

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE SAAD DEHLEB BLIDA
USDB

Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département : Aéronautique



Mémoire de fin d'étude pour l'obtention
du diplôme d'ingénieur d'état en Aéronautique
Option : construction
Spécialité : propulsion

THEME :

**Etude énergétique et pré-dimensionnement
de la roue du
compresseur centrifuge**

PRESENTE PAR :

M^r: BEKKAR MOHAMED

M^{re}: MAHBOUB A/MADJID

ENCADRE PAR :

D^r: HENNI MENSOUR
ZOUBIR

ANNEE UNIVERSITAIRE 2005 /2006

Remerciements

*Que tout ceux qui nous ont aidé, par
leurs conseils, par les informations et
les documents qu'ils nous ont fournis,
soient ici remerciés.*

*Nous tenons à exprimer plus
particulièrement ma reconnaissance :*

A nos parents

*A notre promoteur qui nous a aidés
dans notre travail, et qui nous a bien
soutenus sur le plan moral.*

*Ainsi qu'à tout ceux qui nous ont
aidés de loin et de près.*



Dédicace

Je souhaite dédier ce modeste travail,
synonyme de concrétisation de tous mes efforts
fournis ces cinq dernières années :
A mon cher père, qui a guidé mes pas jusqu'à ce
que je m'accomplisse,
A ma très chère mère,
A mes frères,
A toute la famille
A Mr Henni Mansour Zoubir
A mes amis
A tous mes camarades de promotion.
Aux gens qui m'aiment et m'estiment ...

Mohamed



Dédicace

Je souhaite dédier ce modeste travail,
synonyme de concrétisation de tous mes efforts
fournis ces cinq dernières années :
A mon cher père, qui a guidé mes pas jusqu'à ce
que je m'accomplisse,
A ma très chère mère,
A mes sœurs,
A mes cousins et frères : Nasreddine
Et Walid ,et a mon très cher ami Mohamed
A Mr Henni Mensour Zoubir
A mes amis
A tous mes camarades de promotion.
Aux gens qui m'aiment et m'estiment ...

Madjid

INTRODUCTION	1
---------------------------	---

CHAPITRE 1 : GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

1.1. Introduction :	3
1.2. Définition des turbomachines :	3
1.3. Classification des turbomachines par fonction :	3
1.3.1. Selon le sens de transfert d'énergie :	3
1.3.1.1. Turbomachines réceptrices :	3
1.3.1.2. Turbomachines motrices :	3
1.3.1.3. Turbomachines réversibles :	4
1.3.2. Classification selon la nature de fluide véhiculé	4
1.3.3. Classification selon la trajectoire des particules :	4
1.4. Constitution des turbomachines :	4
1.5. Principe du fonctionnement des turbomachines :	5
1.5.1. Turbomachines axiales :	5
1.5.1.1. Etage d'une turbine :	5
1.5.1.2. Etage d'un compresseur :	6
1.5.2. Turbomachines radiales :	8
1.5.2.1. Etage d'une turbine radiale centripète- équation d'Euler :	8
1.5.2.2. Etage d'un compresseur :	10

CHAPITRE 2 : RAPPEL D'AEROTHERMODYNAMIQUE

II.1. Introduction	13
II.2. Principe de conservation de la masse :	13
II.3. Principe fondamental de la mécanique :	13
II.3.1. Equations intrinsèques du mouvement d'un fluide parfait	13
II.3.2. Equations intrinsèques du mouvement permanent d'un fluide réel	15
II.3.3. Théorème des quantités de mouvement	15
II.4. Premier principe de la thermodynamique :	16
II.4.1: Cas d'un système fermé :	16
II.4.2: Cas d'un système ouvert en régime permanent :	16
II.5. Second principe de la thermodynamique :	17

CHAPITRE 3 : COMPRESSEURS CENTRIFUGES

III.1. Principaux éléments d'un compresseur centrifuge :	18
III.2. Fonctionnement du Compresseur	18
III.3. Construction des roues centrifuges	20
III.4. Particularités des fluides compressibles :	21
III.5. Triangle des vitesses :	21
III.6. Comparaison entre compresseurs centrifuges et compresseurs axiaux :	23

CHAPITRE 4 : ETUDE AERODYNAMIQUE ET ENERGITIQUE

IV.1. Etude énergétique du compresseur centrifuges	24
IV.1.2 : Expression du travail sur l'arbre d'une turbomachine :	25
IV.1.3 : Écoulement dans les canaux fixes :	27
IV.1.4 : Écoulement dans les canaux mobiles :	29
IV.1.5 : Étude de l'écoulement dans un étage de compresseur :	30
IV.1.5.1 : Evolution dans le canal d'aspiration (A-1) :	31
IV.1.5.2 : Évolution dans la roue (canal mobile) 1-2	32
IV.1.5.3 : Evolution dans le diffuseur à flasque lisse	33
IV.1.5.4 : Evolution dans le diffuseur à ailettes	34
IV.1.6 : Rendement isentropique du compresseur (1 étage)	35
IV.1.7 : Taux de compression	35
IV.1.8 : Coefficient polytropique de compresseur	35
IV.1.9 : Rendement	35
IV.1.10 : Influence de l'angle d'aubage :	35
IV.1.10.1 : Aubes recourbés en avant $\beta_2 > 90^\circ$:	35
IV.1.10.2 : aube courbés en arrière $\beta_2 < 90^\circ$:	36
IV.2. Etude aérodynamique du compresseur centrifuges	37
IV.2.1. Directrice d'entrée :	38
IV.2.2. Roue mobile :	39
IV.2.3. Diffuseur et volute	40

CHAPITRE 5: DIMENSIONNEMENT PRELIMINAIRE DE LA ROUE CENTRIFUGE

V.1. Introduction :	42
V.2. Loi de similitude, paramètres adimensionnels :	42
V.3. Application des lois de la thermodynamique	44
V.4. Dimensionnement du rouet :	47
V.4.1. Dimensionnement à l'entrée du rouet :	47
V.4.2. Dimensionnement à la sortie du rouet	51

CHAPITRE 6: CONCEPTION DE PROGRAMME

VI.1: Conception de l'algorithme	56
VI.2. Calcul de l'angle de calage des pales à la sortie de la roue mobile « β_{p2} »	56
VI.3. Calcul des rayons « r_1, r_2 » :	58

V1.4 .Calcul de la puissance absorbée :58
V1.5 .Calcul de la température à la sortie de la roue mobile «T ₀₂ » :	... 59
V1.6 .Calcul du rayon de l'arbre « r _a » :59
V1.7 .Calcul de la hauteur de la pale « b ₂ » :60
VI.8. .Organigramme et algorithme61
VI.9. Programme fortran62

CHAPITRE VII: RESULTAT ET INTERPRITATION

VII.1: Exécution de programme66
VII.1.1: Cas d'aube radial66
VII.1.2: Cas d'aube optimise67
✓ VII.2: Graphes des résultats68
VII.3: Interprétation des graphes :72
VII.4: Exemple de validation :73

CONCLUSION74
------------	---------

LISTE DES FIGURES

Fig.	désignation	page
Fig I.1	Schéma d'une turbine axiale a deux étages.....	5
Fig.I.2	Schéma d'un compresseur axial multi étages.....	7
Fig.I.3	Schéma d'un étage d'une turbine centrifuge.....	8
Fig.I.4	Schéma de l'écoulement par un rotor d'une turbine centripète.....	9
Fig.I.5	Triangle des vitesses d'une turbine centripète.....	10
Fig.I.6	Schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge.....	11
Fig I.7.	Triangles des vitesses d'un étage du compresseur centrifuge.....	11
Fig.II.1	Effort dans un tube de courant.....	15
Fig.III.1	Constitution d'un compresseur centrifuge.....	18
Fig.III.2	Compresseur centrifuge' de la société escher Wyss.....	19
Fig.III.3	Roue centrifuge fermé.....	20
Fig.III.4	Roue centrifuge ouverte.....	20
Fig.III.5	Triangle de vitesse.....	21
Fig.IV.1	Ecoulement de fluide.....	38
Fig.IV.2	Directrice d'entrée.....	38
Fig.IV.3	Roue mobile centrifuge.....	39
Fig.IV.4	Roue mobile centrifuge ouverte ou fermé à aubes radiales ou couchés vers l'arrière.....	40
Fig.IV.5	Diffuseur et veloute dans un compresseur centrifuge.....	41
Fig V.1	Graphe de rendement en fonction de la vitesse spécifique.....	43
Fig V .2	Variation du diamètre spécifique en fonction de la vitesse spécifique.....	43
Fig V .3	triangle des vitesses à l'entrée de rouet avec un écoulement parfaitement guidé.....	44
Fig V.4	Triangles des vitesses à la sortie de rouet sans glissement.....	45
Fig V.5	Triangle des vitesses a la sortie de rouet.....	46
Fig.V.6	Entrée du rouet.....	47
Fig V.7	La variation de nombre de mach relatif a l'entrée (M'_1) en fonction de nombre de mach absolu à l'entrée (M_1).....	48

Fig V.8	Nombre de mach relatif à l'entrée en fonction de l'angle d'écoulement à l'entrée.....	49
Fig V.9	L'influence de la vitesse périphérique adimensionnelle (M_u) sur le nombre de mach absolu à la sortie (M_2).....	52
Fig V.10	Le nombre de mach absolu à la sortie (M_2) en fonction de α_2	53
FigVII.1	l'influence de débit massique (m) et l'angle β_2 sur l'énergie massique (T).....	67
FigVII. 2	l'influence de débit massique (m) et l'angle β_2 sur la puissance absorbée (P).....	67
FigVII.3	l'influence de débit massique (m) et le nombre de tour (N) sur l'énergie massique (T).....	68
FigVII.4	l'influence de débit massique (m) et le nombre de tour (N) sur la puissance absorbée (P).....	68
FigVII.5	l'influence de débit massique (m) et le coefficient géométrique (K) sur l'énergie massique (T).....	69
FigVII.6	l'influence de débit massique (m) et le coefficient géométrique (K) sur la puissance absorbée (P).....	69
FigVII.7	Influence de débit massique (m) sur le rayon extérieur (r_2) et intérieur (r_1).....	70
FigVII.8	la variation de rayon de l'arbre (r_a), et la largeur de pale (b_2) en fonction de débit massique (m).....	70
FigVII.9	la variation de rayon intérieur (r_1), et le rayon extérieur (r_2) en fonction de taux de compression (τ).....	71
Fig II.10	la variation de rayon de l'arbre (r_a), et de la largeur de pale (b_2) en fonction de taux de compression (τ).....	72
FigVII.11	la variation de: rayon intérieur (r_1), et extérieur (r_2), et rayon de l'arbre (r_a), ainsi la largeur de pale (b_2) en fonction de nombre de tour (N).....	72

NOMENCLATURE

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
B k_2	sans	Coefficient d'obstruction.
C \leftarrow	$\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$	Couple
C_p	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	capacité thermique massique à pression constante
C_v	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	capacité thermique massique à volume constant
G \times	sans	Coefficient de glissement
H_t	J/kg	Enthalpie totale
M	sans	Nombre de Mach
M_u	sans	Vitesse périphérique adimensionnelle
M'	sans	Vitesse relative adimensionnelle
N	tr/mn	Vitesse de rotation
P_{0i}	Pa	Pression totale
Q	J	Quantité de chaleur
S	$\text{J}/^\circ\text{K}$	Entropie
T	$^\circ\text{K}$	Température statique
T_{0i}	$^\circ\text{K}$	Température totale
U	J	Energie interne
W	J	Travail

