramme d'écoulement.

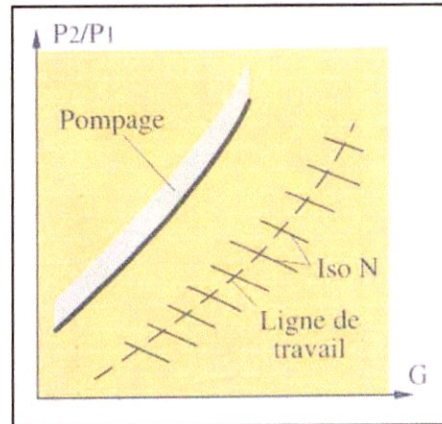


**Fig.I.16 : Schéma d'un profile de pales est le diagramme d'écoulement**



Le décrochage apparaît lorsque l'angle d'incidence est trop élevé, le décrochage peut n'affecter qu'une partie de la grille et se déplacer en sens inverse de la rotation (décrochage dit 'tournant').

**I.4.2- La ligne de pompage** apparaît dans le diagramme champ compresseur. Elle détermine les conditions ( $P_2/P_1$  et  $G$ ) dans lesquelles le pompage se produit.

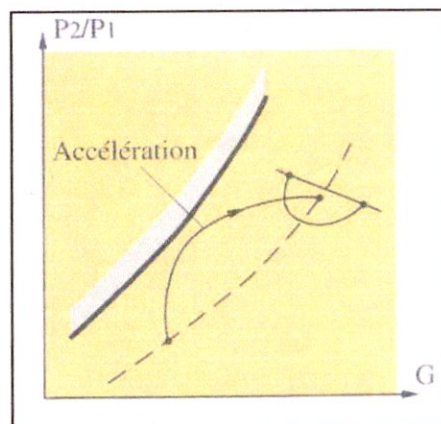


**Fig.I.17** : Schéma de ligne de pompage

**I.4.3- La ligne de travail** (points obtenus pour des régimes stabilisés) est plus au moins proche de la ligne de pompage selon les points (vitesses de rotation) et selon les conditions de fonctionnement.

En régime transitoire d'accélération, la ligne de travail se rapproche de la ligne de pompage. Une marge acceptable est donc nécessaire pour éviter le pompage.

Dans le cas d'un turbomoteur à vitesse constante, c'est la charge qui détermine la marge (turbomoteur turbine liée).



**Fig.I.18** : Schéma de ligne de travail

#### I.4.4-Causes du pompage :

Un moteur est, en principe, conçu pour fonctionner sans pompage dans le domaine d'utilisation prévu. Cependant, on peut le rencontrer en explorant les limites ou en cas d'anomalies.

On peut ainsi citer :

- Le pompage provenant du circuit amont (ex. : entrée d'air obstruée, compresseur endommagé),
- Le pompage provenant du circuit aval (réduction de la section de sortie, chambre ou turbine endommagée) .

Il faut aussi noter le pompage qui se produit lors d'une accélération trop brutale ou, dans le cas d'un turbomoteur, lorsqu'il y a surcharge et chute de N.

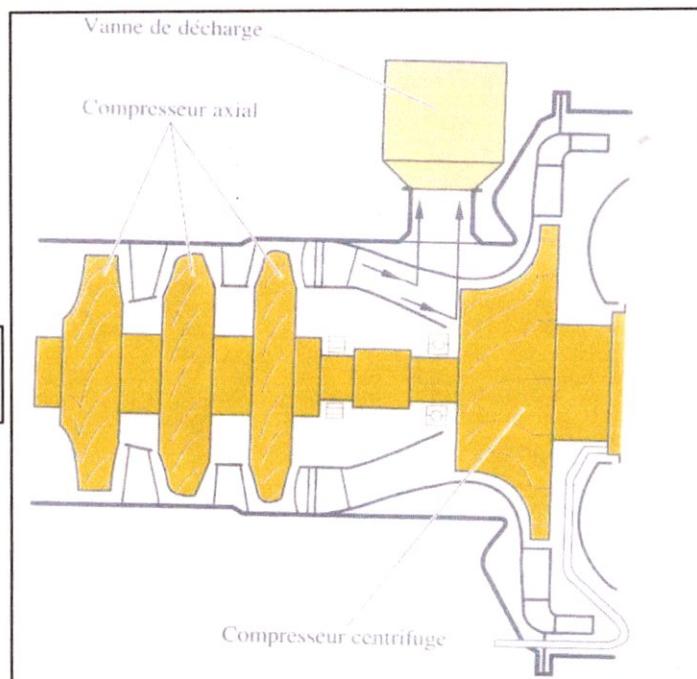
#### I.4.5- Conséquence du pompage :

- Augmentation de la température pouvant endommager les turbines,
- Vibrations importantes pouvant conduire à la détérioration des paliers,
- Bruits anormaux et violents, émission de flammes, extinction...
- Chute de puissance.

#### I.4.6- Procédures et remèdes :

Lorsque le pompage est rencontré, il faut manœuvrer pour sortir de la condition du pompage et ultérieurement vérifier le moteur.

Les moteurs peuvent être munis de dispositifs anti-pompage : vanne de décharge, géométrie variable ...



**Fig.I.19** : Schéma du procédure et remèdes du pompage

## **CHAPITRE II**

# **Déscription et fonctionnement des compresseurs**

## **II.1-Compression centrifuges :**

### **II.1.1 - Intérêt de l'écoulement radial :**

Le fait de donner à l'écoulement dans une turbomachine une composante débitante radiale a essentiellement un gros avantages énergétique.

L'équation d'Euler :  $\Delta h = \frac{1}{2} \Delta (U^2 + V^2 - W^2)$  montre en effet que l'augmentation de l'énergie cinématique d'entraînement permet alors de communiquer d'avantage d'énergie au fluide qui traverse la machine et donc d'avantage le rapport de compression par étage.

### **II.1.2 - Principaux éléments d'un compresseur centrifuge :**

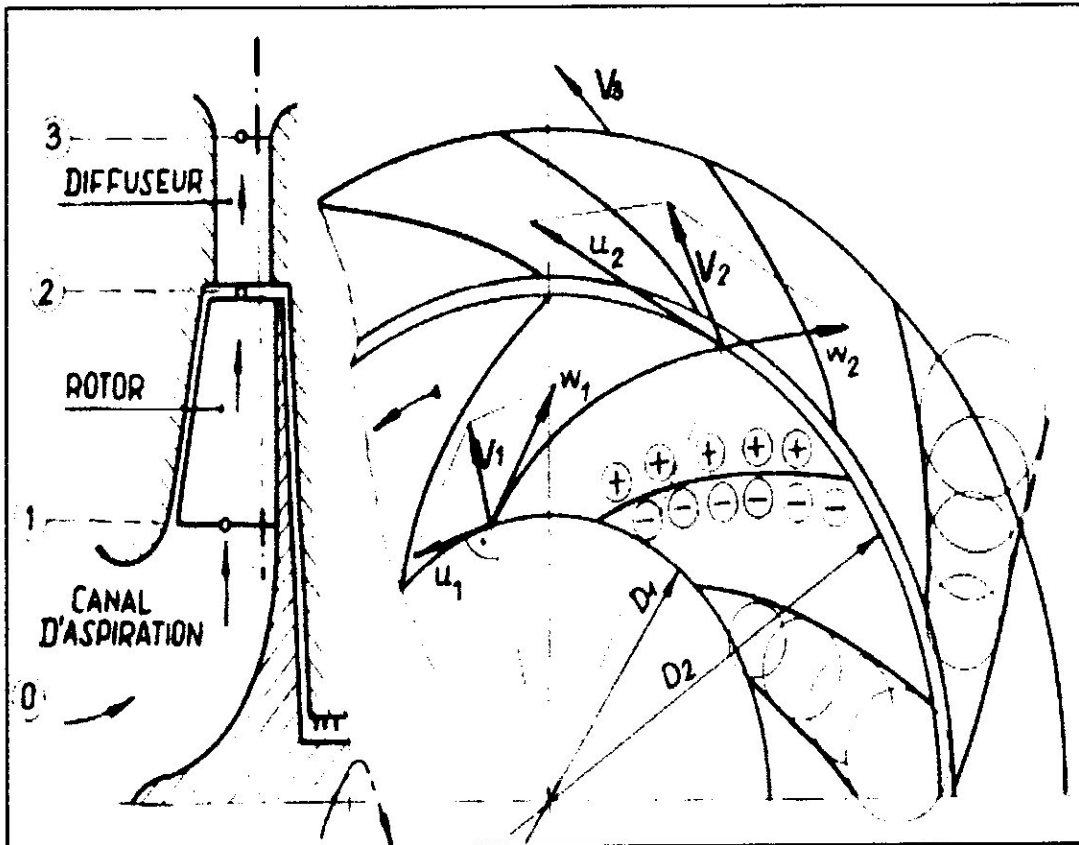
Un compresseur centrifuge comprend essentiellement des pièces mobiles et des pièces fixes. Le transfert d'énergie de la machine au fluide s'opère bien entendu dans une pièce mobile au rôle essentiel, appelée rouet ou roue. Le fluide est guidé avant et après son passage dans le rouet par des pièces fixes qui ont pour rôle :

- D'orienter l'écoulement vers et de depuis le rouet de façon optimale.
- De transformer l'une dans l'autre l'énergie cinétique et l'enthalpie du fluide, en ne modifiant pas son énergie totale.

Ces organes sont :

- Un organe d'admission, qui reçoit le fluide de l'extérieur ou éventuellement d'un étage précédent, et l'oriente vers l'entrée du rouet en se conformant aux conditions énergétiques et aérodynamiques désirables.
- Un diffuseur qui reçoit le fluide à la sortie du rouet, à grande vitesse, et transforme en partie son énergie cinétique en enthalpie, en créant aussi peu d'enthalpie possible.

Dans certains cas, ce diffuseur est remplacé ou suivi par un organe d'échappement généralement appelé volute à cause de sa forme qui a un rôle de collecteur du fluide, mais le plus souvent sans chercher directement à récupérer son énergie cinétique.



**Fig.II.1. Schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge.**

### II.1.3 - Étage d'un compresseur centrifuge :

Le schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge est présenté sur la (fig.II.1).

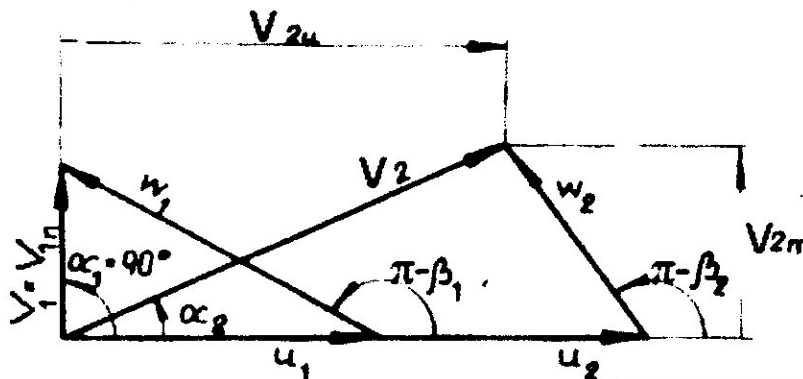
Le fluide entre à l'étage par le canal d'aspiration, où il est accéléré et dirigé au rotor ( $V_1 > V_0$ ,  $P_1 < P_0$ ).

Dans la roue, le fluide est accéléré dans le système absolue ( $V_2 > V_1$ ) et décéléré dans le système mobile, donc il est comprimé dans le rotor ( $W_2 < W_1$ ,  $P_2 > P_1$ ), les canaux du rotor sont divergents.



Dans les canaux du diffuseur, la vitesse du fluide diminue (canaux divergents) et la pression augmente ( $V_3 < V_2$  et  $P_3 > P_2$ )

Les triangles des vitesses, d'un étage du compresseur centrifuge sont montrés sur la (fig. II.2)



**Fig.II.2 Triangles des vitesses d'un étage du compresseur**

D'après l'équation d'Euler, l'énergie massique communiquée au fluide est

$$E_u = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u} \quad \text{En exprimé en J/kg} \dots \dots \dots \text{(II.1)}$$

S'il n'y a pas de pré rotation à l'entrée du rotor, c'est à dire  $V_{1u} = 0$  ( $V_1 = V_{1n}$ ),  
On a :

$$E_u = U_2 V_{2u} \quad \dots \dots \dots \text{(II.2)}$$

Puissance périphérique:

$$P_u = E_u \cdot q_m \quad \text{en W} \dots \dots \dots \text{(II.3)}$$

Si nous mettons  $U_2 = U_1 = U$ , on obtient l'équation pour une machine axiale

**II.2 -Le compresseur axial :**

Il est constitué d'une partie mobile (Rotor) qui fournit de l'énergie cinétique au fluide et commence à transformer cette énergie en énergie de pression, et une partie fixe (stator) qui continue de transformer en énergie de pression l'énergie cinétique restante à la sortie du rotor.

### II.2.1 - Etage d'un compresseur axial :

La figure (Fig. II.3) se compose de trois organes traversés successivement par le fluide

- \*canal d'aspiration 0-1,
- \*roue (rotor) 1-2, canaux mobiles,
- \*diffuseur 2-3 (redresseur), canaux fixes.

Pour analyser l'écoulement par un étage de compresseur axial, on a introduit les sections contrôles suivantes

- 0 - à l'entrée du canal d'aspiration (le plus souvent  $V_0 = 0$ )
- 1 - à la sortie du canal d'aspiration (à l'entrée de la roue),
- 2 - à la sortie de la roue (à l'entrée du diffuseur),
- 3 - à la sortie du diffuseur (à l'entrée de la roue de l'étage suivant).

Dans le canal d'aspiration 0 – 1, le fluide est accéléré à la vitesse  $V_1$  qui règne à l'entrée du rotor. S'il n'y a pas d'aubes spéciales dans un canal d'aspiration, la vitesse absolue  $V_1$  est axiale ( $V_1 = V_{1n}$ ). Le canal d'aspiration est convergent, ce qui entraîne l'augmentation de vitesse et en même temps la chute de pression (le fluide est détendu).

Le fluide entre dans un rotor avec la vitesse relative  $W_1 = V_1 - U_1$ , pour éviter l'entrée sans choc, il faut donc que la direction de  $W_1$  soit tangente (ou très proche) au squelette d'une aube à son entrée (l'angle du flux très proche de l'angle d'aube  $\beta_1^*$ ). Les canaux du rotor sont divergents, donc la vitesse relative diminue ( $W_2 < W_1$ ) et la pression du fluide augmente ( $P_2 > P_1$ ).

Le fluide quitte le rotor avec la vitesse  $W_2$  et entre dans le diffuseur (les canaux fixes) avec la vitesse absolue  $V_2 = W_2 + U$ , dont la direction est déterminée par l'angle  $\alpha_2$ . Evidemment, pour éviter la perte par choc, il faut que l'angle  $\alpha_2$  soit proche de l'angle d'aube du diffuseur  $\alpha_2^*$

Les canaux du diffuseur sont divergents, donc le fluide est décéléré ( $V_3 < V_2$ ) et comprimé ( $P_3 > P_2$ ). La vitesse  $V_3$  constitue la vitesse d'entrée pour le rotor de l'étage suivant ( $V_{3I} = V_{III}$ )

On voit que les canaux du diffuseur (redresseur) redressent le flux du fluide par rapport à l'axe de la machine. Grâce à cela, la vitesse diminue et la section de passage augmente. Dans le cas du distributeur c'est l'inverse.

L'effort tangentiel  $F_u$  résulte de la répartition de pression sur les aubes du rotor. Sur l'intrados la pression est plus élevée que celle de l'extrados, donc la réaction exercée sur le rotor  $F_u$  est dirigée en sens opposé à la vitesse



périphérique, et le fluide freine le rotor qui doit être entraîné par un couple extérieur  $M_{ext}$  C'est un cas d'une machine réceptrice

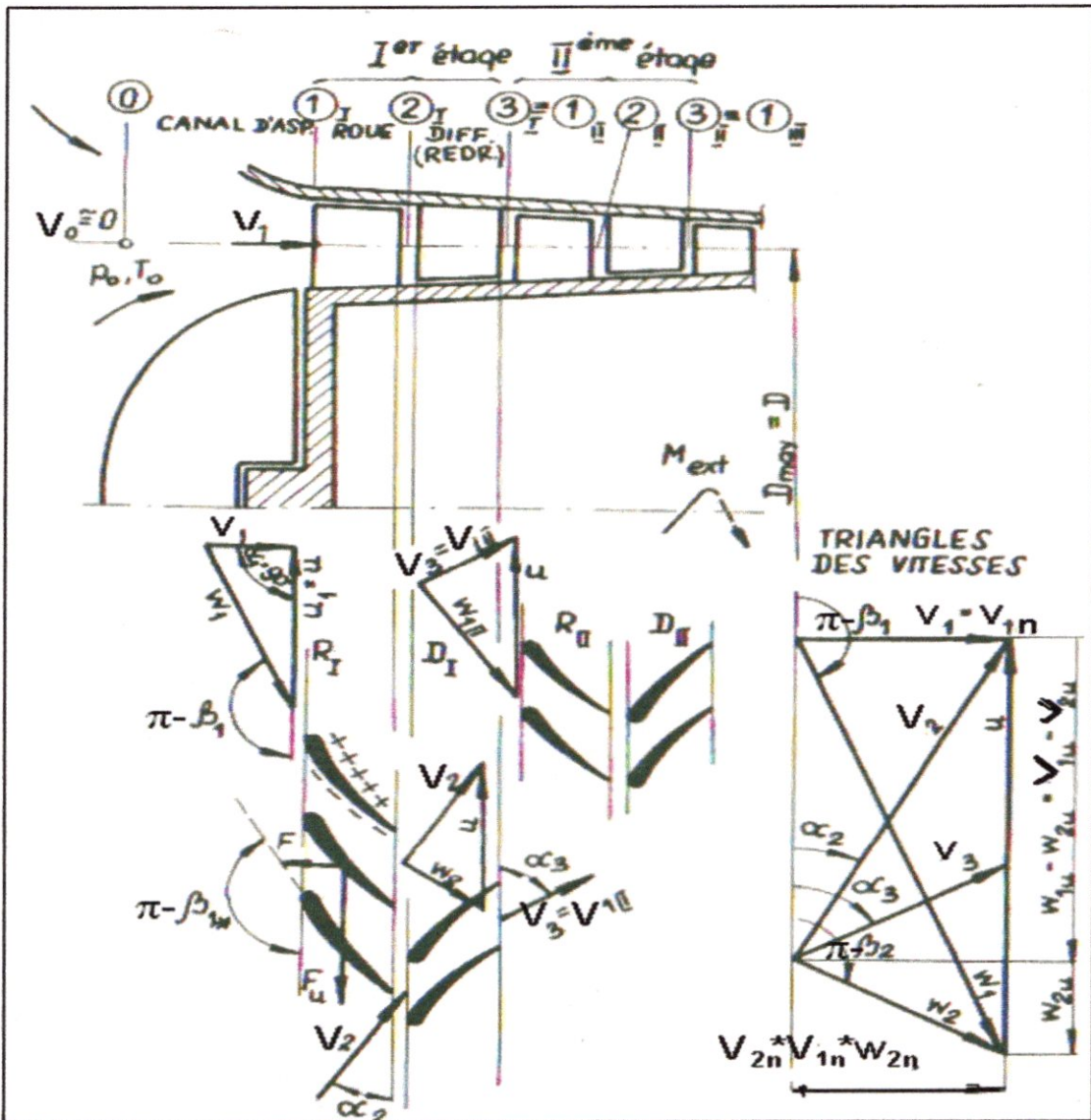
L'effort tangentiel  $F_u$  peut être calculé à l'aide de l'équation des quantités de mouvement pour la direction périphérique

$$F_u = q_m(V_{1u} - V_{2u}) < 0 \quad \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

$$F_u = q_m(W_{1u} - W_{2u}) < 0 \quad \dots\dots\dots(\text{II.5})$$

$$P_u = q_m(V_{1u} - V_{2u})U \quad \dots\dots\dots(\text{II.6})$$

Où  $q_m$  : débit massique du rotor.  
 $P_u$  : Puissance périphérique

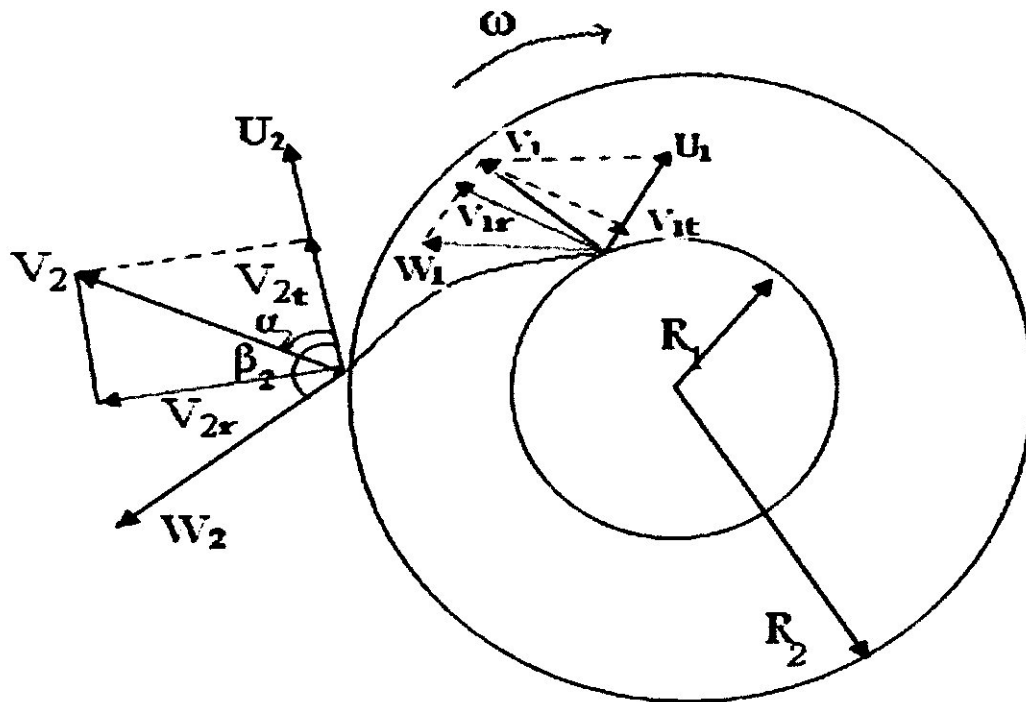


**Fig.II.3 : Schéma d'un compresseur axial multi étage.**

## **CHAPITRE III**

# **Etude énergétique des compresseurs**

### II.3- Diagramme des vitesses :



#### II.3.1 -Entrés de la roue :

Le fluide possède à l'entrée une vitesse absolue  $V_1$  qui se décompose dès que le fluide est entraîné par la rotation de la roue en :

$U_1$  : Vitesse d'entraînement qui est tangente à la circonférence de la roue.

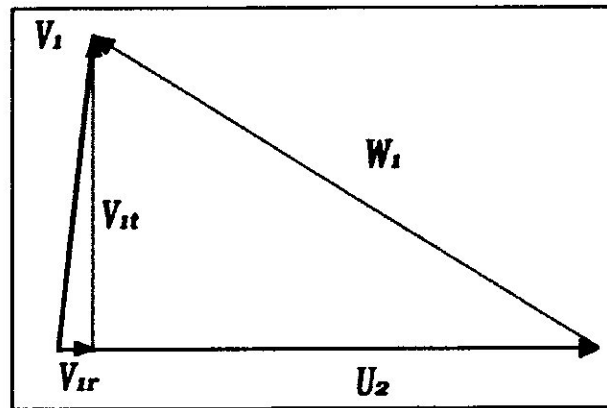
$W_1$  : Vitesse relative qui est la vitesse avec laquelle le fluide glisse sur l'aube.

Avec:

$$\left\{ \begin{array}{ll} U_1 = R_1 \omega & V_{1t} : \text{Composante tangentielle de } V_1 \\ V_1 = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{2\pi R_{1e}} R_1 \omega & V_{2r} : \text{Composante radiale de } V_1 \\ W_1 = \sqrt{U_1^2 + V_1^2} & \end{array} \right.$$

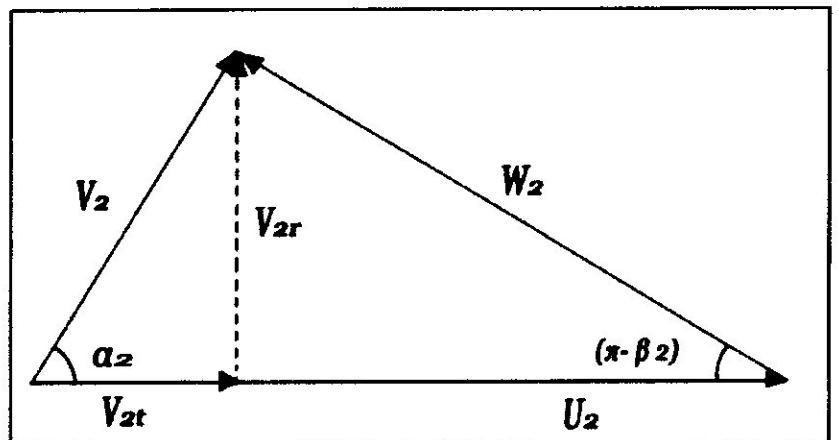
**Remarque :**

$V_{1r} \ll U_1 \Rightarrow V_{1t} \approx 0$  (Négligeable)  $\Rightarrow V_{1r} = V_1$  (Radiale)



**II.3.2 -Sortie de la roue :**

A la sortie de la roue la particule fluide considérée a une vitesse d'entraînement  $U_2$  ; tangente à la circonférence extérieure de la roue et une vitesse relative  $W_2$  Tangente au dernier élément de l'aube Dès que la particule du fluide est sortie de la roue, ces deux vitesses se composent pour former vitesse absolue.  $V_2$  à la sortie.



Avec:

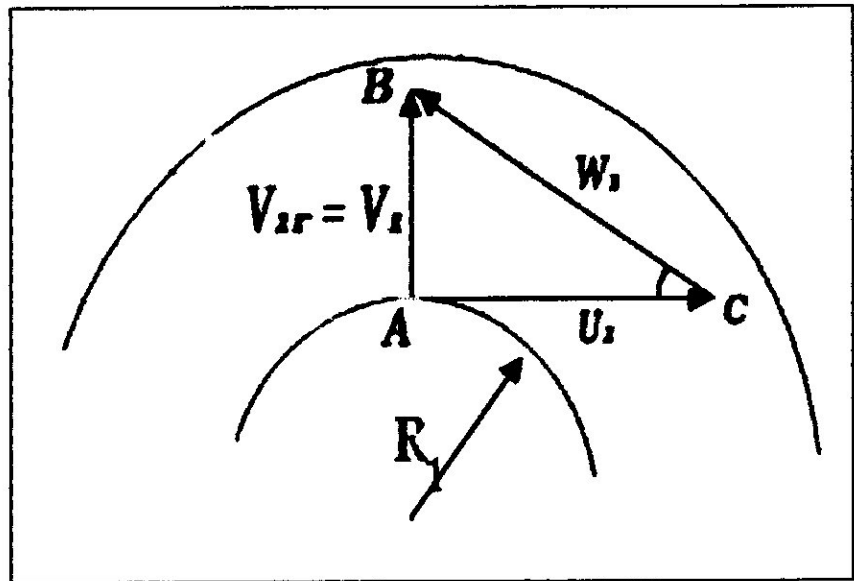
$$\left\{ \begin{array}{l} U_2 = R_2 W \\ V_{2r} = R_2 W \\ V_{2r} = \frac{Q}{2\pi R_2 e} = V_2 \sin \alpha_2 \\ W_2 = \frac{V_{2r}}{\sin(\pi - \beta_2)} \\ V_2^2 = U_2^2 + 2U_2 W_2 \cos(\pi - \beta_2) \\ V_{2t} = V_2 \cos \alpha_2 \\ \text{Tg } \alpha_2 = \frac{V_{2r}}{V_{2t}} \end{array} \right.$$



### II.3.3 - Triangle des vitesses et valeurs des angles $\beta_1, \beta_2$ :

Entrée:

$$\text{Tg}\beta_1 = \frac{V_1}{U_1}$$



Sortie:

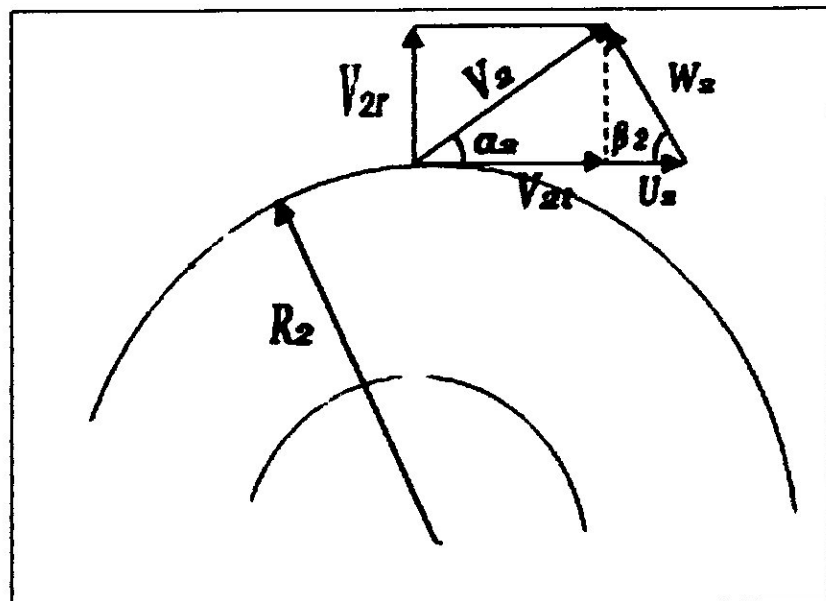
$$\text{Tg}\beta_2 = \frac{V_{2r}}{L'}$$

$$L' = \frac{V_{2r}}{\text{Tg}\beta_2}$$

$$V_{2r} = U_2 - L'$$

$$\text{Tg}\alpha_2 = \frac{V_{2r}}{V_{2t}}$$

Avec:  $V_{2t} = \frac{qm}{\rho_2 S_2}$



$V_{2t}$  : Composante tangentielle de  $V_2$

$V_{2r}$  : Composante Radial de  $V_2$

**III.1- Equations générales de la mécanique des fluides :**

**III.1.1 – Principe de conservation de la masse ou Equation de continuité :**

S'exprime par la relation suivante :

$$\boxed{\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div } \rho \cdot \vec{V} = 0} \dots\dots\dots(\text{III.1})$$

Cas d'un écoulement permanent  $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \Rightarrow \text{div} \cdot \rho \vec{V} = 0$

Si de plus, l'écoulement est incompressible  $\Rightarrow \boxed{\text{div} \cdot \vec{V} = 0}$

Pour un écoulement permanent, le débit massique Qm traversant une surface S s'exprime par Qm = ρVS = cte.