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
a_s	m/s	Célérité du son
b_2	m	hauteur de la pale à la sortie de la roue
c_p	sans	coefficient de récupération statique
d	m	diamètre
d_s	sans	diamètre spécifique
e	m	jeu pale / carter
g	m/s	Accélération due à la pesanteur
h	J/kg	Enthalpie
i	degrés	courbure de la pale à l'entrée
n_s	sans	vitesse spécifique
r	$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{K}$	constante des gaz
r_2	m	rayon ext de la roue
r_1	m	rayon int de la roue
s	m^2	section
u	m/s	vitesse d'entraînement
v	m/s	vitesse absolue
v_u	m/s	composante tangentielle de v
v_r	m/s	composante radiale de v
w	m/s	vitesse relative

Notations et Symboles		
Symbole	Unité	Définition
z	sans	nombre de pales
σ_{adm}	N/mm ²	contrainte admissible
θ	sans	invariant de débit
ν	sans	rapport radial r_1/r_2
β_2^+	degrés	angle de la pale avec la tangente à la circonférence
β_{p2}	degrés	angle de calage des pales à la sortie
β_1	degrés	angle d'écoulement à l'entrée de la roue
α_2	degrés	angle d'écoulement à la sortie de la roue
φ^+	degrés	angle de calage des pales du diffuseur
η	sans	rendement
ω	rad / s	vitesse angulaire
ρ_0	kg/ m ³	masse volumique totale
ρ	kg/ m ³	densité
γ	sans	rapport des capacités thermiques C_p/C_v

Principaux indices utilisés :

- 1 : entrée de la roue
- 2 : sortie de la roue
- 3 : sortie du diffuseur
- 4 : sortie de la volute
- ad : adiabatique
- iso : isotherme
- R : rouet

INTRODUCTION

INTRODUCTION:

Le mot « turbomachine » est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide.

Au cours de ces dernières années, l'évolution conjointe des moyens informatiques et des méthodes numériques est à l'origine de grands progrès dans le dimensionnement et l'analyse des performances des turbomachines.

Cependant, malgré des progrès remarquables, le caractère tridimensionnel, visqueux et instationnaire de l'écoulement interne, rend le processus de conception et de prévision des performances très difficile. Ainsi, la détermination de la géométrie la mieux adaptée aux besoins de l'utilisateur reste toujours une question d'actualité.

Depuis toujours, le principal souci des constructeurs est de disposer, pour la conception, de méthodes rapides, fiables et suffisamment précises.

Deux approches sont appliquées dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine : le problème direct et le problème inverse.

Le problème direct qui est l'analyse, concerne l'évaluation des performances d'une machine existante.

Pour une géométrie donnée, il s'agit de définir quels sont les champs de pression et de vitesse régissant les écoulements internes et, par la suite, quelles sont les performances globales de la machine.

Dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine, le problème inverse représente la démarche normale de dimensionnement, elle permet au concepteur, à partir d'un cahier des charges établi, de spécifier à priori un certain nombre d'éléments des champs de vitesse et de pression.

Cependant, la méthodologie de conception des turbomachines dépend de l'application, de la géométrie et du domaine industriel d'application ; par conséquent, il n'existe pas d'approche unifiée.

Le présent travail rentre dans le cadre de la conception des turbomachines (problème inverse) et consiste à développer un procédé pour le dimensionnement des roues mobiles pour machines de compression centrifuges puis à concevoir à

partir de ce procédé, un programme informatique permettant d'obtenir la géométrie de la roue centrifuge selon les paramètres spécifiés dans le cahier de charge.

Notre travail comprend six (06) chapitres:

Le premier chapitre concerne les turbomachines, il comprend des généralités et description

Le deuxième chapitre concerne les principes physiques utilisés dans l'étude de ces dernières.

Le troisième chapitre présente des informations de base, et description des compresseurs centrifuges.

Dans le chapitre quatre, sont étudiés les aspects énergétique et aérodynamique des compresseurs centrifuges, ceux là étant nécessaires au travail de dimensionnement.

Le chapitre cinq, comprend une analyse approfondie du problème de dimensionnement, mettant en évidence l'influence et l'interdépendance des différents paramètres entrant en jeu.

Le chapitre six est un programme informatique de dimensionnement des roues centrifuges.

Enfin le chapitre sept concerne les résultats et interprétation

CHAPITRE 1: GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES



I.1: INTRODUCTION :

Tout processus énergétique consiste à organiser des transferts de travail et de chaleur et à les réaliser dans des appareils appropriés. Les turbomachines – pompes, ventilateurs, compresseurs et turbines – jouent dans ce concert un rôle fondamental d'échangeur de travail entre un fluide et un organe mécanique en mouvement constitué par un rotor.

Le présent chapitre, a pour but de dégager les principes de fonctionnement de ces machines, de rappeler ou d'établir les lois physiques qui gouvernent le transfert de travail et qui pourront servir de base à l'étude de chaque type d'appareil et en particulier des compresseurs centrifuges.

I.1: définition des turbomachines :

On appelle «turbomachine», toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec un ensemble mécanique de révolution tournant autour de son axe de symétrie, cet ensemble comportant une ou plusieurs roues (rotors) munies d'aubages (ou ailettes) ménageant entre eux des canaux au travers desquels le fluide s'écoule.

Les turbomachines constituent donc des systèmes ouverts échangeant en permanence de la matière avec le milieu extérieur par leurs orifices d'entrée et de sortie.

I.2 : classification des turbomachines par fonction :

I.2.1 : Selon le sens de transfert d'énergie :

Une turbomachine est normalement interposée entre deux enceintes renfermant le même fluide à des pressions différentes ou encore à des niveaux géométriques différents. Dans tous les cas, dans les sections d'entrée et de sortie de la machine, le fluide a une énergie différente.

On distingue les trois types de turbomachines suivants :

I.2.1.1: Turbomachines réceptrices :

Elles ont pour fonction, d'accroître l'énergie du fluide qui les traverse sous forme potentielle ou cinétique. L'énergie mécanique qu'elles consomment leur est fournie par un moteur d'entraînement. Ce sont essentiellement les compresseurs, les turbopompes, les soufflantes et les ventilateurs.

I.2.1.2: turbomachines motrices :

Elles ont pour fonction de recueillir l'énergie qui leur est cédée par le fluide qui les traverse et de la transformer en énergie mécanique. Une partie de cette énergie mécanique sera utilisée pour l'entraînement d'un récepteur, par exemple un compresseur. Les seules turbomachines motrices sont les turbines qu'elles soient à gaz ou hydrauliques.

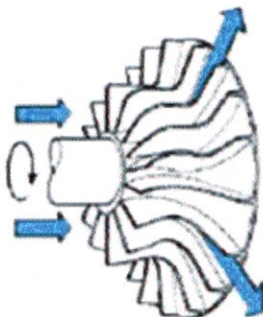
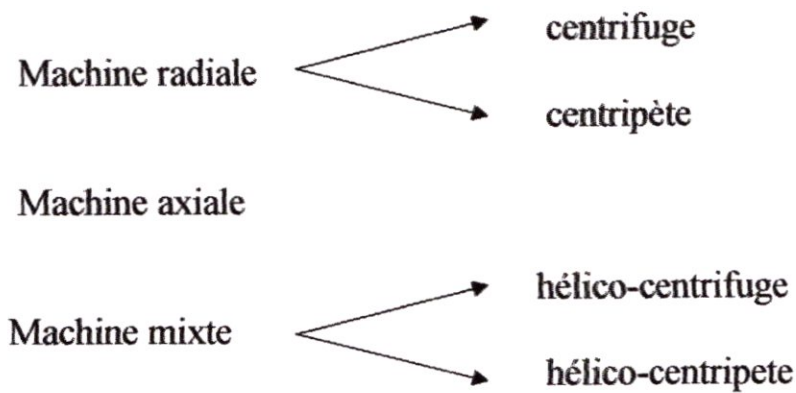
I.2.1.3: Turbomachines réversibles :

Elles sont tantôt réceptrices, tantôt motrices. Chacune de ces fonctions est assurée soit par un rotor spécifique, soit par un rotor unique.

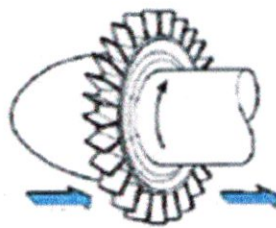
I.2.2: classification selon la nature de fluide véhiculé :

- *machine dont le fluide est compressible (compresseur...)
- *machine utilisant des gaz (ventilateur, compresseur...)
- * machine utilisant des liquides (pompes...)

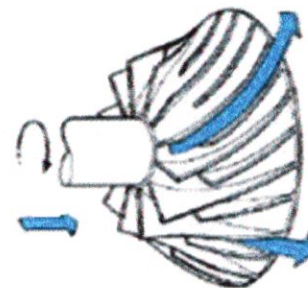
I.2.3: classification selon le trajectoires des particules :



centrifuge



axial



hélicocentrifuge

I.3. Constitution des turbomachines :

Une turbomachine comporte outre les roues mobiles, organes spécifiquement moteurs ou récepteurs, des dispositifs fixes situés en amont ou en aval de celles-ci qui peuvent être réglables.

Leur rôle est d'amener ou d'évacuer le fluide, de lui donner une orientation convenable, et de transformer l'énergie mécanique du fluide en énergie de pression ou vis versa.

Suivant que le mobile de révolution comporte un ou plusieurs rotors, la machine est dite monocellulaire ou multicellulaires.