**III.1.2 – Principe fondamental de la mécanique :**

Cas général : Equation de LAMB, fluide compressible et visqueux (fluide quelconque).

$$\boxed{\vec{\Gamma} = \frac{D\vec{V}}{Dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} \cdot P + \nu \cdot \Delta \vec{V} + \left( \frac{\lambda + \mu}{\rho} \right) \overrightarrow{\text{grad}} \cdot \text{div } \vec{V}} \dots\dots(\text{III.2})$$

Fluide incompressible ρ = cte ,  $\boxed{\text{div} \cdot \vec{V} = 0}$

$$\Delta \vec{V} = -\overrightarrow{\text{rot}} \cdot \overrightarrow{\text{rot}} \vec{V} \Rightarrow$$

$$\boxed{\vec{\Gamma} = \underbrace{\frac{D\vec{V}}{Dt}}_{\text{Force d'inertie}} = \underbrace{\vec{F}}_{\text{Force de volume}} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} \cdot P}_{\text{Force de pression}} - \underbrace{\lambda \overrightarrow{\text{rot}} \cdot \overrightarrow{\text{rot}} \vec{V}}_{\text{Force de viscosité}} \dots\dots(\text{III.3})$$

Equation de Navier Stockes

-Si de plus le fluide est parfait  $\nu = 0 \Rightarrow$

$$\boxed{\vec{\Gamma} = \frac{D\vec{V}}{Dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} \cdot P} \quad \text{Equation d'Euler} \dots\dots(\text{III.4})$$

**III.2 – Fonctions d'état statiques et totales :**

**III.2.1 – Enthalpie totale :**

Affectant de l'indice i, les valeurs prises par les grandeurs caractéristiques en une région de l'écoulement où la vitesse serait nulle.

Cet état est appelé générateur ou total.

Pour un écoulement permanent sans forces de volume ; adiabatique et sans viscosité, on a :

$$h_i = h + \frac{1}{2}V^2 = cte, \text{ Equation de ZEUNER}$$

L'enthalpie + Energie cinétique se conservent au cœur du temps.

**III.2.2 – Température, pression, masse volumique totales :**

$$T_i = T \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \dots \dots \dots (III.10)$$

$$P_i = P \left[ 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots \dots \dots (III.11)$$

$$\rho_i = \rho \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \dots \dots \dots (III.12)$$

Avec  $M = \frac{V}{c}$  et  $c = \sqrt{\gamma \cdot \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma \cdot rT}$

Ici :  $\left\{ \begin{array}{l} T, P, \rho : \text{grandeurs statiques.} \\ T_i, P_i, \rho_i : \text{grandeurs totales.} \end{array} \right.$

**III.1.3 –Principe de la conservation de l'énergie (1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique) :**

Soit un domaine D du fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps de la somme de son énergie interne et de son énergie cinétique est égale à la somme de la puissance mécanique fournie à D par les forces extérieures (de volume et de surface) et de la puissance calorifique fournie à D par l'extérieur.

$$\frac{d}{dt}(U + E_c) = \underbrace{\underbrace{\overline{F} \cdot \overline{V}}_{\text{Puissance de forces de volume}} - \frac{1}{\rho} \text{div.}(P \cdot \overline{V}) + \frac{1}{\rho} \text{div.}(\overline{\tau}_f \cdot \overline{V})}_{\text{Puissance de forces de surface}} + \underbrace{\delta \dot{Q}}_{\text{Puissance calorifique}} \dots (III.5)$$

*Variation de la somme de l'énergie cinétique et de l'énergie interne/ temps*

Sous forme connue du 1<sup>er</sup> principe (Système fermé) :

$$\frac{d(U + E_c)}{dt} = \delta \dot{W} + \delta \dot{Q} \dots (III.6)$$

**III.1.4 – Second principe de la thermodynamique :**

$$dS = \delta_e S + \delta_i S \dots (III.7)$$

Avec  $\delta_e S \geq 0$  Transformation réversible

$$\delta_e S = \frac{\delta Q}{T} \dots (III.8)$$

Egalité de Jouguet :

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta_i S \dots (III.9)$$

$$\Rightarrow \delta Q = T dS - T \delta_i S = T dS - \delta \tau$$

Avec  $\delta \tau \geq 0, \delta \tau = 0$  Transformation réversible

Travail des forces de Frottement



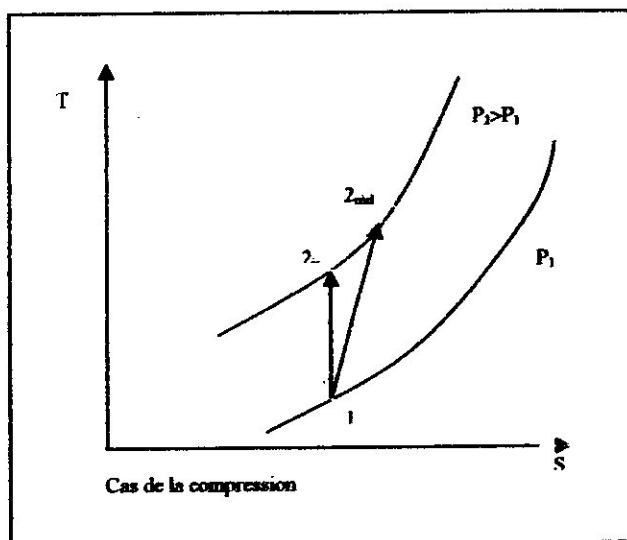
### III.3 – Rendement isentropique de compression et de détente :

#### III.3.1 – Compression:

$$\eta_{isc} = \frac{W_{is}}{W_{réel}} = \frac{H_{2is} - H_{11}}{H_{12} - H_{11}}$$

Gaz parfait:  $\Delta H_i = c_p \Delta T$

$$\eta_{isc} = \frac{\frac{\tau-1}{\pi_i^\gamma} - 1}{\tau_i - 1} \dots \dots \dots (III.13)$$



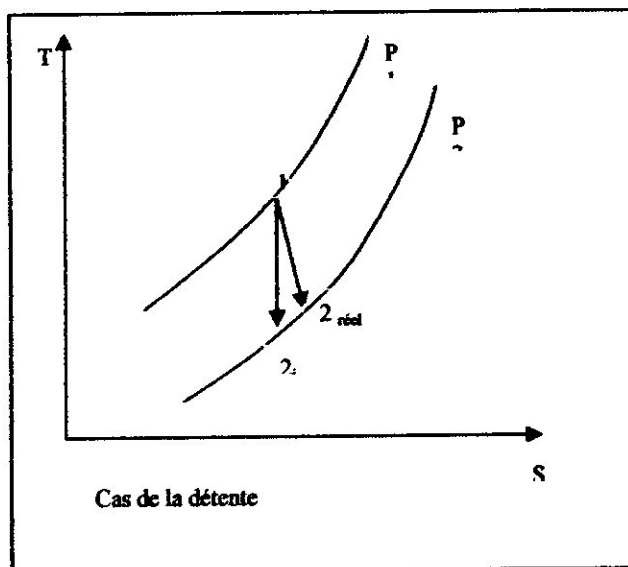
#### III.3.2 – Détente:

$$\eta_{isd} = \frac{W_{réel}}{W_{is}} = \frac{H_{i2} - H_{i1}}{H_{i2is} - H_{i1}}$$

Gaz parfait:

$\Delta H_i = c_p \Delta T_i$

$$\eta_{isd} = \frac{\tau_i - 1}{\frac{\pi_i^\gamma}{\tau_i} - 1} \dots \dots \dots (III.14)$$



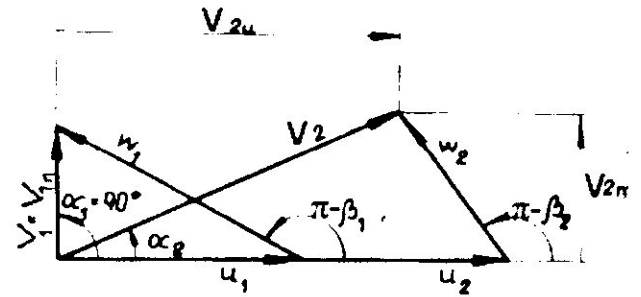
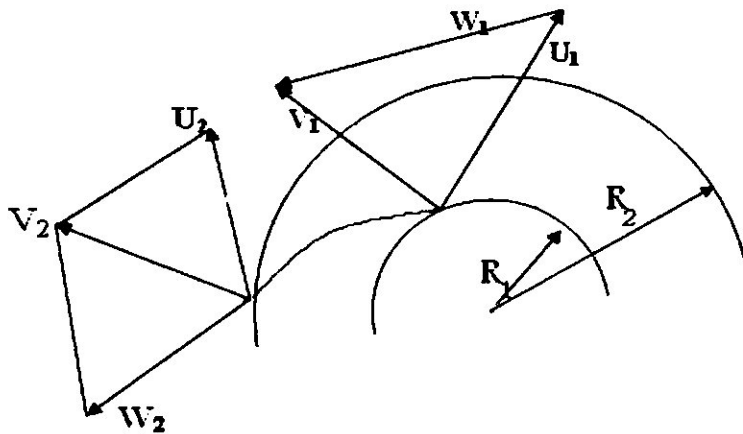
Avec :

$$\begin{cases} \pi_i = \frac{\text{pression totale sortie}}{\text{pression totale entrée}} \\ \tau_i = \frac{\text{Température totale sortie}}{\text{Température totale entrée}} \end{cases}$$

## **CHAPITRE IV**

# **Etude énergétique des compresseurs**

**IV.1-Etude énergétique du compresseur centrifuge :**



**Triangle des vitesses**

**Le couple dû aux aubes sur le fluide est égale à :**

$$C_m = q_m (R_2 V_{2u} - R_1 V_{1u}) \dots \dots \dots (IV.1)$$

**La puissance sur l'arbre est :**

$$P = C_m \cdot \omega = q_m (U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u}) \text{ J/s} \dots \dots \dots (IV.2)$$

**Le travail spécifique**

$$\tau_{\text{arbre}} = (U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u}) \text{ J/kg} \dots \dots \dots (IV.3)$$

**Le principe de conservation de l'énergie (1er principe de la thermodynamique)**

$$\delta \tau_{\text{ext}} + \delta Q_{\text{ext}} = dU + dE_c = dU + d\left(\frac{V^2}{2}\right) \dots \dots \dots (IV.4)$$

$\delta \tau_{\text{ext}}$  : travail échangé avec l'extérieur.

**le second principe :**

$$\delta Q_{\text{ext}} = T dS - d\tau_f \text{ avec } d\tau_f \geq 0 \dots \dots \dots (IV.5)$$

**Théorème de l'énergie cinétique :**

La variation de l'énergie cinétique d'un système pendant le temps dt est égal au travail total des forces (forces extérieures + forces intérieures) agissant sur ce système pendant le temps dt.

$$d \frac{V^2}{2} = \delta\tau_{\text{ext}} + \delta\tau_{\text{int}} \quad \text{avec} \quad \delta\tau_{\text{int}} = PdV - d\tau_f$$

$$\text{Soit } d \frac{V^2}{2} = \delta\tau_{\text{ext}} + PdV - d\tau_f \quad \dots\dots\dots(\text{IV.6})$$

$\delta\tau_{\text{ext}}$  se décompose en deux termes :

- travail sur l'arbre.
- travail sur les faces terminales.

$$\delta\tau_{\text{ext}} = \delta\tau_{\text{arbre}} - d(PV) - gdZ \quad \dots\dots\dots(\text{IV.7})$$

En combinant (4) et (7).

$$(4) \longrightarrow \delta\tau_{\text{ext}} + \delta Q_{\text{ext}} = dU + d\left(\frac{V^2}{2}\right)$$

$$(7) \longrightarrow \delta\tau_{\text{ext}} = \delta\tau_{\text{arbre}} - d(PV)$$

$$\Rightarrow \delta\tau_{\text{arbre}} + \delta Q_{\text{ext}} = dU + d(PV) + d\left(\frac{V^2}{2}\right)$$

$$\delta\tau_{\text{arbre}} + \delta Q_{\text{ext}} = d(U + PV) + d\left(\frac{V^2}{2}\right) \quad \text{avec} \quad U + PV = H$$

$$\delta\tau_{\text{arbre}} + \delta Q_{\text{ext}} = dH + d\left(\frac{V^2}{2}\right) \quad \dots\dots\dots(\text{IV.8})$$

1<sup>er</sup> principe système ouvert

**Expression du travail sur l'arbre d'un turbomachine :**

le théorème de l'énergie cinétique s'écrit :

$$d\left(\frac{V^2}{2}\right) = \delta\tau_{\text{ext}} + PdV - \delta\tau_f \quad \dots\dots\dots(\text{IV.9})$$

Le travail échangé avec l'extérieur est relié au travail échangé sur l'arbre à pour expression :

$$\delta\tau_{\text{ext}} = \delta\tau_{\text{arbre}} - d(PV) - g dz \quad \dots\dots\dots(\text{IV.10})$$

En combinant (9) et (10).

$$d\left(\frac{V^2}{2}\right) = \delta\tau_{\text{arbre}} - d(PV) + PdV - \delta\tau_f - g dz$$

$$d\left(\frac{V^2}{2}\right) = \delta\tau_{\text{arbre}} - VdP - g dz - \delta\tau_f$$

Soit

$$\delta\tau_{\text{arbre}} = VdP + d\left(\frac{V^2}{2}\right) + \delta\tau_f + g dz \quad \dots\dots\dots(\text{IV.11})$$

Entre deux états (1) et (2) avec  $v=1/\rho$



$$\tau_{\text{arbre}} = \int_1^2 \frac{dP}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \tau_f + g(Z_2 - Z_1) \dots\dots\dots(IV.12)$$

**Nota:**

Pour un écoulement dans un tuyère ou canaux fixes (dans lequel il n'y a pas de travail échangé) on a :

$$\int_1^2 \frac{dP}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \tau_f + g(Z_2 - Z_1) = 0 \dots\dots\dots(IV.13)$$

Si le fluide est incompressible ( $\rho = \text{constante}$ )

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + \tau_f = 0 \dots\dots\dots(IV.14)$$

**La seconde forme du travail** sur l'arbre est obtenue à partir du théorème des quantités des mouvements.

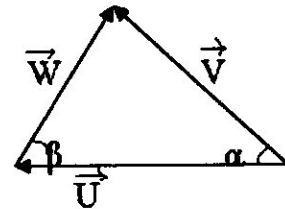
$$\tau_{\text{arbre}} = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u} \dots\dots\dots(IV.15)$$

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

$$\vec{W} = \vec{V} - \vec{U}$$

$$W^2 = V^2 + U^2 - 2UV \cdot \cos\alpha$$

$$\text{Or } V \cos\alpha = V_u \Rightarrow W^2 = V^2 + U^2 - 2UV_u$$



$$\Rightarrow UV_u = \frac{V^2 + U^2 - W^2}{2} \dots\dots\dots(IV.16)$$

En remplaçant dans (15)

$$\tau_{\text{arbre}1-2} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \dots\dots\dots(IV.17)$$

**La 3<sup>ème</sup> forme est le premier principe de la thermodynamique**

- Ecoulement permanent
- Turbomachines adiabatiques ( $Q=0$ )

$$\tau_{\text{arbre}} + Q_{\text{ext}} = \Delta H + \Delta E_c$$

$$\Rightarrow \tau_{\text{arbre}} = H_2 - H_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \dots\dots\dots(IV.18)$$

En définissant l'enthalpie d'arrêt (totale)

$$H_i = H + \frac{V^2}{2}$$

$$\Rightarrow \tau_{\text{arbre}} = H_{i2} - H_{i1} \dots\dots\dots(\text{IV.19})$$

Un gaz Parfait  $\Rightarrow$

$$\tau_{\text{arbre}} = C_p(T_{i2} - T_{i1}) \dots\dots\dots(\text{IV.20})$$

**N.B :** Si  $\tau=0$  (tuyère canaux fixes)

$$H_i = \text{constante} \Rightarrow H_{i1} = H_{i2} \dots\dots\dots(\text{IV.21})$$

$$\Rightarrow H_1 + \frac{V_1^2}{2} = H_2 + \frac{V_2^2}{2} \dots\dots\dots(\text{IV.22})$$

Ces trois formes d'expressions du travail sur l'arbre peuvent être combinées :

$$(13) \longrightarrow \tau_{\text{arbre}} = \int_1^2 \frac{dP}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + \tau_f$$

$$(18) \longrightarrow \tau_{\text{arbre}} = H_2 - H_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Si  $Z = \text{constante} \Rightarrow$

$$H_2 - H_1 = \int_1^2 \frac{dP}{\rho} + \tau_f(1-2) \dots\dots\dots(\text{IV.23})$$

$$(17) \longrightarrow \tau_{\text{arbre}} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$$(18) \longrightarrow \tau_{\text{arbre}} = H_2 - H_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

$$\Rightarrow H_2 - H_1 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \dots\dots\dots(\text{IV.24})$$

**NB:**

Turbomachine axiale  $U_1 = U_2$

$$H_2 + \frac{W_1^2}{2} = H_1 + \frac{W_2^2}{2} \dots\dots\dots; \dots\dots\dots(\text{IV.25})$$

$H_{iR2} = H_{iR1}$  (enthalpie d'arrêt relative)

$$\text{Avec } H_{iR} = H + \frac{W^2}{2} \dots\dots\dots(\text{IV.26})$$







$$\Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \dots\dots\dots(\text{IV.37})$$

$$h_{i2}^* - h_{i1}^* = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \dots\dots\dots(\text{IV.38})$$

**NB:** turbomachines axiales:

$U_1 = U_2 \Rightarrow h_{i2}^* = h_{i1}^*$  enthalpie d'arrêt relative

$$\Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \dots\dots\dots(\text{IV.39})$$

**Rendement isentropique de compresseur :**

$$\eta_{is} = \frac{H_{2is} - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{H_{2is} - H_1}{W_{T1-2} + \frac{V_1^2}{2} + \frac{V_2^2}{2}} \dots\dots\dots(\text{IV.40})$$

**Rendement énergétique de compression :**

$$\eta_{ec} = \frac{H_{2is} - H_1 + \frac{V_2^2}{2}}{H_2 - H_1 + \frac{V_2^2}{2}} = \frac{H_{2is} - H_1 + \frac{V_2^2}{2}}{W_{T1-2} + \frac{V_1^2 - V_2^2 + V_2^2}{2}} \dots\dots\dots(\text{IV.41})$$

$$\eta_{ec} = \frac{H_{2is} - H_1 + \frac{V_2^2}{2}}{W_{T1-2} + \frac{V_1^2}{2}} = a / b \dots\dots\dots(\text{IV.42})$$

**Perte d'enthalpie:**

$$P_{1-2} = (h_2 - h_1) - (h_{2is} - h_1) \dots\dots\dots(\text{IV.43})$$

$$\begin{aligned} &= (W_T + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}) - \eta_{is} (W_T + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}) \\ &= (W_T + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}) (1 - \eta_{is}) \dots\dots\dots(\text{IV.44}) \end{aligned}$$

**En fonction du rendement énergétique :**

$$P_{1-2} = (W_T + \frac{V_1^2}{2}) (1 - \eta_{is}) \dots\dots\dots(\text{IV.45})$$

**Coef de perte :**

$$\xi_{1-2} = 2 \frac{P_{1-2}}{W_1^2} \dots\dots\dots(\text{IV.46})$$

# CHAPITRE V

## Etude de l'écolement dans l'étage du compresseur



**température réelle et isentropique dans le canal d'aspiration :**

$$h_A - h_1 = C_p(T_A - T_1) \Rightarrow T_1 = T_A - \frac{h_A - h_1}{C_p} \dots\dots\dots (V.3)$$

$$P_{A-1} = h_A - h_{1is} = C_p(T_1 - T_{1is}) \Rightarrow T_{1is} = T_1 - \frac{P_{A-1}}{C_p} \dots\dots\dots (V.4)$$

**Pression et masse volumique :**

$$P_1 = P_A \left( \frac{T_{1is}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (V.5)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}$$

**V.1.2- Évolution dans la roue (canal mobile) 1-2**

De (42) on a

$$\eta_{ec} = \frac{h_{2is} - h_1 + \frac{V_2^2}{2}}{W_T + \frac{V_1^2}{2}}$$

$$h_{2is} - h_1 = \eta_{ec} \left( W_T + \frac{V_1^2}{2} \right) - \frac{V_2^2}{2}$$

$$W_T = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u}$$

$$V_{1u} = 0 \Rightarrow W_T = U_2 V_{2u}$$

$$h_{2is} - h_1 = \eta_{ec} \left( U_2 V_{2u} + \frac{V_1^2}{2} \right) - \frac{V_2^2}{2} \dots\dots\dots (V.6)$$

**Énergie massique communiqué avec le fluide :**

$$W_T = U_2 V_{2u} \quad \text{J/kg} \quad \dots\dots\dots (V.7)$$

**Puissance périphérique :**

$$P_u = q_m W_T \quad \dots\dots\dots (V.8)$$



**Température réelle et isentropique à la sortie de la roue :**

$$h_2 - h_1 = W_{T1-2} - \frac{V_2^2}{2} + \frac{V_1^2}{2} \dots\dots\dots (V.9)$$

**GP :**

$$C_p(T_2 - T_1) = W_{T1-2} + \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2}$$

$$\Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{W_{T1-2} + \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2}}{C_p} \dots\dots\dots (V.10)$$

$$h_{2is} - h_1 = C_p (T_{2is} - T_1)$$

$$T_{2is} = T_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{C_p} \dots\dots\dots (V.11)$$

**Perte d'enthalpie dans le roué :**

$$P_{1-2} = (h_2 - h_{2is}) = C_p (T_2 - T_{2is}) \dots\dots\dots (V.12)$$

**Pression et masse volumique à la sortie de la roue:**

$$P_2 = P_1 \left( \frac{T_{1is}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (V.13)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \dots\dots\dots (V.14)$$

**Nombre de mach  $M_2$  :**

$$M_2 = \frac{V_2}{\sqrt{\gamma RT_2}} \dots\dots\dots (V.15)$$

### V.1.3- Evolution dans le diffuseur à flasque lisse

**Gain réel d'enthalpie:**

$$h_3 - h_2 = (V_2^2 - V_3^2)/2 \dots\dots\dots (V.16)$$

**Gain isentropique d'enthalpie:**

$$h_{3is} - h_2 = \eta_{is2-3} (h_3 - h_2) \dots\dots\dots (V.17)$$

**Température réelle et isentropique :**

$$H_{3is}-h_2=Cp (T_{3is}-T_2)$$

$$T_{3is}= T_2 + \frac{h_{3is} - h_2}{Cp} \dots\dots\dots(V.18)$$

$$H_3-h_2=Cp (T_3-T_2)$$

$$T_3= T_2 + \frac{h_3 - h_2}{Cp} \dots\dots\dots(V.19)$$

**Pression et masse volumique**

$$P_3=P_2 \left( \frac{T_{3is}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(V.20)$$

$$\rho_3= \frac{P_3}{RT_3} \dots\dots\dots(V.21)$$

**Perte d'enthalpie**

$$P_{2-3}=(h_3-h_{3is})= Cp (T_3 -T_{3is}) \dots\dots\dots(V.22)$$

**coef de perte**

$$\xi= 2 \frac{P_{2-3}}{V_2^2} \dots\dots\dots(V.23)$$

**V.1.4- Evolution dans le diffuseur à ailette :**

**Gain réel d'enthalpie:**

$$H_4-h_3= (V_4^2-V_3^2)/2 \dots\dots\dots(V.24)$$

**Gain isentropique d'enthalpie:**

$$H_{4is}-h_3=\eta_{is3-4} (h_4-h_3) \dots\dots\dots(V.25)$$

**Température réelle et isentropique :**

$$H_{4is}-h_3=Cp (T_{4is}-T_3)$$

$$T_{zis}=T_{4is}= T_3 + \frac{h_{4is} - h_3}{C_p} \dots\dots\dots(V.26)$$

$$H_4-h_3=C_p (T_4-T_3)$$

$$T_Z=T_4= T_3 + \frac{h_4 - h_3}{C_p} \dots\dots\dots(V.27)$$

**Pression et masse volumique :**

$$P_Z=P_4=P_3 \left(\frac{T_{4is}}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(V.28)$$

$$\rho_Z=\rho_4=\frac{P_4}{RT_4} \dots\dots\dots(V.29)$$

**V.1.5- rendement isentropique du compresseur (1 étage)**

$$\eta_{isA-Z} = \frac{H_{Zis} - H_A}{H_Z - H_A} = \frac{T_{Zis} - T_A}{T_Z - T_A} = \frac{\left(\frac{P_Z}{P_A}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_Z}{T_A} - 1} \dots\dots\dots(V.30)$$

**V.1.6- Taux de compression**

$$\Pi_{cA-z} = \frac{P_Z}{P_A} \dots\dots\dots(V.31)$$

**V.1.7- coefficient poly tropique de compresseur**

$$\frac{P_Z}{P_A} = \left(\frac{T_Z}{T_A}\right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \frac{P_Z}{P_A} = \frac{n-1}{n} \text{Ln} \frac{T_Z}{T_A}$$

$$\frac{n-1}{n} = \text{Ln} \frac{P_Z}{P_A} / \text{Ln} \frac{T_Z}{T_A} \dots\dots\dots(V.32)$$

**V.1.8- Rendement:**

$$\eta_{nA-z} = \frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{n-1}{n} \dots\dots\dots(V.33)$$

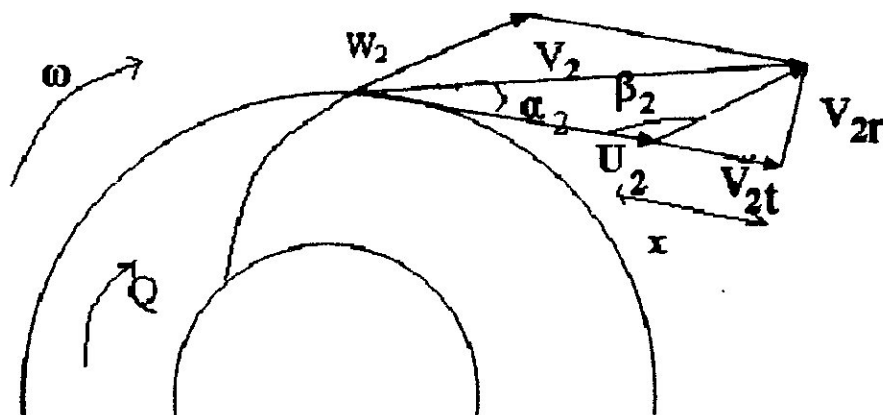
# **CHAPITRE VI**

## **Caractéristique énergétique**

**dans un étage du compresseur influence de l'angle de l'aubage**

**VI.1- Influence de l'angle d'aubage :**

**VI.1.1- Aubes recourbées en avant  $\beta_2 > 90^\circ$ :**



**VI. 1.1.1- L'énergie massique sur l'arbre**

$$\Gamma = U_2 V_{2t} - U_1 V_{1t} \quad \text{J/kg} \quad \text{formule d'Euler} \dots \dots \dots \text{(VI.1)}$$

Avec :  $U_1 V_{1t} \approx 0$

**VI. 1.1.2- La puissance disponible sur l'arbre**

$$P = q_m \Gamma = q_m U_2 V_{2t} \quad \text{En watt} \dots \dots \dots \text{(VI.2)}$$

On a  $V_{2t} = U_2 + x$

$$V_{2t} = U_2 + V_{2r} / \tan(\pi - \beta_2) \dots \dots \dots \text{(VI.3)}$$

$$\text{Or} \quad V_{2r} = \frac{q_m}{\rho_2 s_2} = \frac{q_m}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2} \dots \dots \dots \text{(VI.4)}$$

Avec  $k_2$  : Coefficient d'obstruction

$$V_{2t} = U_2 + \frac{q_m}{\pi \rho_2 k_2 d_2 b_2 \text{Tg}(\pi - \beta_2)} \dots \dots \dots \text{(VI.5)}$$



L'énergie massique sur l'arbre devient ainsi :

$$\Gamma = U_2 \left( U_2 + \frac{qm}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 \text{Tg}(\pi - \beta_2)} \right) \dots\dots\dots(\text{VI.6})$$

$$\Gamma = U_2^2 + \frac{U_2}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 \text{Tg}(\pi - \beta_2)} qm \dots\dots\dots(\text{VI.7})$$

On sait que  $U_2 = R_2 \omega_2 = R_2 \frac{\pi N}{30}$  .....(VI.8)

Pour des bonnes roues  $b_2 / 2r_2 = 0.04$  à  $0.06$

Où  $b_2 = k' d_2 = 2k' R_2$  .....(VI.9)

L'énergie massique recueillie sur l'arbre devient alors :

$$\Gamma = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 + \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' \text{Tg}(\pi - \beta_2)} qm \dots\dots\dots(\text{VI.10})$$

**-Puissance due aux aubes sur le fluide**

$$p_{th} = qm \Gamma \dots\dots\dots(\text{VI.11})$$

$$p_{th} = qm \left( U_2^2 + \frac{U_2}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 \text{Tg}(\pi - \beta_2)} qm \right) \dots\dots\dots(\text{VI.12})$$

$$p_{th} = U_2^2 qm + \frac{U_2}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 \text{Tg}(\pi - \beta_2)} qm^2 \dots\dots\dots(\text{VI.13})$$

De même si on remplace  $U_2$  par  $R_2 \frac{\pi N}{30}$  et  $b_2$  par  $k' d_2$ , on obtient :

$$p_{th} = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 qm + \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' \text{Tg}(\pi - \beta_2)} qm^2 \dots\dots\dots(\text{VI.14})$$

**VI. 1.1.4-Rapport de compression  $\Pi$  :**

$$\Pi = \frac{p_{2i}}{p_{1i}} = \left( \frac{T_{2is}}{T_{1i}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(\text{VI.15})$$

$$\eta_{is} = \frac{T_{2is} - T_{1i}}{T_i - T_{1i}} \Rightarrow T_{2is} = T_{1i} + \eta_{is}(T_{2i} - T_{1i}) \dots\dots\dots(\text{VI.16})$$

$$\Rightarrow T_{2is} = T_{1i} \left( 1 + \eta_{is} \frac{\Delta T_i}{T_{1i}} \right) \dots\dots\dots(\text{VI.17})$$

$$\Rightarrow \frac{T_{2is}}{T_{1i}} = 1 + \eta_{is} \frac{\Delta T_i}{T_{1i}} \dots\dots\dots(\text{VI.18})$$

**Gaz parfait**  $\Rightarrow \Delta T_i = \frac{\Delta H_i}{C_p} \dots\dots\dots(\text{VI.19})$

**Avec :**  $\Delta H_i = \Gamma = H_{2i} - H_{1i} \dots\dots\dots(\text{VI.20})$

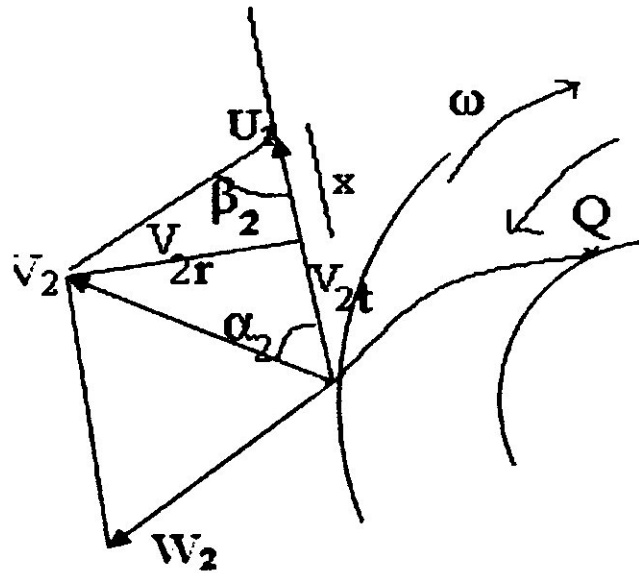
**Ce qui donne :**

$$\Pi = \frac{p_{2i}}{p_{1i}} = \left( 1 + \eta_{is} \frac{\Gamma}{C_p T_{1i}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(\text{VI.21})$$