I.4 : principe de fonctionnement des turbomachines :

I.4.1 : turbomachines axiales :

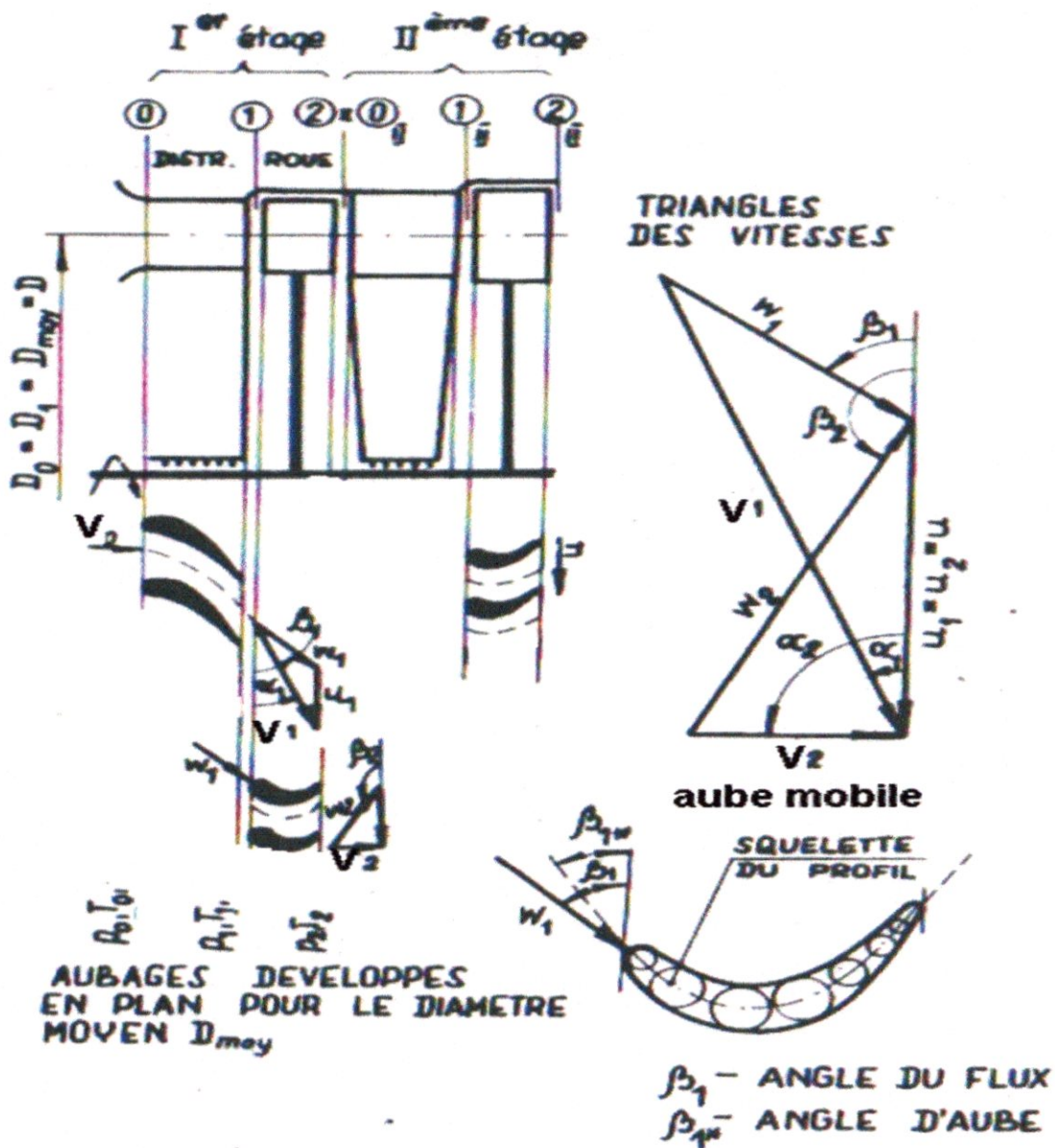
I.4.1.1 : étage d'une turbine :

Un étage d'une turbine se compose de deux organes distincts (fig-1) que le fluide traverse successivement

- * distributeur 0-1, canaux fixes
- * roue (rotor) 1-2, canaux mobiles.

Pour analyser l'écoulement par un étage de turbine, on a introduit les sections de contrôle suivant l'axe z

- * 0 - à l'entrée du distributeur,
- * 1 - à la sortie du distributeur où a l'entrée de la roue,
- * 2 - à la sortie de la roue.



figI-1 : Schéma d'une turbine axiale à deux étages

Dans le distributeur 0-1 le fluide se détend et sa vitesse V absolue augmente $V_1 > V_0$

Une partie de l'énergie potentielle de fluide, (la chute d'enthalpie et en même temps la chute de température et de pression) est transformée en énergie cinétique $V^2/2$. A la sortie du distributeur, la vitesse V_1 est dirigée sous l'angle α_1 par rapport à la direction périphérique. Le distributeur prépare le fluide à communiquer l'énergie au rotor

Dans le rotor 1-2, l'énergie du fluide est transformée en énergie mécanique du mouvement rotatif. Le fluide se détend (sauf les cas particuliers) et sa vitesse relative W (déterminée dans le système mobile) augmente, ($w_2 > w_1$) Le flux du fluide est dévié dans les canaux du rotor, ce qui provoque la différence de pression sur l'extrados et l'intrados et l'effort P , dont la composante périphérique P_u , entraîne le rotor.

Dans un étage axial, le fluide se déplace axialement sur les surfaces cylindriques. Souvent, les diamètres moyens du distributeur et du rotor sont égaux ($D_1 = D_2 = D_3$)

L'effort P est difficile à déterminer par l'intégration des champs de pression, dans les calculs des turbomachines axiales, il est déterminé à l'aide de l'équation des quantités de mouvement.

$$P_u = q_m (W_{1u} - W_{2u})U = q_m (V_{1u} - V_{2u})U \quad \dots \dots \dots (1.1)$$

d'où l'énergie massique périphérique ou la puissance spécifique (par unité de débit) est:

$$W_u = P_u / q_m = U(W_{1u} - W_{2u}) \quad \dots \dots \dots (1.2)$$

en W/kg.s ou J/kg

1.4.1.2 : Etage d'un compresseur :

La figure (Fig 1.2) 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 β_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 α_2 . Evidemment, pour éviter la perte par choc, il faut que l'angle α_2 soit proche de l'angle d'aube du diffuseur α_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.

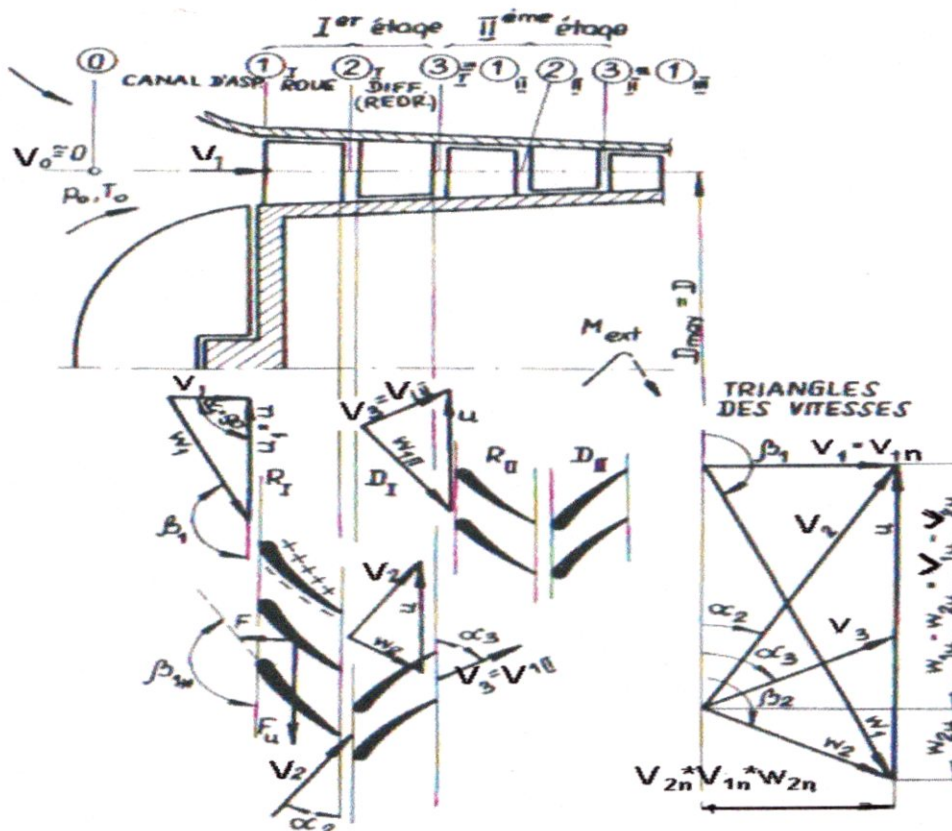


Fig.I.2 : Schéma d'un compresseur axial multi étagé.

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

$$F_u = q_m(V_{1u} - V_{2u}) < 0 \quad \dots\dots\dots(1.3)$$

$$F_u = q_m(W_{1u} - W_{2u}) < 0 \quad \dots\dots\dots(1.4)$$

$$P_u = q_m(V_{1u} - V_{2u})U \quad \dots\dots\dots(1.5)$$

où q_m : débit massique du rotor.
 P_u : Puissance périphérique

I.4.2 : Turbomachines radiales :

I.4.2.1 : Etage d'une turbine radiale centripète- équation d'Euler :

Le schéma d'une turbine centripète est présenté sur la fig.I.3. Le distributeur et la roue sont constitués par les grilles cylindriques (fixe et mobile)- comparer avec la fig.I.1 : Le fluide traverse les deux grilles radialement, pour quitter la turbine axialement par le canal d'échappement. L'effort tangentiel F_u , qui entraîne le rotor résulte de la distribution de pression sur l'intrados (+) (+) (+) et l'extrados (-) (-) (-) d'une aube mobile.

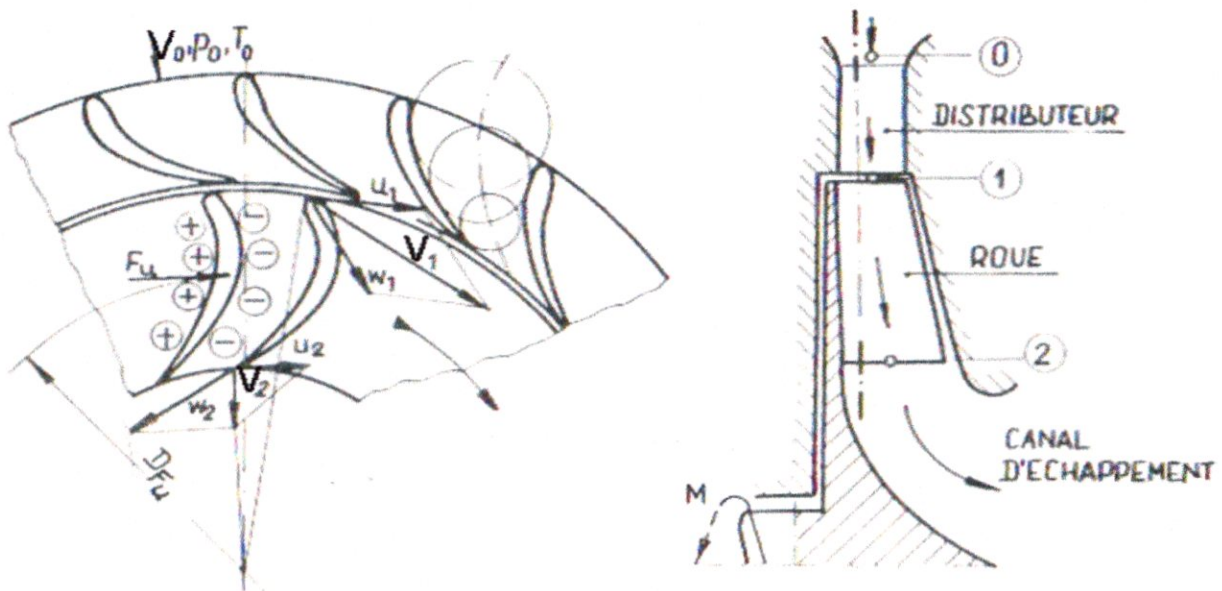


fig.I.3 :schéma d'un étage d'une turbine centrifuge

Le couple communiqué par la roue au fluide qui la traverse sera déterminé par l'équation du moment des quantités de mouvement.

Considérons l'écoulement d'un fluide visqueux par un rotor d'une turbine centripète (Fig.I.4).