**On remplace  $\Gamma$  par sa valeur dans l'équation (10) on obtient:**

$$\Pi = \frac{p_{2i}}{p_{1i}} = \left( 1 + \frac{\eta_{is}}{C_p T_{1i}} \left[ \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 + \frac{N}{120 \rho_2 k_2 k' R_2 T g(\pi - \beta_2)} \right] \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(\text{VI.22})$$

**VI.1.2-Aubes courbés en arrière  $\beta_2 < 90^\circ$ :**



On a

$$V_{2t} = U_2 - x$$

$$V_{2t} = U_2 - V_{2r} / \tan(\beta_2) \dots\dots\dots(VI.23)$$

Or

$$V_{2r} = \frac{qm}{\rho_2 s_2} = \frac{qm}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2} \dots\dots\dots(VI.24)$$

$$V_{2t} = U_2 - \frac{qm}{\pi \rho_2 b_2 d_2 k_2 \tan \beta_2} \dots\dots\dots(VI.25)$$

**VI.1.2.1-L'énergie massique sur l'arbre**

$$\Gamma = U_2 V_{2t} = U_2 \left( U_2 - \frac{qm}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 \tan \beta_2} \right) \dots\dots\dots(VI.26)$$

Ou :

$$\Gamma = U_2^2 - \frac{U_2}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 \tan \beta_2} qm \dots\dots\dots(VI.27)$$

Ou encore

$$\Gamma = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 - \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' \tan \beta_2} qm \dots\dots\dots(VI.28)$$

### VI.1.2.2-Puissance due aux aubes sur le fluide

$$P_{th} = \Gamma qm \quad \text{En watt}$$

$$P_{th} = U_2^2 qm - \frac{U_2}{\rho_2 \pi b_2 d_2 k_2 T g \beta_2} qm^2 \dots\dots\dots (VI.29)$$

Ou encore :

$$P_{th} = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 qm - \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' T g \beta_2} qm^2 \dots\dots\dots (VI.30)$$

### VI.1.2.3-Taux de compression $\Pi$ :

$$\Pi_i = \frac{P_{2i}}{P_{1i}} = \left( 1 + \frac{\eta_{is}}{C_p T_{1i}} \left[ \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 - \frac{N}{120 \rho_2 k_2 k' R_2 T g(\beta_2)} \right] \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (VI.31)$$

L'aube couchée en avant accroît la composante tangentielle  $V_{2r}$  ainsi la vitesse de sortir  $V_2$

En résumé on a :

- Aubes recourbées en avant  $\beta_2 > 90^\circ$ :

$$\Gamma = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 + \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' T g(\pi - \beta_2)} qm$$

$$P_{th} = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 qm + \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' T g(\pi - \beta_2)} qm^2$$

$$\Pi = \frac{P_{2i}}{P_{1i}} = \left( 1 + \frac{\eta_{is}}{C_p T_{1i}} \left[ \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 + \frac{N}{120 \rho_2 k_2 k' R_2 T g(\pi - \beta_2)} \right] \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

-Aubes courbées en arrière  $\beta_2 < 90^\circ$ :

$$\Gamma = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 - \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' T g \beta_2} qm$$

$$P_{th} = \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 qm - \frac{N}{120 \rho_2 R_2 k_2 k' T g \beta_2} qm^2$$

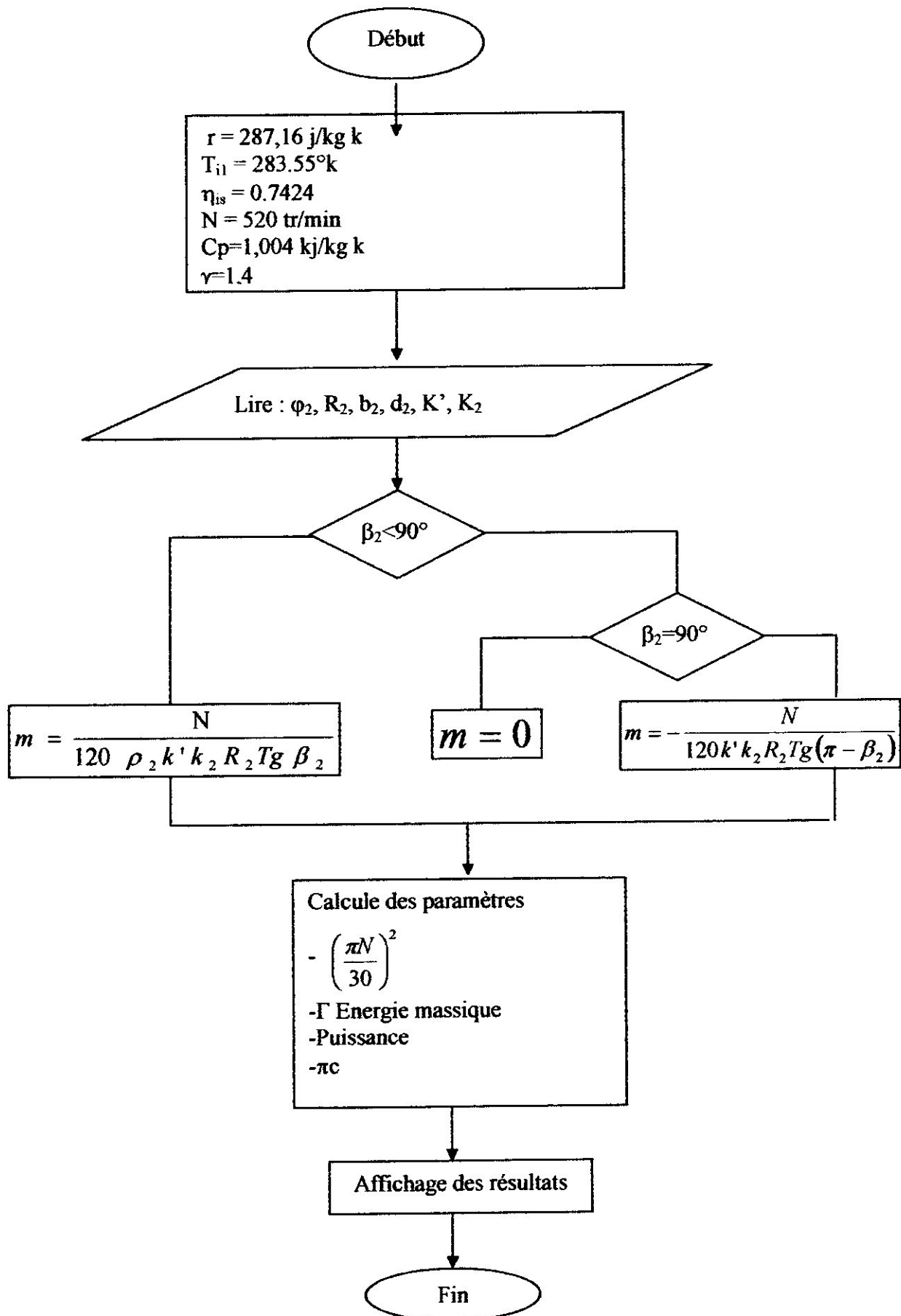
$$\Pi_i = \frac{p_{2i}}{p_{1i}} = \left( 1 + \frac{\eta_{is}}{C_p T_{1i}} \left[ \left( \pi R_2 \frac{N}{30} \right)^2 - \frac{N}{120 \rho_2 k_2 k' R_2 T g(\beta_2)} \right] \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$



**CHAPITRE VII**

**Résultats et interprétations**

**VII.1- Organigramme de l'algorithme :**



VII.3- Graphes et résultats :

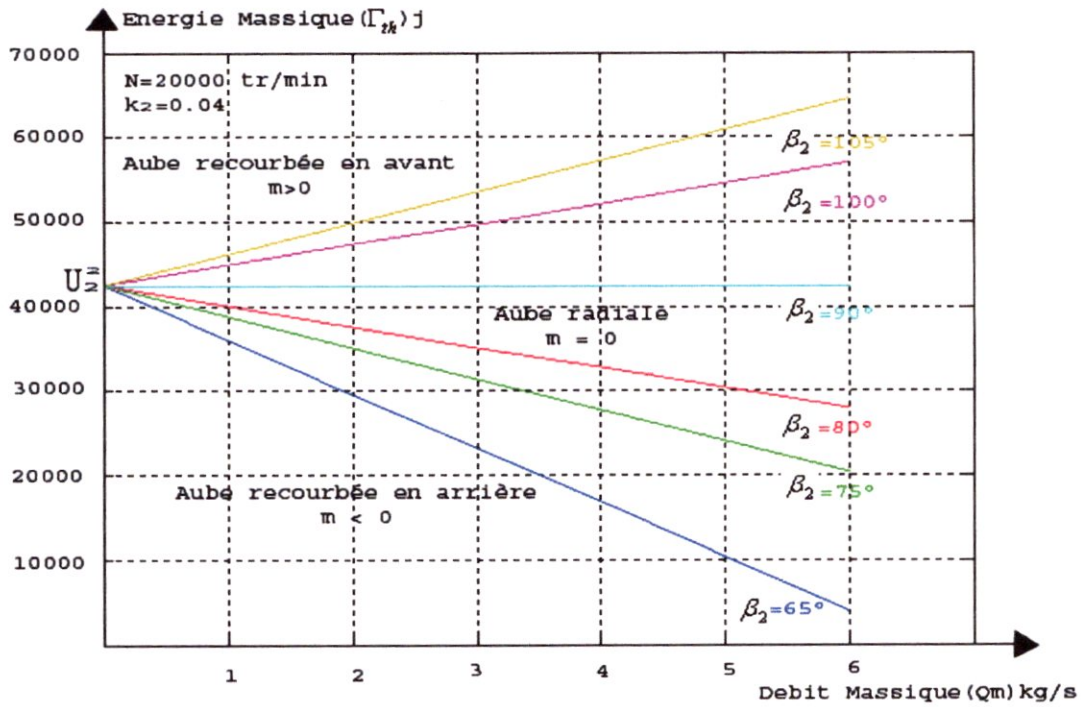


Fig.VII.1 :L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et l'angle  $\beta_2$  Sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )

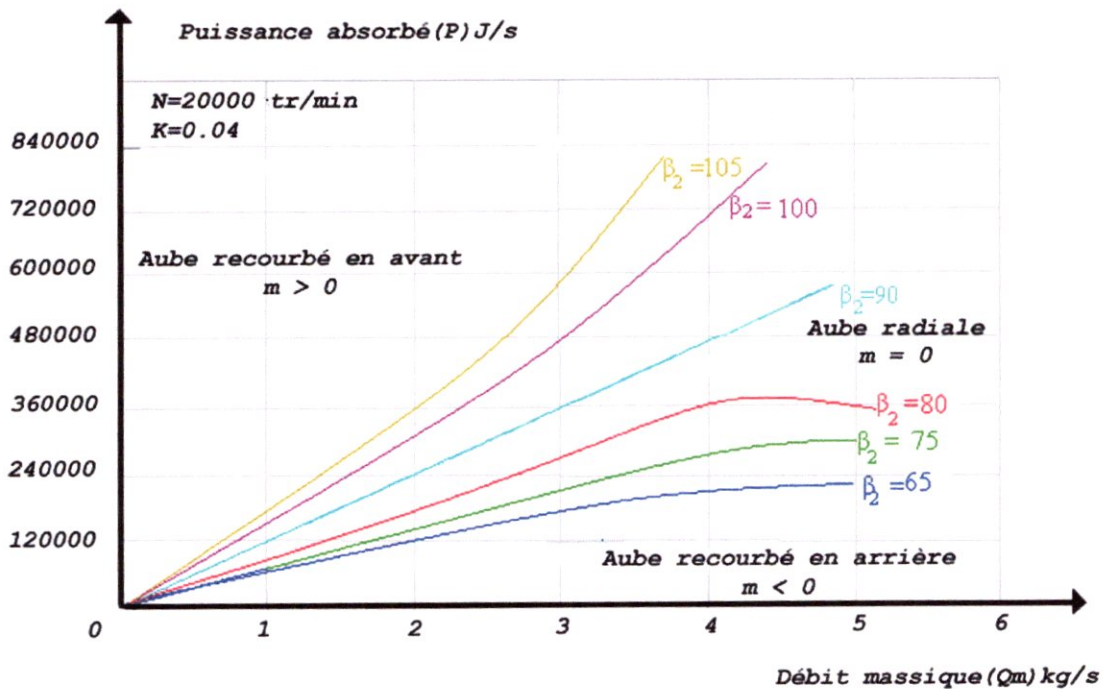


Fig. VII.2 :l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et l'angle  $\beta_2$  sur la puissance théorique absorbée par la roue ( $P$ )

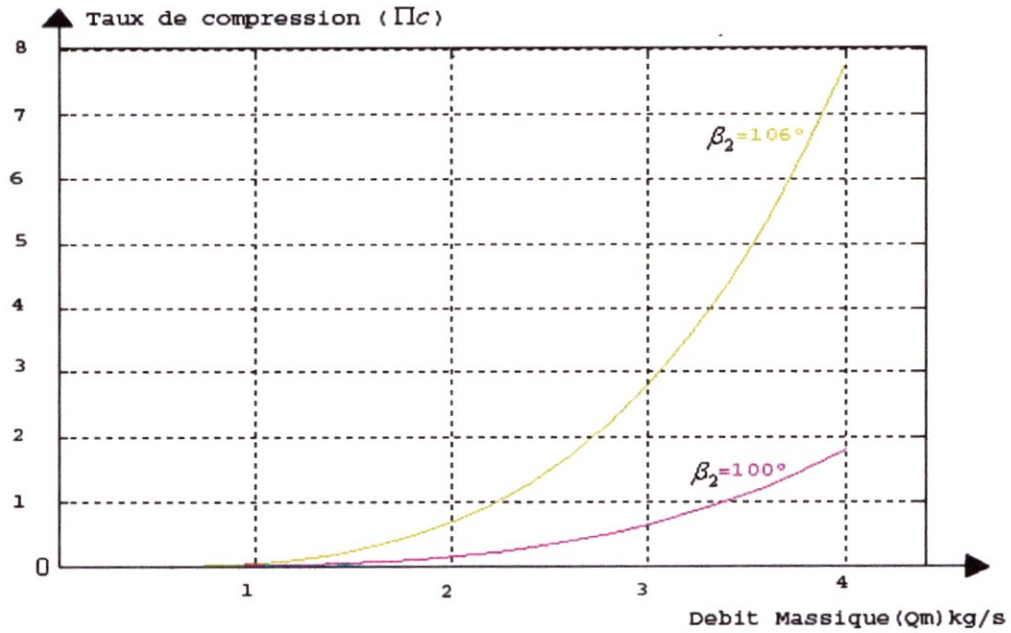


Fig. VII.3 : l'influence du débit massique (Qm) et l'angle  $\beta_2$  sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )

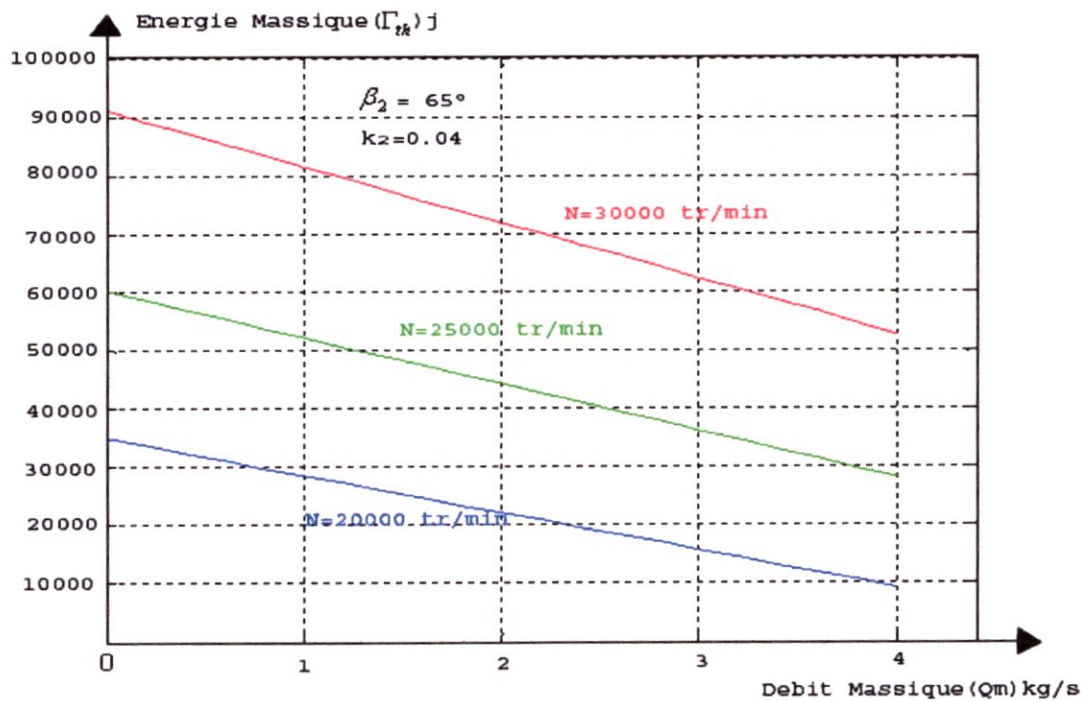
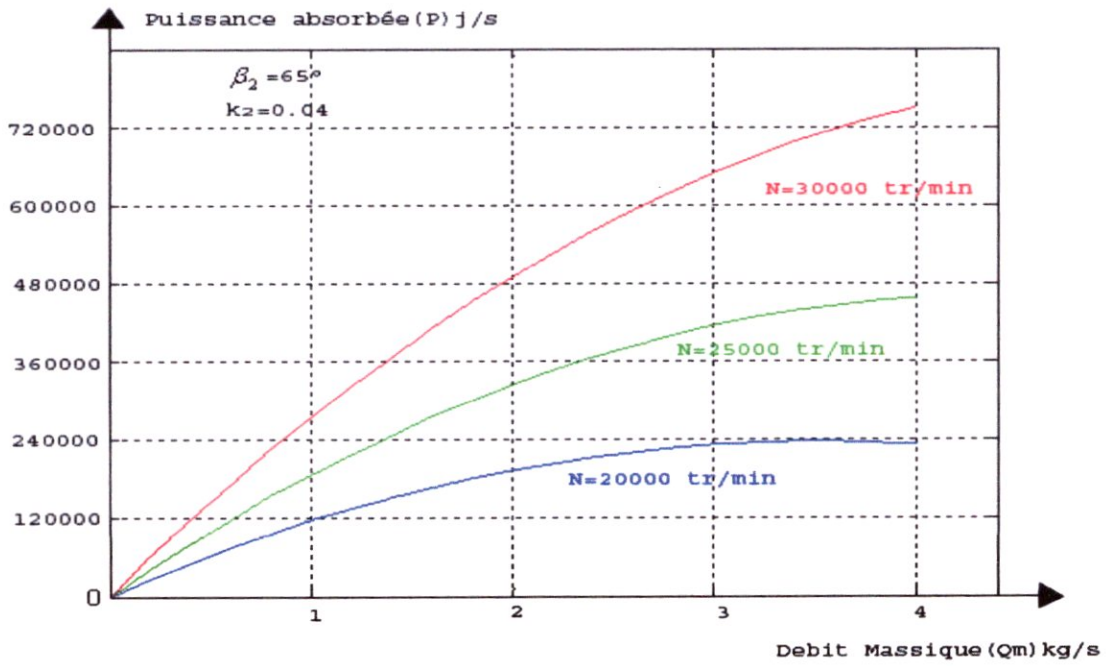
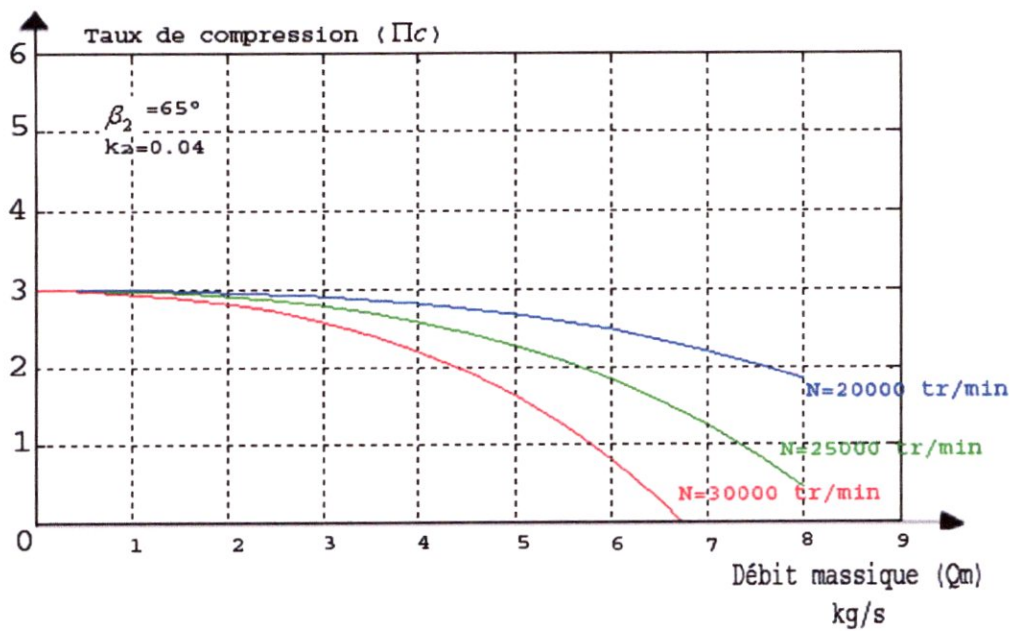


Fig. VII.4 : L'influence du débit massique (Qm) et le nombre de tour (N) Sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )



**Fig. VII.5 :** L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour ( $N$ )  
Sur la **puissance théorique** absorbée par la roue ( $P$ )



**Fig.VII.6 :** l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour ( $N$ )  
sur le **taux de compression** ( $\Pi_c$ )



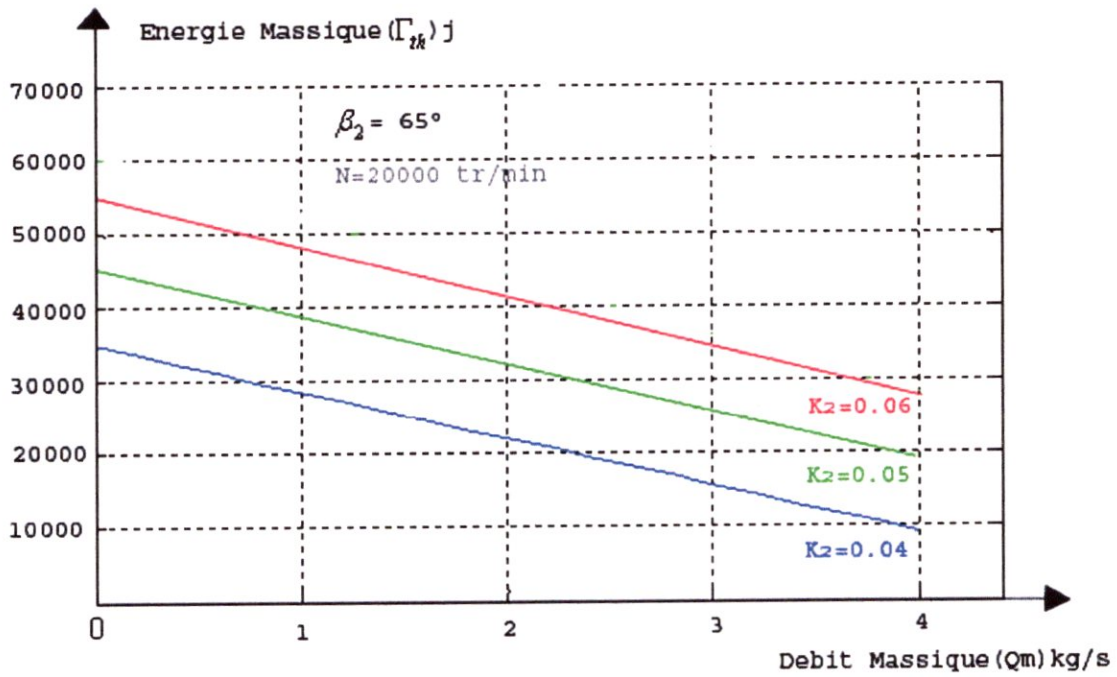


Fig. VII.7 : L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le coefficient géométrique ( $k_2$ ) Sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )

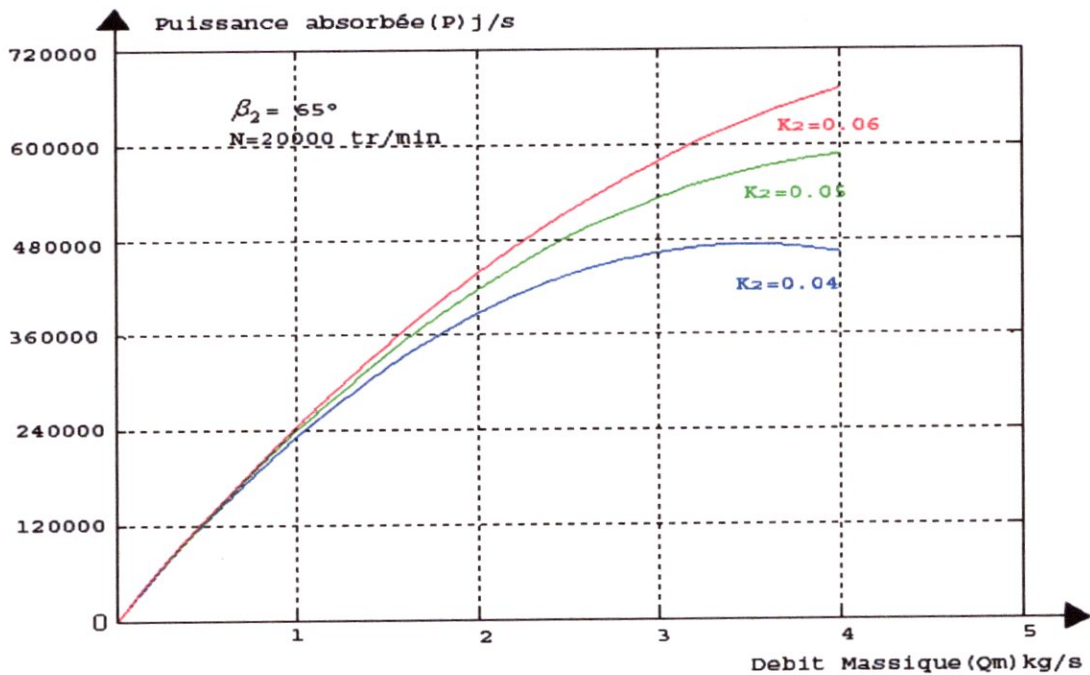


Fig. VII.8 : l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le coefficient géométrique ( $k_2$ ) sur la puissance théorique absorbée par la roue (P)

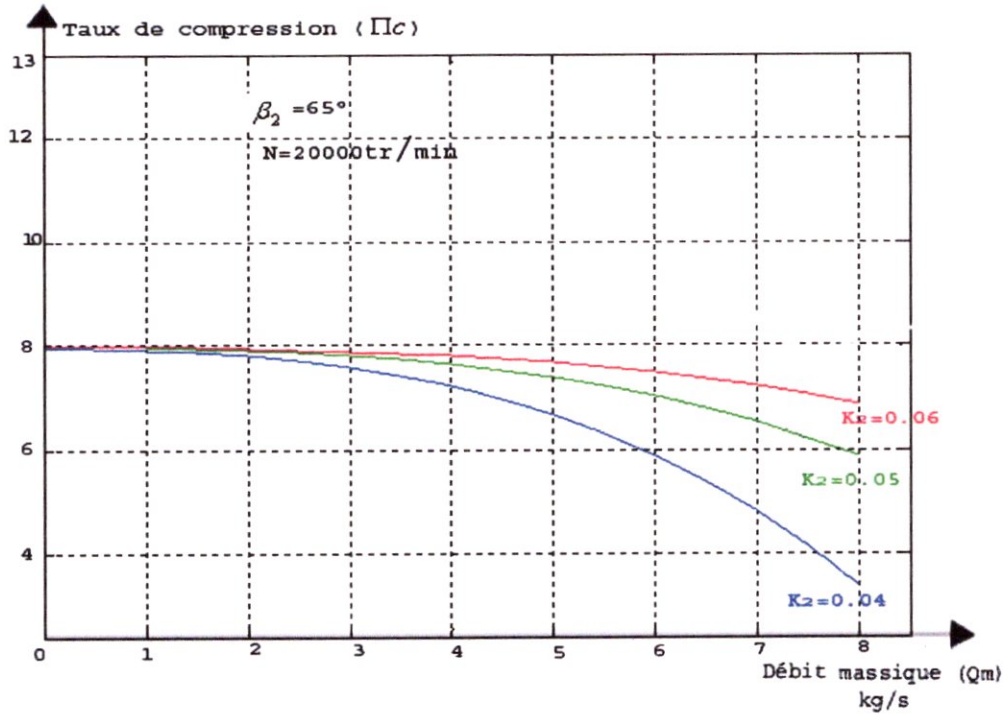


Fig. VII.9 : l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le coefficient géométrique ( $k_2$ ) sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )

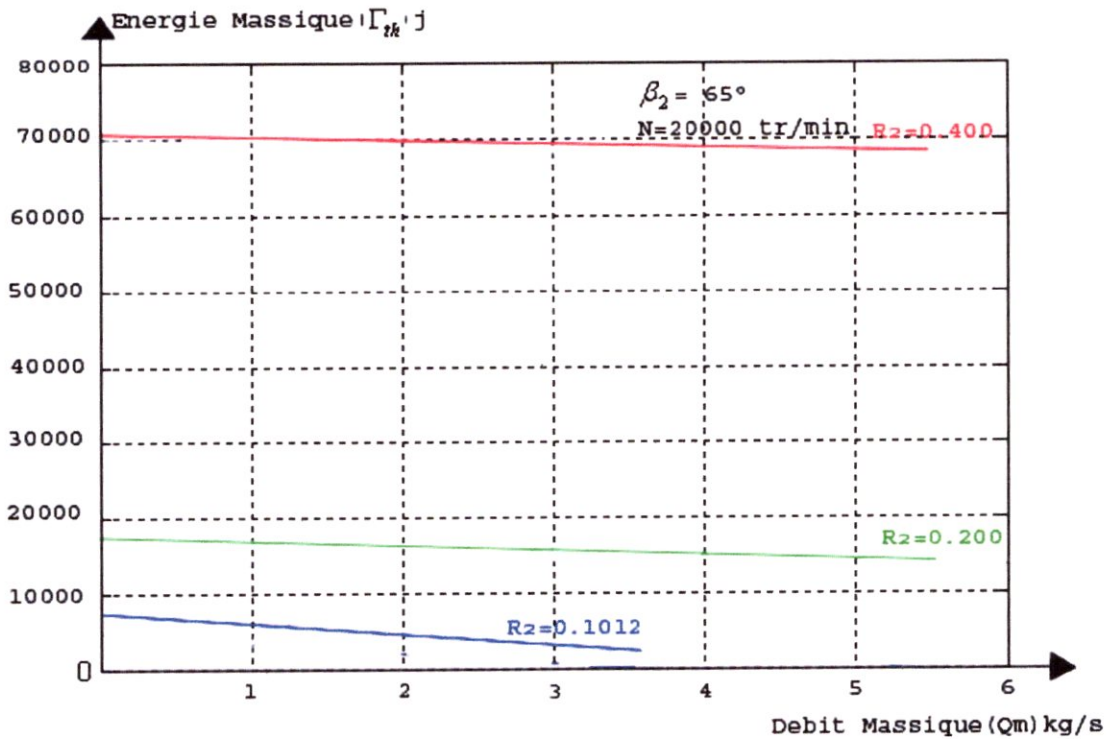


Fig. VII.10 : L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le rayon extérieur ( $R_2$ ) sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )