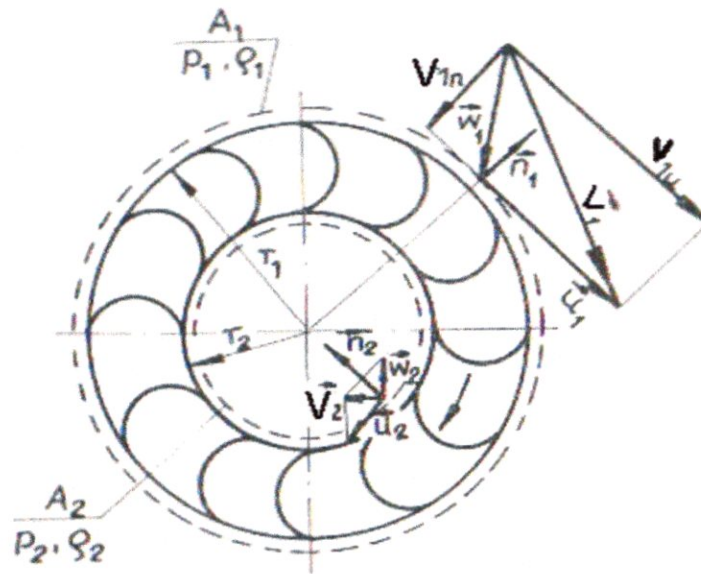


Fig.I.4 : Schéma de l'écoulement par un rotor d'une turbine centripète.

Si les champs de vitesses et de densités sont uniformes on a:

$$P_u = q_m (r_2 V_{2u} - r_1 V_{1u}) \dots\dots\dots(1.6)$$

Cette équation est appelée **équation fondamentale des turbomachines**

La puissance

$$P_u = 2\pi.n.M_u \dots\dots\dots(1.7)$$

$$P_u = q_m(U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u}) \dots\dots\dots(1.8)$$

La puissance spécifique ou l'énergie massique échangée avec l'unité de masse du fluide dans l'écoulement permanent et symétrique par rapport à l'axe de rotation est la suivante

$$E_u = P_u/q_m = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u} \dots\dots\dots(1.9)$$

Cette équation est appelée **équation d'Euler**

Si les champs de vitesses ne sont pas uniformes et les rayons r_1 et r_2 varient dans les sections de contrôle A_1 et A_2 (par exemples les machines à l'écoulement diagonal)

$$P_u = q_m [(r V_u)_{2u} - (r V_u)_{1u}] \dots\dots\dots(1.10)$$

Si on suppose $r_2 = r_1 = r$ (cas d'un étage axial) on a

$$P_u = q_m r (V_{2u} - V_{1u}) \dots\dots\dots(1.11)$$

$$E_u = r(v_{2u} - v_{1u}) \dots\dots\dots(1.12)$$

Les triangles des vitesses d'une turbine centripète sont présentés sur la (fig.1.5)

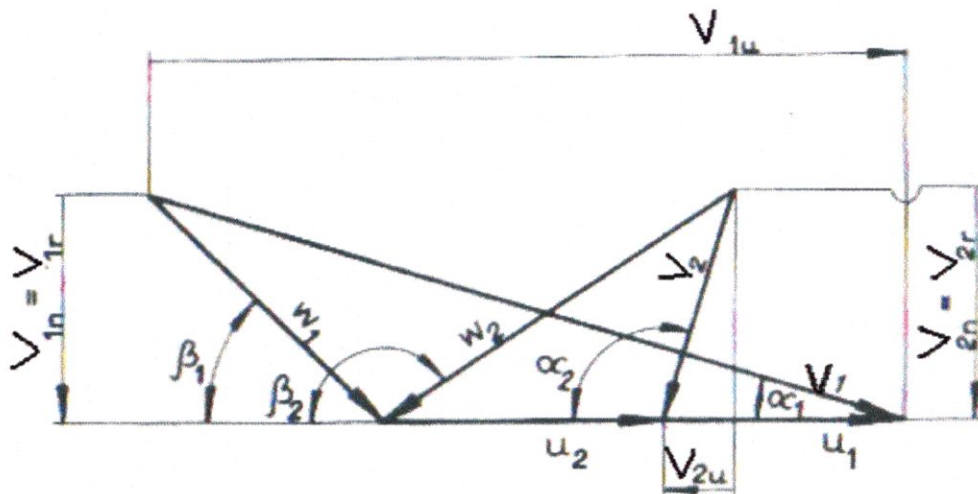


Fig.1.5. Triangle des vitesses d'une turbine centripète

On voit que dans le cas de turbine $E_u < 0$, car V_{2u} et V_{1u} sont dirigés en sens opposé à U (comparer le cas d'une turbine axiale).

En général pour les turbines $E_u < 0$, puisque le fluide communique de l'énergie au rotor, donc l'énergie totale du fluide diminue.

Pour les compresseurs $E_u > 0$ (comparer les triangles des vitesses de l'axial), puisque c'est le rotor qui communique de l'énergie au fluide, donc son énergie totale augmente.

I.4.2.2 : Etage d'un compresseur centrifuge :

Lé schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge est présenté sur la fig.08. 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.

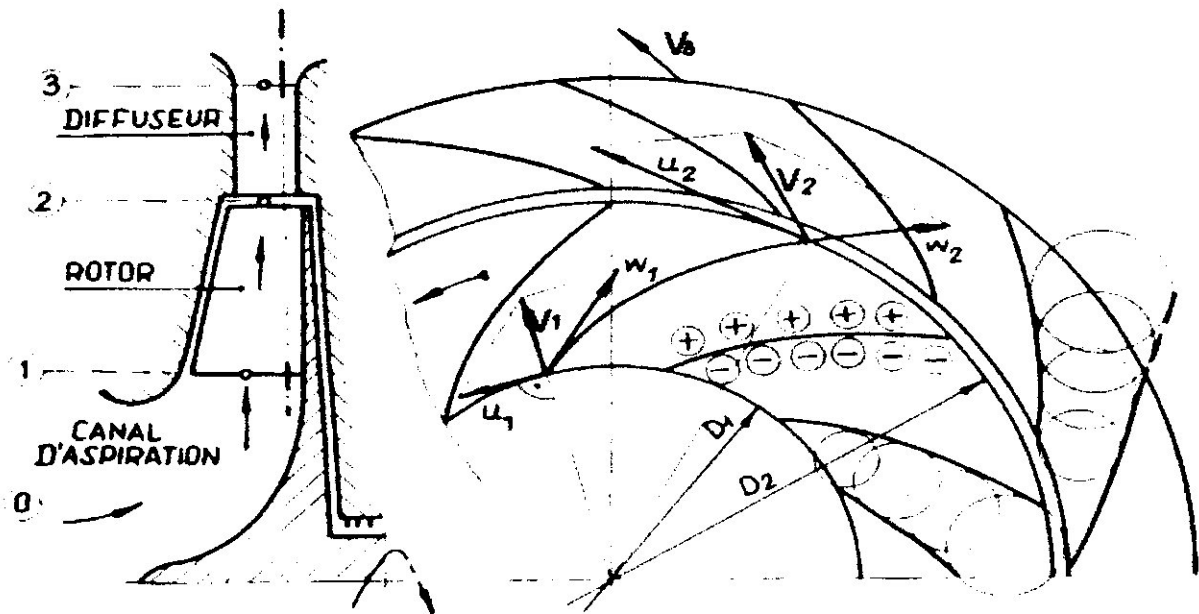


Fig.I.6. Schéma d'un étage d'un compresseur centrifuge.

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 .I.7

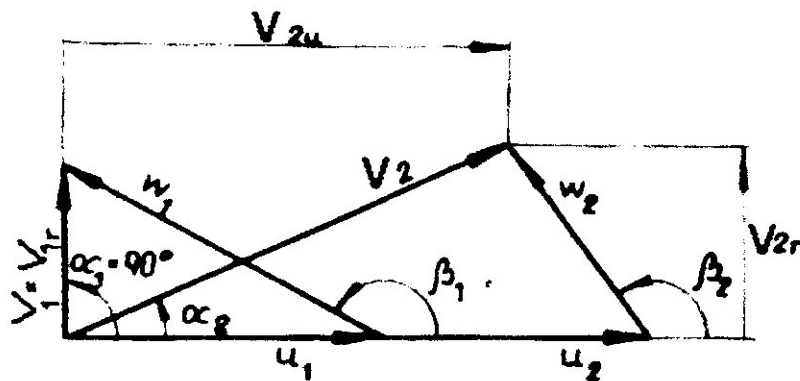


Fig.I.7 Triangles des vitesses d'un étage du compresseur centrifuge.

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

$$E_u = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u} \dots\dots\dots(1.13)$$

Eu exprimé en J/kg

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

$$E_u = U_2 V_{2u} \dots\dots\dots (1.14)$$

Puissance périphérique:

$$P_u = E_u \cdot q_m \dots\dots\dots (1.15)$$

en W

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

CHAPITRE 2: RAPPEL D'AEROTHERMODYNAMIQUE



II.1: Introduction :

On rappelle brièvement ici les principes fondamentaux de mécanique, de mécanique des fluides et de thermodynamique nécessaires pour l'étude des machines transformatrices d'énergie véhiculant des fluides. On s'attachera essentiellement à rappeler les notions utiles dans le cas des écoulements permanents.

L'écoulement des fluides gazeux est gouverné par quatre principes de base :
Principe de conservation de la masse ; principe fondamental de la mécanique ;
Principe de la conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique) ;
second principe de la thermodynamique.

Ces quatre principes de base et le théorème de l'énergie cinétique constituent les outils principaux permettant l'étude des turbomachines hydrauliques et thermiques.

II.2: Principe de conservation de la masse :

Dans un écoulement unidimensionnel pour lequel la répartition des vitesses est uniforme dans chaque section, on montre que l'application du principe de conservation de la masse conduit à l'équation de continuité qui dans le cas particulier d'un écoulement permanent s'écrit :

$$q_m = \rho \cdot s \cdot v = \text{constant} \quad \dots\dots\dots(\text{II.1})$$

avec q_m débit massique (exprimé en kg/s).

II.3: Principe fondamental de la mécanique :

Du principe fondamental de la mécanique, nous utiliserons essentiellement dans les turbomachines thermiques: les équations de mouvement d'un fluide réel, déduites des équations des fluides parfaits; le théorème des quantités de mouvement; le théorème du moment des quantités de mouvement, qui est la relation fondamentale pour les turbomachines.

II.3.1 : Équations intrinsèques du mouvement d'un fluide parfait :

En suivant une particule de masse m sur une ligne de courant, et en lui appliquant le principe fondamental de la mécanique, dans le cas d'un fluide parfait dénué de viscosité, l'expression du principe fondamental de la mécanique se réduit à :

$$\Sigma F_{\text{surface}} + \Sigma F_{\text{volume}} = m\gamma \dots\dots\dots(\text{II.2})$$

Avec : F_{surface} force appliquée à la surface,
 F_{volume} force de volume,
 γ accélération absolue.

Pour simplifier, on considère l'écoulement dans le plan x,y

On écrit les équations de mouvement selon les axes t et n liés à la particule.