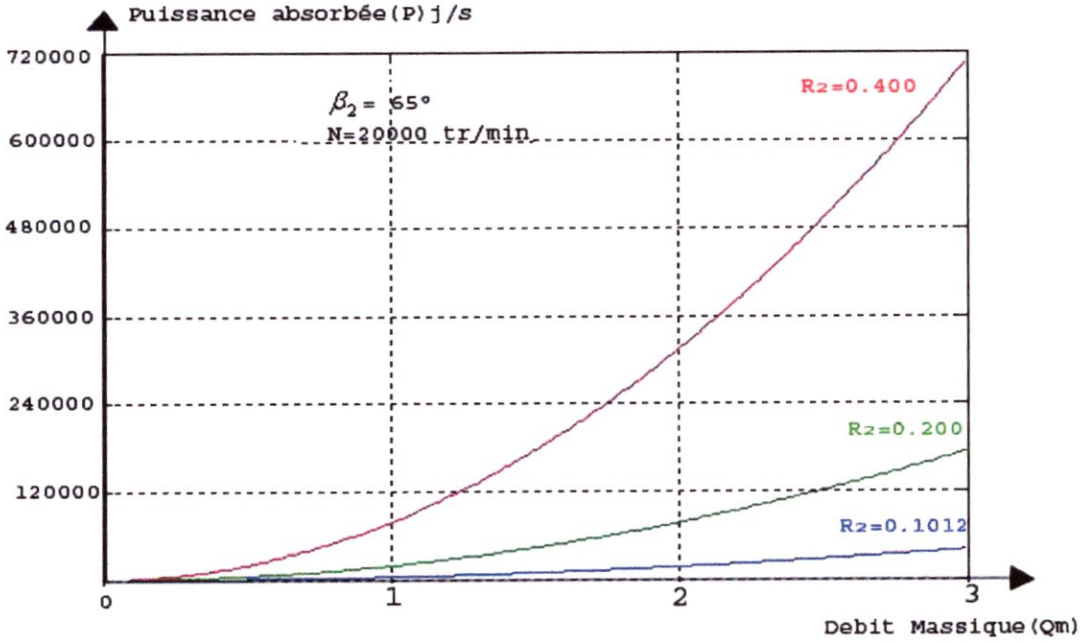


Fig. VII.11 : L'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le rayon extérieur ( $R_2$ ) sur la puissance théorique absorbée par la roue ( $P$ )

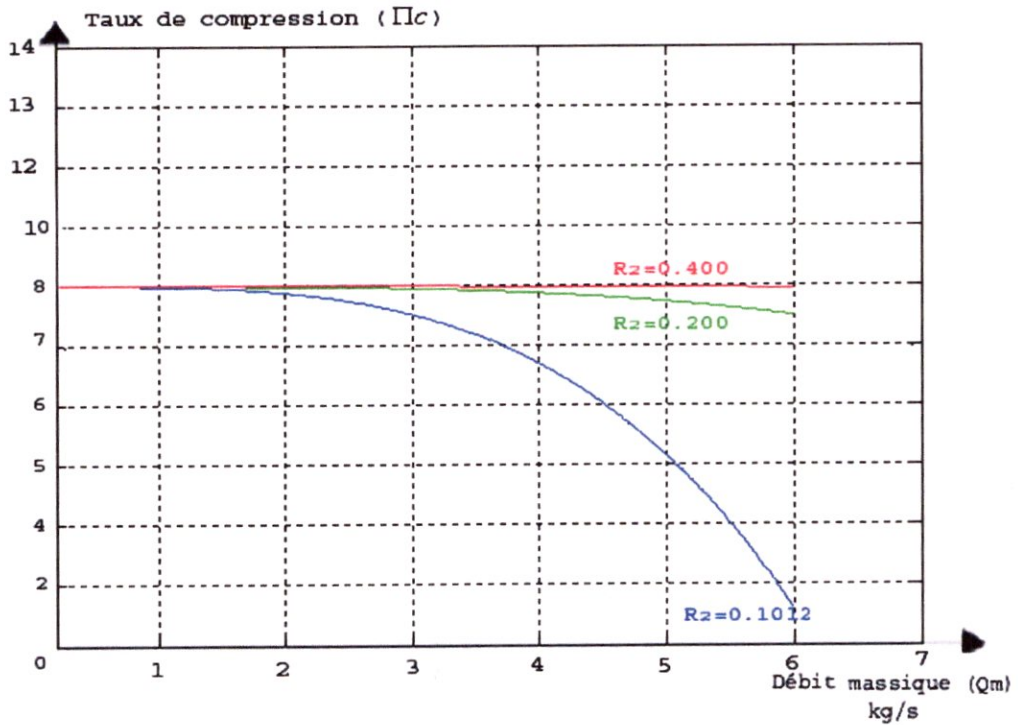


Fig. VII.12 : l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le rayon extérieur ( $R_2$ ) sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )

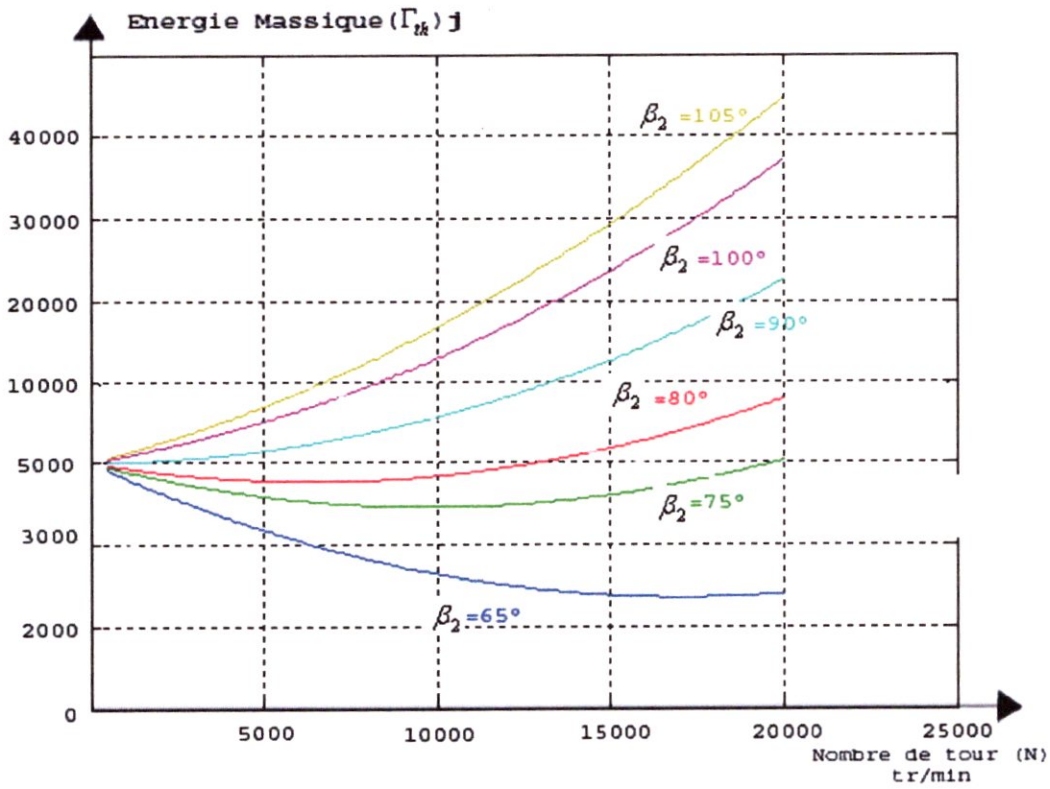


Fig. VII.13 : l'influence du nombre de tour (N) et l'angle  $\beta_2$  sur l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre ( $\Gamma_{th}$ )

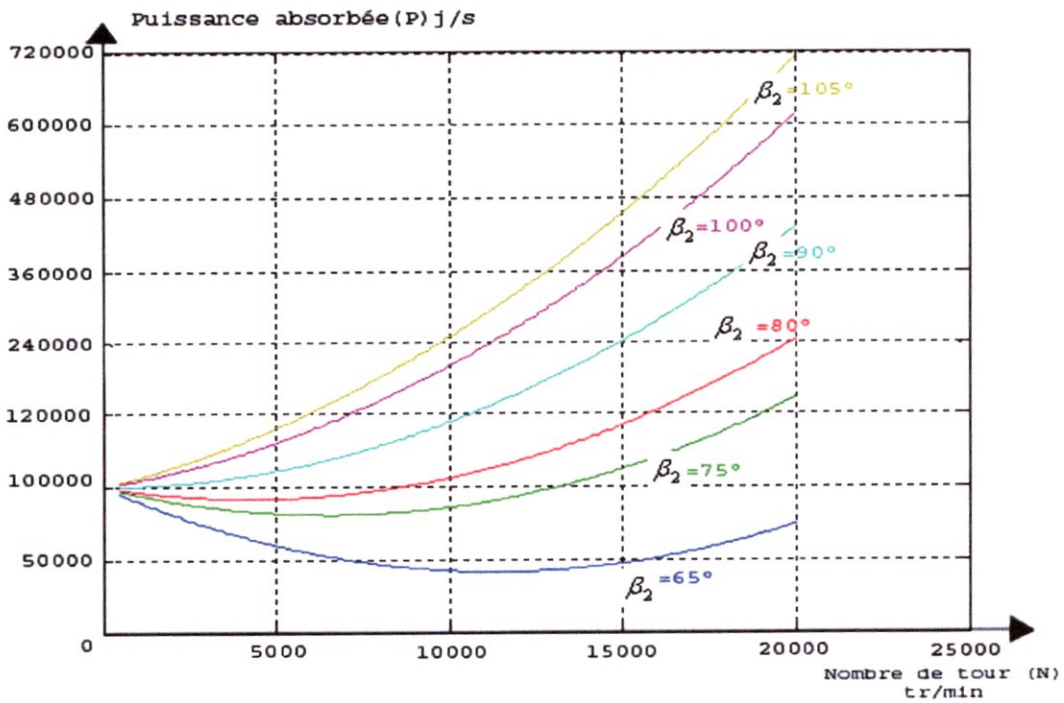
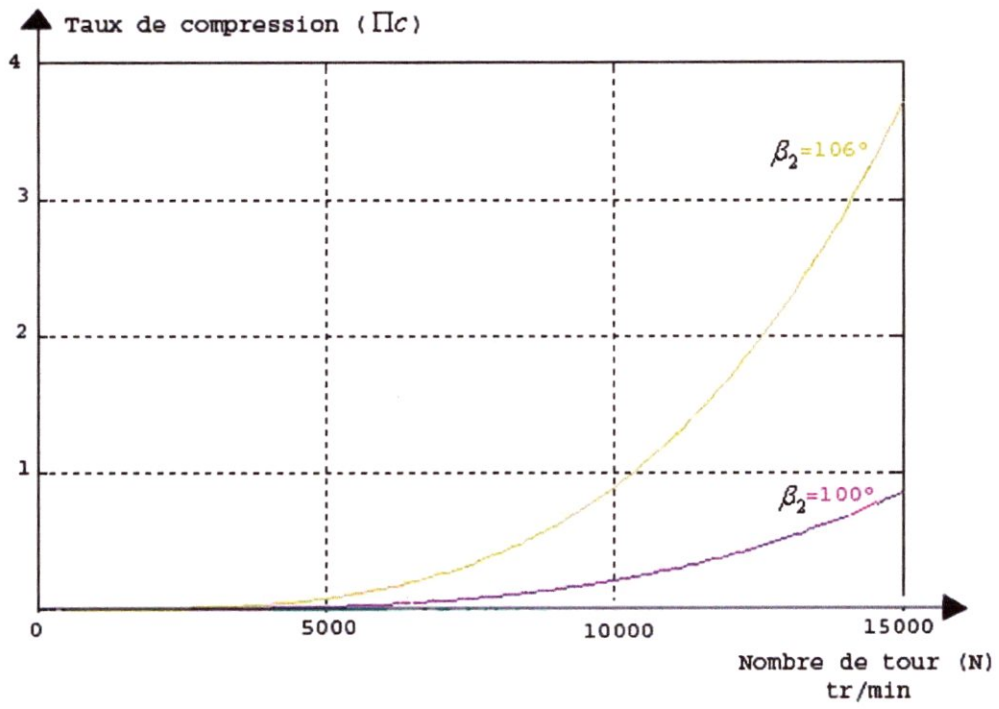


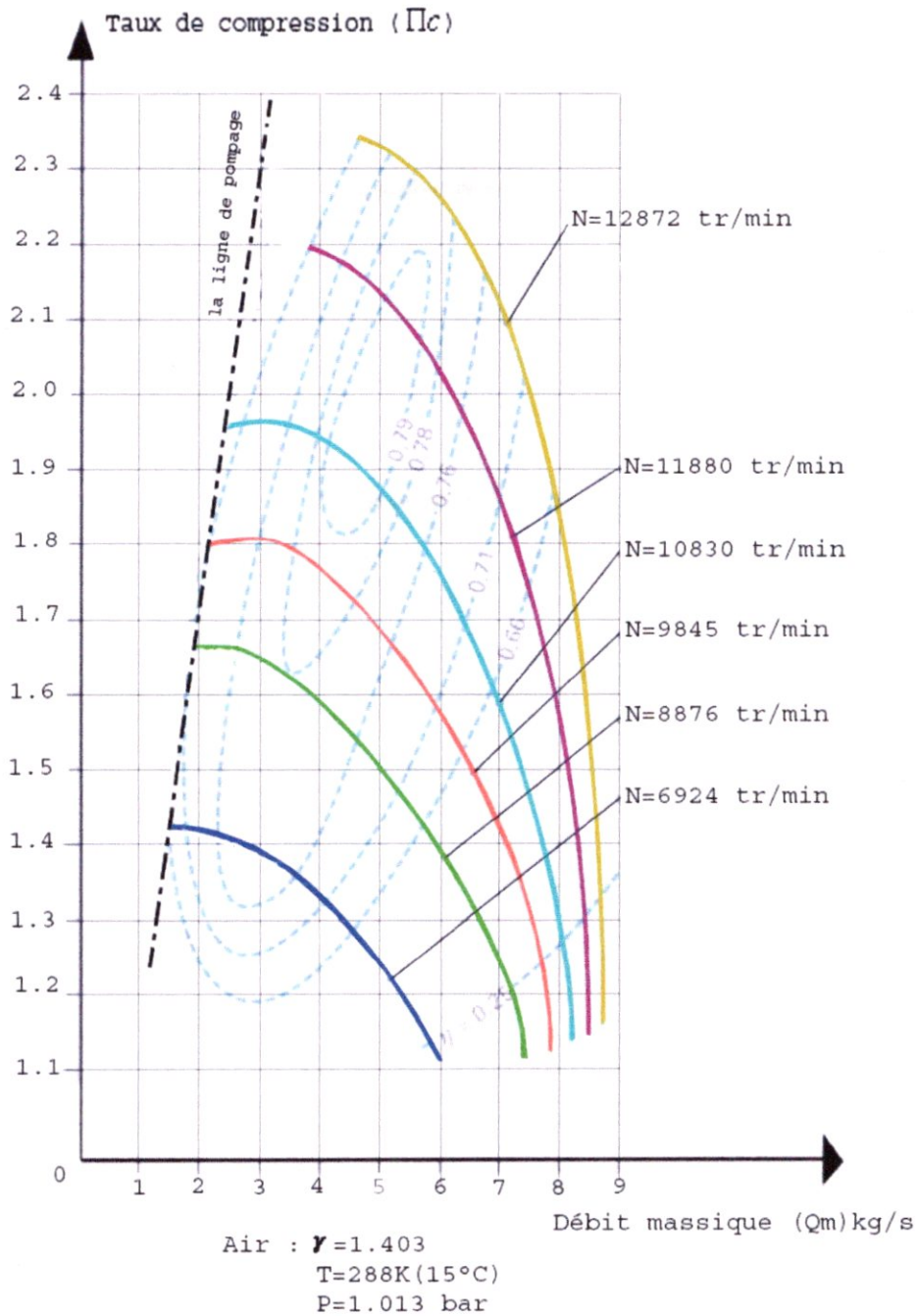
Fig.VII.14 : l'influence du nombre de tour (N) et l'angle  $\beta_2$  sur la puissance théorique absorbée par la roue (P)





**Fig. VII.15 :** l'influence du nombre de tour (N) et de l'angle  $\beta_2$  sur le taux de compression ( $\Pi_c$ )





**Fig. VII.16** : l'influence du débit massique ( $Q_m$ ) et le nombre de tour( $N$ ) et le rendement isentropique sur le taux de compression ( $\Pi_c$ ) (**Courbe de fonctionnement du compresseur**).

#### VII.4- Interprétation des graphes:

- **La variation de l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre en fonction de débit massique ( $m$ )**

##### 1. Influence de l'angle $\beta_2$

La figure (VII.1) représente la variation de l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre en fonction de débit massique, à  $(N)$ , le nombre de tour et  $K_2=b_2/2R_2$  constants; en faisant varier l'angle  $\beta_2$  On remarque que l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre est une fonction linéaire de  $(q_m)$  décroissante si les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) (cas général). Croissante si les aubes sont recourbées en avant ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) et constante dans le cas des aubes radiales ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) ;

Pour une même valeur du débit massique, on constate que plus l'angle  $\beta_2$  augmente plus l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre augmente, cette variation est plus remarquable à grand débit qu'à faible débit

On peut dire que la courbure des aubes vers l'avant accroît la vitesse tangentielle d'entraînement et par la suite la vitesse absolue à la sortie  $V_2$ .

##### 2. Influence de nombre de tour $(N)$

Sur la figure (VII.4), à  $\beta_2$  et  $K_2=b_2/2R_2$  constants; et en faisant varier le nombre de tour On remarque que l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre est une fonction linéaire de  $(q_m)$  décroissante puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2 = 65 < 90^\circ$ )

A vitesse de rotation constante, l'énergie massique théorique diminue avec l'augmentation de débit massique

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus le nombre de tour  $(N)$  augmente plus l'énergie massique théorique sur l'arbre augmente.

##### 3. Influence de coefficient $K_2=b_2/2r_2$

Sur la figure (VII.7), à  $\beta_2$ , et  $N$  constant et en faisant varier le rapport  $k_2=b_2/d_2$  ; On remarque que l'énergie massique théorique sur l'arbre est une fonction linéaire de  $(q_m)$  décroissante puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2 = 65 < 90^\circ$ )

Pour une valeur constante de  $K_2$ , l'énergie massique théorique diminue progressivement avec l'augmentation de débit massique

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus  $K_2$  augmente plus l'énergie massique théorique sur l'arbre augmente.

#### **4. Influence du rayon $R_2$**

Sur la figure (VII.10), à  $\beta_2$ , et  $N$  constant et en faisant varier le rayon  $R_2$ ; On remarque que l'énergie massique théorique sur l'arbre est une fonction linéaire de  $(q_m)$  décroissante puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65^\circ < 90^\circ$ )

Pour une valeur constante de  $R_2$ , l'énergie massique théorique diminue progressivement avec l'augmentation de débit massique

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus  $R_2$  augmente plus l'énergie massique théorique sur l'arbre augmente.

#### **➤ La variation de l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre en fonction du nombre de tour (N)**

##### **1. Influence de l'angle $\beta_2$**

La figure (VII.13) représente la variation de l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre en fonction du nombre de tour (N), Pour une même valeur de débit ( $q_m$ ), le débit massique et  $K_2=b_2/2R_2$  constants; en faisant varier l'angle  $\beta_2$  On remarque que l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre est une fonction parabolique de (N) croissante pour les aubes recourbées en arrière ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) et les aubes recourbées en avant ( $\beta_2 > 90^\circ$ );

Pour une même valeur du nombre de tour (N), on constate que plus l'angle  $\beta_2$  augmente plus l'énergie massique théorique recueillie sur l'arbre augmente, cette variation est plus remarquable à grand nombre de tour (N)

On peut dire que la courbure des aubes vers l'avant accroît la vitesse tangentielle d'entraînement et par la suite la vitesse absolue à la sortie  $V_2$ .

➤ **La puissance théorique absorbée par la roue en fonction de débit massique ( $q_m$ ) :**

**1. Influence de l'angle  $\beta_2$**

La figure (VII.2), représente la variation de la puissance théorique absorbée en fonction du débit massique  $q_m$ ; en fixant ( $N$ ), le nombre de tour et  $K_2=b_2/2r_2$ ; et en faisant varier l'angle  $\beta_2$ ; on remarque que La puissance théorique absorbée par la roue dans le cas des aubes recourbés en avant ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), est une fonction parabole à minimum sauf au voisinage de  $q_m=0$ , ou les faibles débits viennent modifier la courbe théorique ; et avec un maximum si les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), par contre si  $\beta_2=90^\circ$  (aubes radiales) c'est une droite passante par l'origine avec une pente positive .

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus l'angle  $\beta_2$  augmente, plus la puissance théorique absorbée par la roue augmente.

On peut observer qu'à grand nombre de tour ( $N$ ), la variation de La puissance théorique absorbée par la roue est remarquable pour les aubes recourbées en avant et augmente avec l'augmentation de la courbure ; et c'est l'inverse pour les aubes recourbées en arrière.

**2. Influence de nombre de tour ( $N$ )**

Sur la figure (VII.5),  $\beta_2$  et  $K_2=b_2/2r_2$  constants et en faisant varier le nombre de tour ( $N$ ) ; On remarque que La puissance théorique absorbée par la roue est une fonction parabolique avec un maximum puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65 < 90^\circ$ )

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus le nombre de tour ( $N$ ) augmente plus la puissance théorique absorbée par la roue augmente.

**3. Influence de coefficient  $K_2=b_2/2r_2$**

Sur la figure (VII.8), à  $\beta_2$  et  $N$  constant et en faisant varier  $K_2=b_2/d_2$ ; On remarque que La puissance théorique absorbée par la roue est une fonction parabolique avec un maximum puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65 < 90^\circ$ ),

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus  $K_2$  augmente plus la puissance théorique absorbée par la roue augmente

On peut observer que la variation de La puissance théorique absorbée par la roue est plus importante à faible débit qu'à grand débit ou elle devient moins importante.

#### **4. Influence du rayon $R_2$**

Sur la figure (VII.11), à  $\beta_2$  et  $N$  constant et en faisant varier  $R_2$ ; On remarque que La puissance théorique absorbée par la roue est une fonction parabolique avec un maximum puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65<90^\circ$ ),

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus  $R_2$  augmente plus la puissance théorique absorbée par la roue augmente

On peut observer que la variation de La puissance théorique absorbée par la roue est importante à faible débit qu'à grand débit.

#### **➤ La variation de La puissance théorique absorbée par la roue en fonction du nombre de tour ( $N$ )**

#### **2. Influence de l'angle $\beta_2$**

La figure (VII.14), représente la variation de la puissance théorique absorbée en fonction du nombre de tour ( $N$ ), en fixant ( $q_m$ ), le débit massique et  $K_2=b_2/2r_2$ ; et en faisant varier l'angle  $\beta_2$ ; on remarque que La puissance théorique absorbée par la roue dans le cas des aubes recourbées en avant ( $\beta_2>90^\circ$ ), est une fonction parabolique, et c'est valable aussi pour les aubes qui sont recourbées en arrière ( $\beta_2<90^\circ$ ).

Pour une même valeur de nombre de tour ( $N$ ), on constate que plus l'angle  $\beta_2$  augmente, plus la puissance théorique absorbée par la roue augmente

On peut observer qu'à grand nombre de tour ( $N$ ), la variation de La puissance théorique absorbée par la roue est remarquable et augmente avec l'augmentation de la courbure.

➤ **Le taux de compression en fonction de débit massique ( $q_m$ ) :**

**1. Influence de l'angle  $\beta_2$**

la figure (VII.3), représente la variation de le taux de compression en fonction du débit massique  $q_m$ ; en fixant (N), le nombre de tour et  $K_2=b_2/2r_2$ ; et en faisant varie l'angle  $\beta_2$ ; on remarque que La taux de compression dans les deux cas des aubes recourbés en avant ( $\beta_2>90^\circ$ ), et les aubes recourbées en arrière ( $\beta_2<90^\circ$ ) est une fonction parabole à minimum sauf au voisinage de  $q_m=0$ , ou les faibles débits viennent modifier la courbe théorique .

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus l'angle  $\beta_2$  augmente, plus taux de compression augmente

On peut observer qu'à grand nombre de tour (N), la variation du taux de compression est remarquable.

**2. Influence de nombre de tour (N)**

Sur la figure (VII.6),  $\beta_2$  et  $K_2=b_2/2r_2$  constants et en faisant pallier le nombre de tour (N); On remarque que le taux de compression est une fonction parabolique décroissante puisque les aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65<90^\circ$ )

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus le nombre de tour (N) augmente plus le taux de compression diminue.

**3. Influence de coefficient  $K_2=b_2/2r_2$**

Sur la figure (VII.9), à  $\beta_2$  et N constant et en faisant varie  $K_2=b_2/d_2$ ; On remarque que Le taux de compression est une fonction parabolique décroissante dans le cas des aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65<90^\circ$ ),

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus  $K_2$  augmente plus le taux de compression diminue.

On peut observer que la variation du taux de compression est plus importante à faible débit qu'à grand débit ou elle devient moins importante.



### 3. Influence du rayon $R_2$

Sur la figure (VII.12), à  $\beta_2$  et  $N$  constant et en faisant varier  $R_2$ ; On remarque que Le taux de compression est une fonction parabolique décroissante dans le cas des aubes sont recourbées en arrière ( $\beta_2=65^\circ < 90^\circ$ ),

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus  $R_2$  augmente plus le taux de compression diminue.

On peut observer que la variation du taux de compression est plus importante à faible débit qu'à grand débit ou elle devient moins importante.

➤ **La variation du taux de compression en fonction du nombre de tour ( $N$ )**

### 3. Influence de l'angle $\beta_2$

la figure (VII.15), représente la variation de le taux de compression en fonction du nombre de tour ( $N$ ); en fixant ( $q_m$ ), le débit massique et  $K_2=b_2/2r_2$ ; et en faisant varier l'angle  $\beta_2$ ; on remarque que La taux de compression dans les deux cas des aubes recourbés en avant ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), et les aubes recourbées en arrière ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) est une fonction parabolique.

Pour une même valeur de nombre de tour ( $N$ ), on constate que plus l'angle  $\beta_2$  augmente, plus le taux de compression augmente

On peut observer qu'à grand nombre de tour ( $N$ ), la variation du taux de compression est remarquable.

➤ **Interprétation de la courbe des caractéristiques :**

D'une façon générale, les courbes caractéristiques d'un compresseur sont représentées en portant en abscisse le débit masse ( $Q_m$ ) et en ordonné le taux de compression ( $\Pi_c$ ) pour une vitesse de rotation donnée (Courbe iso vitesse).

De plus, on a pour habitude de tracer le réseau des iso vitesses, chacune étant graduée soit en puissance, soit en rendement, les points de même rendement étant reliés entre eux pour former les courbes iso rendements.

Ces courbes sont données pour un gaz précis, mais aussi pour une pression et une température du gaz, à l'aspiration.

L'examen de ces courbes caractéristiques amène deux constatations.

On ne peut pas décrire les caractéristiques jusqu'à débit nul. En effet lorsqu'on augmente la contre pression à l'aval de la machine, le débit se réduit ; on arrive ainsi progressivement à un maximum de taux de compression.

Si on veut diminuer encore le débit, le fonctionnement devient instable. Des fluctuations de pressions très importantes remontent dans la roue et même jusqu'à l'entrée du compresseur, créant des chocs très importants qui se traduisent par de véritables coups de canon à basse fréquence (de l'ordre de 1 à 10 Hz) . Ce phénomène est appelé pompage. Les points limitent de chaque iso vitesse forme la ligne de pompage du compresseur : c'est une ligne très importante dont il convient de ne pas trop approcher, pour cela, chaque compresseur fonctionnant à des débits variés à sa protection anti-pompage.

## CONCLUSION GENERALE

L'étude des turbomachines est d'une importance capitale ; elle nous permet au stade initial du projet de déterminer, les équations nécessaires à la conception en mettant en évidence l'influence de chaque paramètre (géométrique, aérodynamique) mais aussi l'interdépendance existante entre ces différents paramètres.

Dans une deuxième phase, ce travail m'a surtout permis d'exploiter ma connaissance théorique sur les turbomachines et un programme de calcul sur l'étude énergétique des compresseurs en vue de l'obtention de ces caractéristiques.

A l'issue de notre travail, nous avons eu l'opportunité de se familiariser avec la méthodologie et la théorie des compresseurs.

Les allures des courbes tracées sont en accord avec la théorie et les résultats des calculs trouvés, avec quelques valeurs un peu décalées par rapport à celle du constructeur à cause des différentes hypothèses de calcul à savoir :

- les pertes charges ont été négligées.
- débit massique et supposé constant.
- écoulement poly tropique, adiabatique et irréversible.

Dans l'ensemble, les résultats obtenus mettent en lumière l'intérêt de l'utilisation d'une démarche d'optimisation des performances des turbomachines à fluide compressible.

Cependant il faut savoir que le constructeur ne néglige aucun de ces termes, pour le calcul des différents paramètres.

# BIBLIOGRAPHIE

## ► Les ouvrages :

[1]– Bibliothèque de la direction de l'aviation militaire : Technologie des aéronefs

[2]– Dr HENNI MANSOUR ZOUBIR : Cours de turbomachine.

[3]– Dr HENNI MANSOUR ZOUBIR : Cours de thermodynamique.

[4]– Jan Kryszinski Turbomachine : théorie générale, OPU, Alger 1985

[5]– Jean Marie Méricoux : Technique de l'ingénieur : ventilateurs, compresseurs.

[6]– Turbomeca groupe SNECMA – Mai 1998 : Les turbines à gaz

## ► Les mémoires :

[7]–M.Hachani Iyes, M. Mesrouk Nassim :

«Logiciel de conception préliminaire d'un compresseur axial »

(Promotion 2001- 2002) Institut I.A.B.

[8]– Rezine Choubaila, Houacine Mehani :

«Etude énergétique du turboréacteur JT8D -15 »

(Promotion 2002-2003) Institut de Boumerdes.

## ► Les sites Internet:

[9]–<http://mastergm.insa-toulouse.fr>

[10]–<http://www.onera.fr/synindex/compresseur.html>