Selon n, on trouverait l'équation transversale de mouvement :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} + g \frac{dz}{dn} = \frac{v^2}{R} \dots\dots\dots (II.3)$$

Avec R rayon de courbure,
 p pression,
 absence de forces de volume (écoulement horizontal):

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial R} = \frac{v^2}{R} \dots\dots\dots (II.4)$$

le long d'une ligne de courant, (selon t) :

$$\frac{dp}{\rho} + v dv + g dz = 0 \dots\dots\dots (II.5)$$

En intégrant entre deux points 1 et 2 situés sur la ligne de courant, il vient pour un fluide incompressible

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \dots\dots\dots (II.6)$$

En intégrant entre deux points 1 et 2 situés sur la ligne de courant, il vient pour un fluide compressible

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \dots\dots\dots (II.7)$$

Une difficulté introduite par la compressibilité du fluide apparaît puisqu'il faut connaître la loi reliant la pression p et la masse volumique ρ pour intégrer l'équation longitudinale.

Or, les études sur les gaz ont montré que la masse volumique est une fonction de la pression, mais aussi de la température T

Il y a donc lieu de faire intervenir, pour l'étude des fluides compressibles, les éléments liés à la température, comme les quantités de chaleur ; donc d'utiliser les deux principes de thermodynamique.

L'utilisation des fluides compressibles nécessite généralement l'emploi des quatre principes de base.

II.3.2 : Équations intrinsèques du mouvement permanent d'un fluide réel :

Pour trouver analytiquement ces relations, il faudrait reprendre la démonstration conduisant aux résultats précédemment annoncés en tenant compte maintenant des forces de viscosité dans le bilan ; forces qui n'interviennent que pour modifier l'équation longitudinale (La projection de ces forces de viscosité selon n étant nulle). On débouche alors sur les équations de Navier, puis sur les équations de Reynolds lorsque la turbulence se manifeste, ce qui est très généralement le cas dans les machines.

On fera appel à l'expérience, pour utiliser ces équations, comme dans la plupart des Applications industrielles courantes.

II.3.3 : Théorème des quantités de mouvement :

Le théorème des quantités de mouvement s'écrit sous la forme générale :

$$q_m (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \sum \vec{F}_{ext} \dots\dots\dots (II.8)$$

$$q_m (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \vec{M} + \vec{R}$$

Avec M : force extérieure de volume (pesanteur) appliquée au système fluide Σ,
 R : forces extérieures de surface appliquées sur les parois latérales (R_p) et sur les bases du tube fluide Σ.

L'application à un conduit coudé horizontal fait l'objet de la (figure II.1).

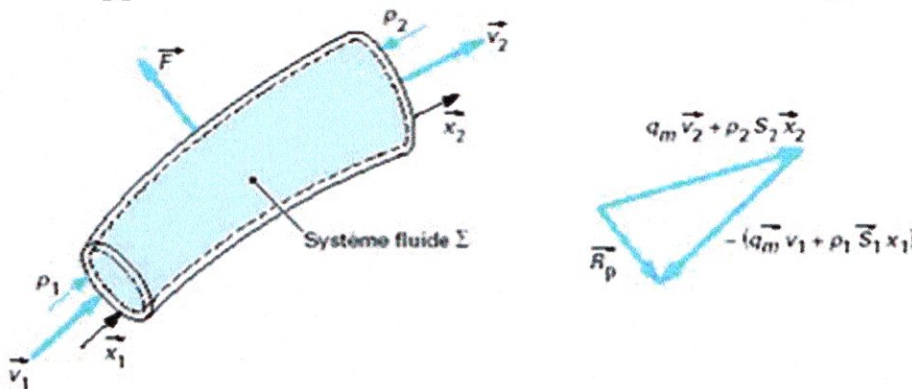


Fig.II.1 : effort dans un tube de courant

Le théorème des quantités de mouvement devient (avec M =0) :

$$q_m \vec{v}_2 - q_m \vec{v}_1 = \vec{R} \dots\dots\dots (II.9)$$

R est la somme de :

R_p : action des parois latérales sur le fluide et

P₁S₁X₁-P₂S₂X₂ action des forces extérieures sur les bases du tube fluide.

Avec, x_1 et x_2 étant les vecteurs unitaires
 Il vient donc :

$$(q_m \vec{v}_2 + p_2 s_2 \vec{x}_2) - (q_m \vec{v}_1 + p_1 s_1 \vec{x}_1) = \vec{R}_p \dots\dots\dots (II.10)$$

Inversement, l'effort du fluide sur les parois du tube est donc : $F = -R_p$
 On peut remarquer qu'il n'y aurait pas d'effort transversal sur un conduit qui ne dévierait pas l'écoulement. Il est donc nécessaire de dévier l'écoulement pour créer des efforts transverses sur les aubes d'une turbomachine, donc pour engendrer des transferts d'énergie entre le fluide et l'arbre de commande F

II.4: Premier principe de la thermodynamique :

II.4.1: Cas d'un système fermé :

On sait en thermodynamique que, pour un système fermé évoluant entre deux états, l'énergie totale E du système est liée aux quantités de chaleur Q et de travail W échangées avec l'environnement par :

$$\delta Q + \delta W = dE \dots\dots\dots(II.11)$$

- Avec : Q quantité de chaleur échangée avec l'extérieur,
- W travail échangé avec l'extérieur,
- E énergie totale du système, décomposée en trois composantes:
- Ec , énergie cinétique,
- Ep, énergie potentielle,
- U, énergie interne (regroupe toutes les autres formes d'énergie non Comptabilisées précédemment).

En négligeant l'énergie potentielle dans les machines à fluides gazeux, le premier principe de thermodynamique peut donc s'écrire :

$$Q + W = \Delta U + \frac{\Delta v^2}{2} \dots\dots\dots(II.12)$$

système fermé

II.4.2: Cas d'un système ouvert en régime permanent :

Ayant négligé l'énergie potentielle, le travail W échangé avec l'extérieur se décompose en deux termes :

- 1- le travail interne W_i , qui comprend :
 - a- Le travail effectué par les canaux mobiles, qui sera appelé travail sur l'arbre τ_a
 - b- Le travail absorbé par les frottements de disque, due aux frottements de disque par le débit q_m dans lequel cette puissance se dissipe ;
- 2- le travail sur les faces terminales

Nous pouvons donc écrire :

$$W = W_i - \Delta(Pv) \quad \dots\dots\dots (II.13)$$

Combinons le premier (II.12) avec (II.18) :

$$W_i + Q = \Delta(U + Pv) + \frac{\Delta v^2}{2}$$

avec Q quantité de chaleur échangée avec l'extérieur ,

U énergie interne massique

On sait que la somme (U+Pv) constitue l'enthalpie massique h du fluide, qui jouit des propriétés d'une fonction d'état, ce qui permet d'écrire :

$$W_i + Q = \Delta h + \frac{\Delta v^2}{2} \quad \dots\dots\dots (II.14)$$

C'est sous cette forme, uniquement valable pour un écoulement permanent, puisque la turbomachine est raccordée à une tuyauterie soumise à cette hypothèse, que nous utiliserons le premier principe de thermodynamique.

II.5:Second principe de la thermodynamique :

Le second principe de la thermodynamique, s'écrit, comme suit :

$$dS = \delta_e S + \delta_i S$$

avec $\delta_e S = \delta Q / T_{ext}$

égalité de Jougeret:

$$dS = \delta Q / T + \delta_i S \Rightarrow T dS = \delta Q + T \delta_i S$$

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

$$\delta Q = T dS - \delta f \quad \dots\dots\dots (II.15)$$

Avec δf dégradation d'énergie mécanique en chaleur par l'intermédiaire des frottements,
T température absolue,
S entropie.



CHAPITRE 3:
COMPRESSEURS CENTRIFUGES

III.1 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 depuis le rouet de façon optimale (tout au moins pour l'ensemble des régimes de fonctionnement).
- De transformer l'une dans l'autre, l'énergie cinétique et l'enthalpie du fluide, sans modifier son énergie totale.

Ces organes sont :

- Un organe d'admission appelé aussi canal d'aspiration, 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'entropie que 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 de fluide, mais le plus souvent sans chercher directement à récupérer son énergie cinétique.

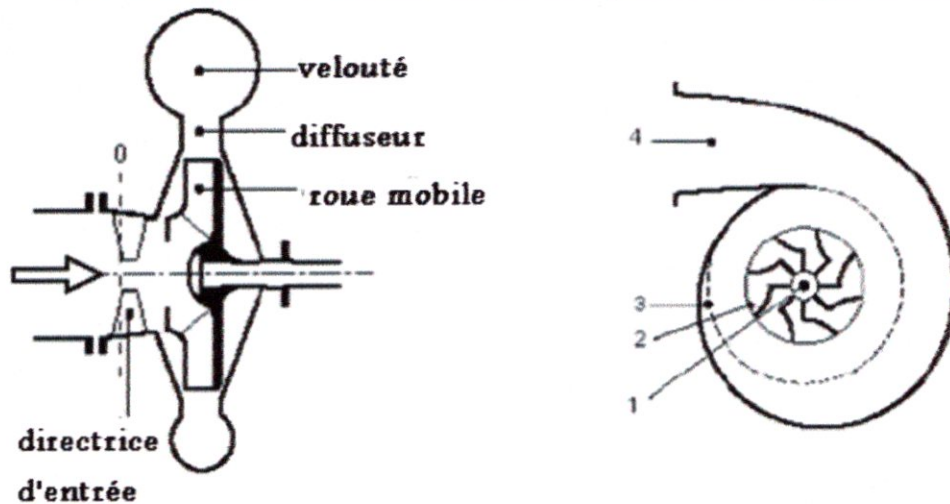


Fig. III.1: constitution d'un compresseur centrifuge

III.2. Fonctionnement de compresseur centrifuge :

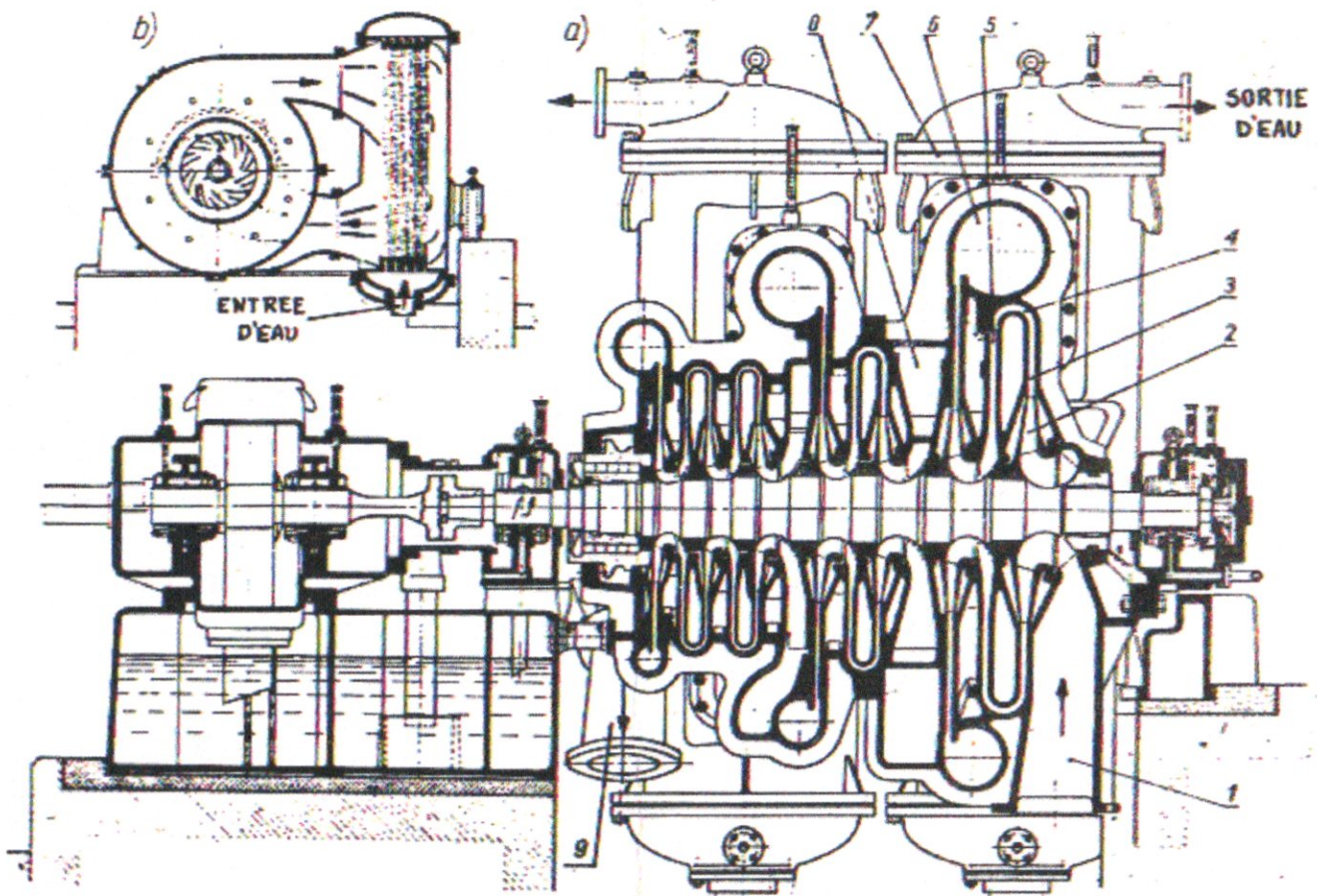
Sur la fig.III.2, on a représenté un compresseur centrifuge de la Société ESCHER WYSS à trois sections de compressions.

L'air est aspiré par la caisse d'admission 1 et il passe successivement par la roue 2 du 1er étage, son diffuseur 3 et le canal de retour 4 et 5, pour entrer au deuxième étage, en suite par le collecteur 6, l'air est transporté vers le réfrigérant intermédiaire 7 (voir le

détail b) Après le refroidissement, l'air arrive par le canal 8 à la deuxième section de compression (également à deux étages) pour être refroidi la deuxième fois. La dernière section de compression contient 3 étages, après lesquelles l'air quitte le compresseur par la volute d'échappement 9. La pression effective à la sortie est égale à 8 bar.

Le compresseur est entraîmé par un moteur électrique par l'intermédiaire d'un multiplicateur à engrenage.

un étage d'un compresseur centrifuge permet d'atteindre un taux de compression $\Pi_c = p_3/p_0$ important, à partir de 1,5 pour les roues à aubes inclinées en arrière jusqu'à 5,6 pour les roues à aubes radiales pour lesquelles la vitesse périphérique $U_2 = 300$ à 600 m/s. Donc, un compresseur radial multi étage n'a pas beaucoup d'étages.



figIII.2.Compresseur centrifuge' de la Société ESCHER WYSS

- a) coupe longitudinale,
- b) réfrigérant intermédiaire.
- 1-caisse d'admission,
- 2-roue du 1er étage,
- 3-diffuseur,
- 4 et 5-canal de retour,

- 6-collecteur intermédiaire,
- 7-refrigerant intermédiaire,
- 8-caisse d'admission intermédiaire,
- 9-volute d'échappement.

III.3 Construction des roues centrifuges :

Il existe deux types principaux de roues centrifuges :

Les roues fermées avec, généralement, des aubes couchées en arrière par rapport au sens de rotation ; les roues ouvertes avec, généralement, des aubes radiales.

Les roues sont dites fermées lorsqu'elles possèdent, non seulement un flasque arrière lié à l'arbre d'entraînement de la roue, mais aussi un couvercle ou flasque avant évidé au centre pour permettre l'admission du fluide dans la roue (figure III.4).

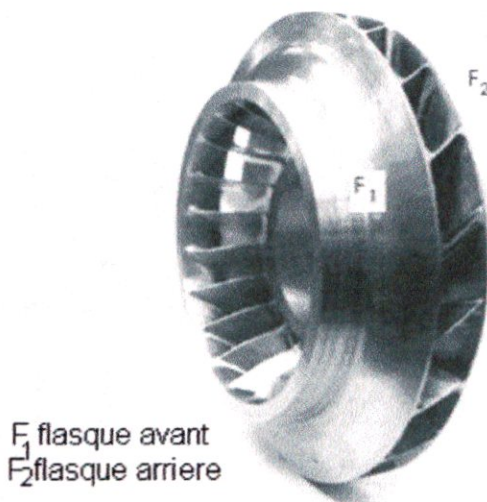


Fig.III.3 : roue centrifuge fermé

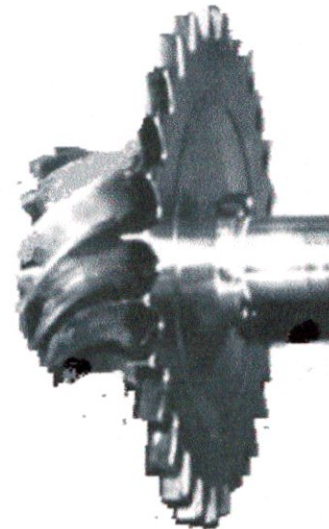


Fig.III.4 : roue centrifuge ouvert

Pour constituer la partie tournante d'un labyrinthe d'étanchéité ; des flasques arrière avec un évidement pour le passage de la clavette d'entraînement et un trou central pour le passage de l'arbre.

Un intérêt de la roue fermée pour les aubes couchées en arrière est d'éviter la flexion des pales dans leur plan. On peut aller ainsi jusqu'à des vitesses périphériques de l'ordre de 330 m/s.

Pour pouvoir atteindre des vitesses plus élevées, il faut supprimer le flasque avant, dont les contraintes deviennent prohibitives et surchargent le flasque arrière; on parle alors de roues ouvertes, mais il faut aussi utiliser des aubes radiales afin que les forces massiques s'exercent dans le plan des aubes et ne créent pas de flexions.

Dans la construction, il existe des fuites entre le côté en surpression de la pale (côté qui avance) et le côté en dépression (face qui recule) dans le jeu entre pale et carter. Ce jeu a une influence très importante sur le rendement, pour la minimiser, on essaie d'adopter une loi telle que : $e / b^2 \leq 3\%$, Avec b_2 largeur du canal en périphérie, e jeu entre pale et carter

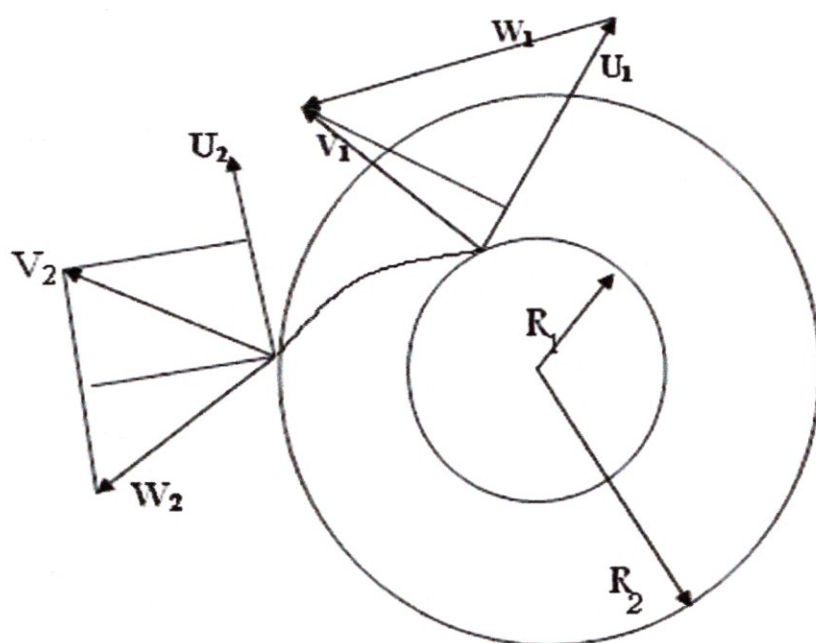
III.4. Choix du matériau de construction des roues centrifuges :

Les matériaux les plus utilisés sont des alliages à base d'aluminium, de titane ou des aciers.

Lorsque les températures sont inférieures à 180 °C environ, on peut employer les alliages légers (gain de masse et de prix de revient) : AU2GN pour les parties tournantes et AG5 pour les parties fixes, mais, bien souvent, les risques d'érosion et d'absorption de corps étrangers condamnent l'emploi de ces matériaux qui sont alors remplacés par des aciers du type Z5CN17-04 (17-4-PH) ou du titane TA6V, si le bilan de masse l'exige. Jusqu'à des températures de l'ordre de 350 à 400 °C, on peut utiliser les alliages de titane TA6V et TA6ZrD, c'est le cas notamment des rotors centrifuges des machines aéronautiques.

Aux températures plus élevées rencontrées dans les derniers étages de compression, il faut utiliser des alliages réfractaires du type NC19Nb (INCO 718) pénalisés en masse et temps d'usinage.

III.5 : Triangle des vitesses :



A l'entrée du compresseur, on peut définir :

la vitesse absolue V_1 telle que :

$$V_1 = Q / S = Q / 2\pi R_1 e$$

la vitesse d'entraînement U_1 qui est tangente à la circonférence intérieure de la roue telle que :

$$U_1 = R_1 \omega$$

le triangle se ferme alors par la vitesse relative W_1 qui est la vitesse que verrait un observateur placé sur la roue avec, de façon générale :

$$V_1 = U_1 + W_1$$

$$W_1^2 = U_1^2 + V_1^2$$

$$V_{1n} < V_{1u} \Rightarrow V_{1u} = V_1 \text{ (radial)}$$

A la sortie de la roue on a également :

$$V_{2n} = q/s = V_2 \sin \alpha$$

(Projection de V_2 sur le rayon)

$$V_{2u} = V_2 \cos \alpha$$

(Projection de V_2 sur la tangente à la roue) ;

$$\operatorname{tg} \alpha = V_{2u} / V_{2n}$$

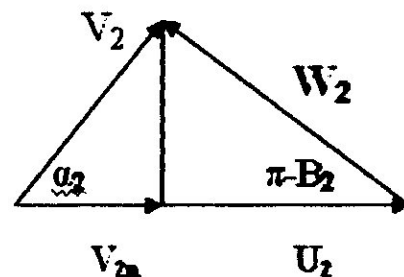
La vitesse d'entraînement U_2 telle que :

$$U_2 = R_2 \omega$$

La vitesse relative W_2 avec

$$V_2 = U_2 + W_2$$

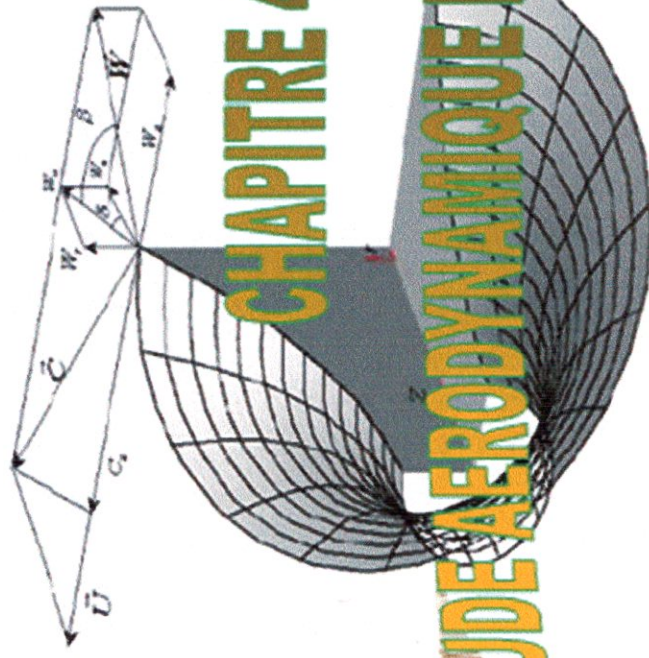
$$W_2 = V_{2u} / \sin(\pi - B_2)$$



III.6 : Comparaison entre compresseurs centrifuges et compresseurs axiaux

Il convient de comparer entre ces deux types de machines afin de comprendre le pourquoi de l'utilisation des compresseurs centrifuges dans certains domaines et l'utilité d'utiliser les compresseurs axiaux dans d'autres.

	Avantages	Inconvénients
Compresseur Centrifuge	<ul style="list-style-type: none"> -Simplicité de réalisation, - coût de fabrication faible, - résistant et robuste, peu sensible à l'absorption de corps étrangers et au phénomène de pompage, - entretien facile. 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité, - diamètre hors-tout important qui augmente le maître couple du moteur, - taux de compression limité à environ 6, - changement de direction de l'écoulement qui augmente les pertes par frottements, - utilisation restreinte à des moteurs de faible poussée pour des niveaux de vol peu élevés.
Compresseur Axial	<ul style="list-style-type: none"> - débit important, - taux de compression élevé en fonction du nombre d'étages. - direction et sens de l'écoulement axial, ce qui permet de réduire le maître couple par rapport au centrifuge. -adapté aux réacteurs de très fortes poussées et aux niveaux de vol élevés. 	<ul style="list-style-type: none"> - Réalisation délicate, - technologie employée et matériaux coûteux. - fragile et sensible aux absorption de corps étrangers ainsi qu'au phénomène de pompage, - entretien lourd et coûteux.



CHAPITRE 4:

ETUDE AERODYNAMIQUE ET ENERGITIQUE

IV.1 : étude énergétique :

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 :

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

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.

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

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

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

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

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

En combinant (4) et (7).

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

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

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

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

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

1^{er} principe système ouvert

IV.1.2 : Expression du travail sur l'arbre d'un turbomachine :

le théorème de l'énergie cinétique s'écrit :

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

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

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

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

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

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.

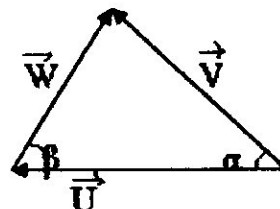
$$\tau_{\text{arbre}} = U_2 V_{2u} - U_1 V_{1u} \dots\dots\dots(IV.15)$$

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

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

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

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



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

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^{ème} forme est le premier principe de la thermodynamique

- Ecoulement permanent
- Turbomachines adiabatiques (Q=0)

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

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

En définissant l'enthalpie d'arrêt (totale)

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

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

Un gaz Parfait \Rightarrow

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

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

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

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

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

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

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

Si Z=constante \Rightarrow

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

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

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

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

NB:

Turbomachine axiale $U_1=U_2$

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

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

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

IV.1.3 : Écoulement dans les canaux fixes

Equation d'énergie ($W_t=0$).

$$h_{i3} = h_{i4} \dots\dots\dots(IV.27)$$

$$\Rightarrow h_3 + \frac{V_3^2}{2} = h_4 + \frac{V_4^2}{2} \longrightarrow h_4 - h_3 = \frac{V_4^2 - V_3^2}{2} \dots\dots\dots(IV.28)$$

Rendement isentropique de compresseur :

$$\eta_{is} = \frac{H_{4is} - H_3}{H_4 - H_3} = 2 \frac{H_{4is} - H_3}{V_3^2 - V_4^2} \dots\dots\dots(IV.29)$$

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

Rendement énergétique de compression :

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

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

Perte d' enthalpie:

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

$$= (W_T + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}) - \eta_{is} (W_T + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2})$$

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

En fonction du rendement énergétique :

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

Coef de perte :

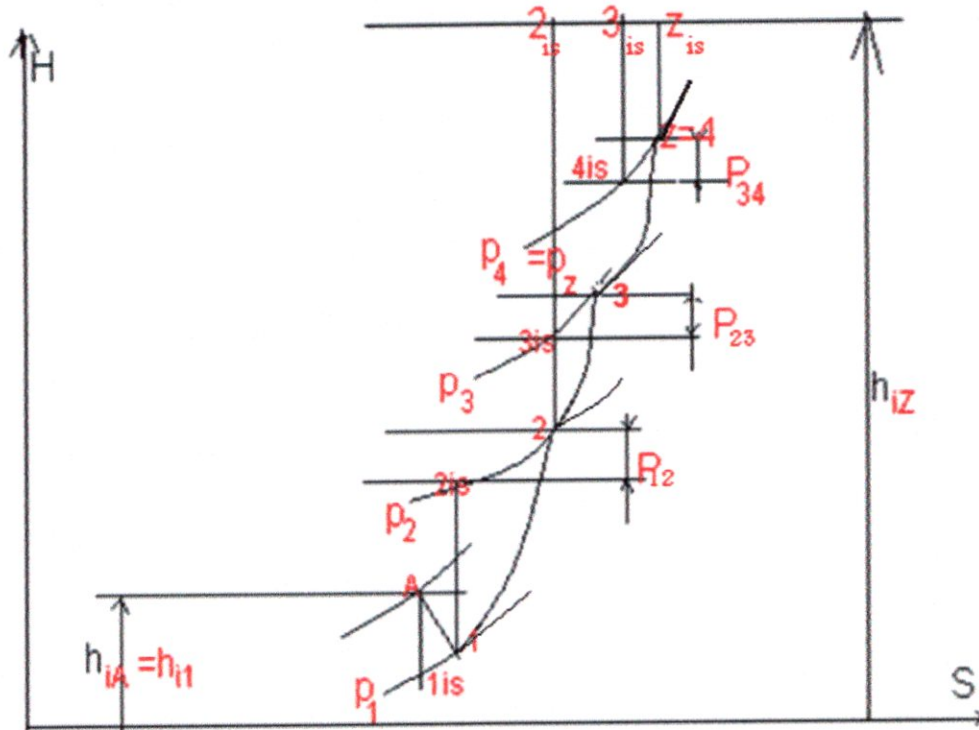
$$\xi_{1-2} = 2 \frac{P_{1-2}}{W_1^2} \dots \dots \dots (IV.46)$$

IV.1.5 : Étude de l'écoulement dans un étage de compresseur :

- a-1 : canal d'aspiration
- 1-2 : rotor (canal mobile)

- 2-3 : diffuseur à flasque lisse
 - 3-4 : diffuseur à ailettes
- } canaux fixes

A₀ (V_A=0), Z=4



IV.1.5.1 : Evolution dans le canal d'aspiration (A-1) :

Canal détente, la vitesse du fluide est accélère et devient V_1 ($V_A=0$ aspiration de l'atmosphère)

Chute réel d'enthalpie

$$h_A - h_1 = \frac{V_1^2}{2} \dots\dots\dots (IV.47)$$

Perte d'enthalpie dans le canal d'aspiration :

$$P_{A-1} = \xi_{SA-1} \frac{V_1^2}{2} \dots\dots\dots (IV.48)$$

ξ : coef de perte dans le canal d'aspiration

température réelle et isentropique dans le canal d'aspiration :

$$h_A - h_1 = C_p(T_A - T_1) \Rightarrow T_1 = T_A - \frac{h_A - h_1}{C_p} \dots\dots\dots (IV.49)$$

$$P_{A-1} = h_A - h_{1is} = C_p(T_1 - T_{1is}) \Rightarrow T_{1is} = T_1 - \frac{P_{A-1}}{C_p} \dots\dots\dots (IV.50)$$

Pression et masse volumique :

$$P_1 = P_A \left(\frac{T_{1is}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (IV.51)$$

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

IV.1.5.2 : Évolution dans la roue (canal mobile) 1-2

De (42) on a

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

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

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

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

$$h_{2is} - h_1 = \eta_{ec} \left(U_2 V_{2t} + \frac{V_1^2}{2} \right) - \frac{V_2^2}{2} \dots\dots\dots (IV.52)$$

Énergie massique communiqué avec le fluide :

$$W_T = U_2 V_{2t} \dots\dots\dots \text{J/kg} \dots\dots\dots (IV.53)$$

Puissance périphérique :

$$P_u = q_m W_T \dots\dots\dots (IV.54)$$

Température réelle et isentropique à la sortie de la roue :

$$h_2 - h_1 = W_{T1-2} - \frac{V_2^2}{2} + \frac{V_1^2}{2} \dots\dots\dots (IV.55)$$

GP :

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

$$\Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{W_{T1-2} + \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2}}{C_p} \dots\dots\dots (IV.56)$$

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

$$T_{2is} = T_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{C_p} \dots\dots\dots (IV.57)$$

Perte d'enthalpie dans le roué :

$$P_{1-2} = (h_2 - h_{2is}) = C_p (T_2 - T_{2is}) \dots\dots\dots (IV.58)$$

Pression et masse volumique à la sortie de la roue:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_{1is}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (IV.59)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \dots\dots\dots (IV.60)$$

Nombre de mach M₂ :

$$M_2 = \frac{V_2}{\sqrt{\gamma RT_2}} \dots\dots\dots (IV.61)$$

IV.1.5.3 : Evolution dans le diffuseur à flasque lisse

Gain réel d'enthalpie:

$$h_3 - h_2 = (V_2^2 - V_3^2) / 2 \dots\dots\dots (IV.62)$$

Gain isentropique d'enthalpie:

$$h_{3is} - h_2 = \eta_{is2-3} (h_3 - h_2) \dots\dots\dots (IV.63)$$

Température réelle et isentropique :

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

$$T_{3is} = T_2 + \frac{h_{3is} - h_2}{C_p} \dots\dots\dots (IV.64)$$

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

$$T_3 = T_2 + \frac{h_3 - h_2}{C_p} \dots\dots\dots(IV.65)$$

Pression et masse volumique

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_{3is}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(IV.66)$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \dots\dots\dots(IV.67)$$

Perte d'enthalpie

$$P_{2-3} = (h_3 - h_{3is}) = C_p (T_3 - T_{3is}) \dots\dots\dots(IV.68)$$

coef de perte

$$\xi = 2 \frac{P_{2-3}}{V_2^2} \dots\dots\dots(V.69)$$

IV.1.5.4 : Evolution dans le diffuseur à ailette :

Gain réel d'enthalpie:

$$H_4 - h_3 = (V_4^2 - V_3^2)/2 \dots\dots\dots(IV.70)$$

Gain isentropique d'enthalpie:

$$H_{4is} - h_3 = \eta_{is3-4} (h_4 - h_3) \dots\dots\dots(IV.71)$$

Température réelle et isentropique :

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

$$T_{zis} T_{4is} = T_3 + \frac{h_{4is} - h_3}{C_p} \dots\dots\dots(IV.72)$$

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

$$T_Z = T_4 = T_3 + \frac{h_4 - h_3}{C_p} \dots\dots\dots(IV.73)$$

Pression et masse volumique :

$$P_Z = P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4is}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(IV.74)$$

$$\rho_Z = \rho_4 = \frac{P_4}{RT_4} \dots\dots\dots (IV.75)$$

IV.1.6 : rendement isentropique du compresseur (1 étage)

$$\eta_{isA-Z} = \frac{H_{Zis} - H_A}{H_Z - H_A} = \frac{T_{Zis} - T_A}{T_Z - T_A} = \frac{\left(\frac{P_Z}{P_A}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_Z}{T_A} - 1} \dots\dots\dots (IV.76)$$

IV.1.7 : Taux de compression

$$\Pi_{cA-Z} = \frac{P_Z}{P_A} \dots\dots\dots (IV.77)$$

IV.1.8 : coefficient polytropique de compresseur

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

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

$$\frac{n-1}{n} = \ln \frac{P_Z}{P_A} / \ln \frac{T_Z}{T_A} \dots\dots\dots (IV.78)$$

IV.1.9 : Rendement:

$$\eta_{nA-Z} = \frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{n-1}{n} \dots\dots\dots (IV.79)$$

IV.1.10 : Influence de l'angle d'aubage :

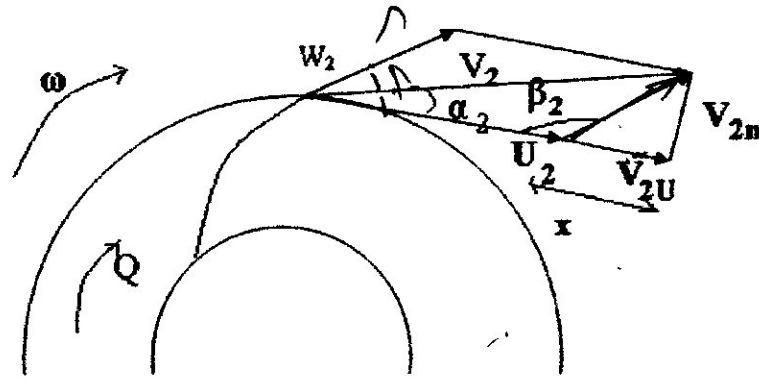
IV.1.10.1 : Aubes recourbés en avant $\beta_2 > 90^\circ$:

L'énergie massique sur l'arbre

$$\Gamma = U_2 V_{2U} - U_1 V_{1U} \quad \text{J/kg} \quad \text{formule d'Euler}$$

La puissance disponible sur l'arbre

$$P = q_m (U_2 V_{2U} - U_1 V_{1U}) \quad \text{J/s}$$



On a

$$V_{2u} = U_2 + x$$

$$= U_2 + V_{2n} / \tan(\pi - \beta_2)$$

$$V_{2n} = \frac{q_m}{\rho_2 S_2} = \frac{q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2}$$

$$V_{2u} = U_2 + \frac{q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2 \tan(\pi - \beta_2)}$$

$$\Gamma = U_2 \left(U_2 + \frac{q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2 \tan(\pi - \beta_2)} \right) = U_2^2 + \frac{U_2 q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2 \tan(\pi - \beta_2)}$$

$$U_2 = r_2 N \pi / 30$$

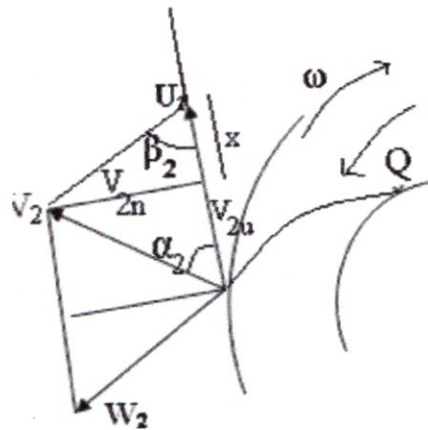
$$K = b_2 / 2 r_2$$

$$\Gamma = \left(r_2 \pi \frac{N}{30} \right)^2 + r_2 \pi \frac{N}{60} \frac{q_m}{\rho_2 \pi K r_2^2 \tan(\pi - \beta_2)} \dots \dots (IV.80)$$

Puissance due aux aubes sur le fluide

$$P = q_m \left(r_2 \pi \frac{N}{30} \right)^2 + A (q_m)^2 \text{ avec } A = \frac{r_2 \pi N}{60 \rho_2 \pi r_2^2 K \tan(\pi - \beta_2)} > 0 \dots \dots (IV.81)$$

IV.1.10.2 : aubes courbés en arrière $\beta_2 < 90^\circ$:



On a

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

$$= U_2 - V_{2n} / \tan \beta_2$$

$$V_{2n} = \frac{q_m}{\rho_2 S_2} = \frac{q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2}$$

$$V_{2u} = U_2 - \frac{q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2 \tan \beta_2}$$

$$\Gamma = U_2 \left(U_2 - \frac{q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2 \tan \beta_2} \right)$$

$$\Gamma = U_2^2 - \frac{U_2 q_m}{\rho_2 \pi 2 r_2 b_2 \tan \beta_2}$$

$$U_2 = r_2 N \pi / 30$$

$$K = b_2 / 2 r_2$$

$$\Gamma = \left(r_2 \pi \frac{N}{30} \right)^2 - r_2 \pi \frac{N}{60} \frac{q_m}{\rho_2 \pi K r_2^2 \tan \beta_2} \dots \dots (IV.82)$$

Puissance due aux aubes sur le fluide

$$P = q_m \left(r_2 \pi \frac{N}{30} \right)^2 - A (q_m)^2 \text{ avec } A = \frac{r_2 \pi \frac{N}{30} q}{\rho_2 \pi 2 r_2^2 K \tan \beta_2} < 0 \dots \dots (IV.83)$$

L'aube couchée en avant accroît la composante tangentielle V_{2u} ainsi la vitesse de sortie V_2

Pour des bonnes roues $b_2 / d_2 = 0.04$ à 0.06

IV.2 : Etude aérodynamique :

D'une façon générale, la mécanique des fluides des compresseurs peut être considérée sous deux aspects : l'aspect canaux et l'aspect profils.

Dans le premier cas, on considère que le fluide est guidé par des parois qui délimitent un canal.

Dans le second cas, on considère que le fluide s'écoule autour de profils ressemblant à de petites ailes d'avion.

Dans le cas des compresseurs centrifuges, on considère l'aspect canaux.

Le schéma ci-dessous, les flèches bleues étant associées à l'écoulement relatif, tel que le verrait se déplacer un observateur lié à la roue mobile ;

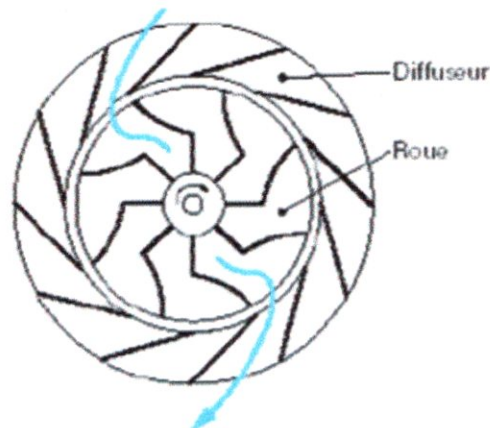


Fig. IV.1 : Ecoulement de fluide

IV.2.1. Directrice d'entrée :

La directrice d'entrée (figure.IV.4.a) incline les filets fluide, de façon à créer une composante tangentielle v_{1u} à l'entrée de la machine.

Si cette inclinaison s'effectue dans le sens de la rotation, l'accroissement de la variation d'enthalpie totale : $\Delta H_1 = u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}$ se trouve réduit, de même que le taux de compression et le débit. Cependant, le rendement est peu affecté.

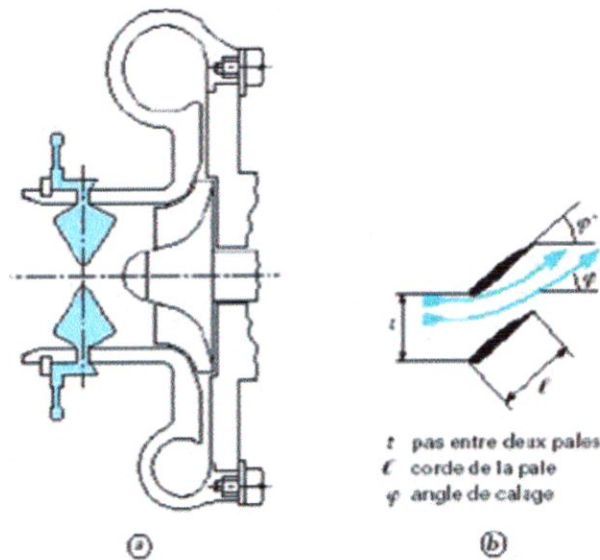


Fig. IV.2: directrice d'entrée

En général, la directrice (appelée aussi distributeur ou pré rotation) comporte de 5 pales (minimum pour avoir une veine homogène) à 10 pales (maximum pour avoir un prix de revient raisonnable), la commande s'effectue par biellettes ou par pignons.

Le pas relatif t/l (figure.1 b) est de l'ordre de 1 de telle façon que la directrice soit entièrement fermée au calage : $\varphi^+ = 90^\circ$; tandis qu'il ne joue aucun rôle pour $\varphi^+ = 0^\circ$ où $v_{1u} = 0$).

La déflexion des filets fluides φ est moindre que l'angle géométrique φ^+ ; il ressort d'essais que l'on a approximativement : $\varphi / \varphi^+ = 1 - 0,7 \cos \varphi^+$.

Les profils des pales, biconvexes symétriques, ont des épaisseurs relatives e/l de l'ordre de 5 à 7 % ; des tôles affûtées en bord d'attaque et bord de fuite conviennent à la rigueur

IV.2.2. Roue mobile :

Les roues comportent en général un nombre de pales z variant de 16 (compresseurs subsoniques) à 32 (compresseurs supersoniques) ; moins de 16 pales créent des décollements et plus de 32 pales des frottements importants.

L'entrée de la roue, appelée avant-roue, ne possède souvent qu'une pale sur deux (8 à 16 par conséquent) pour éviter le blocage du débit.

Les roues ouvertes ont un rendement un peu moins bon que les roues fermées, mais elles peuvent tourner plus vite, donc avoir un taux de compression plus élevé.

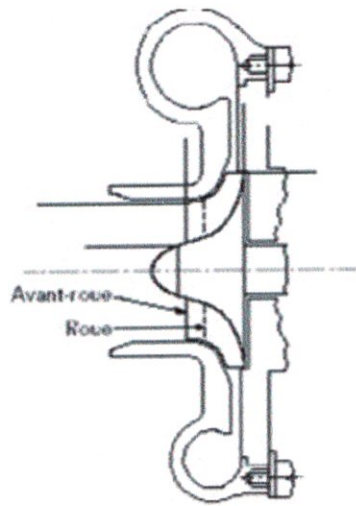


Fig. IV.3: roue mobile centrifuge

Les roues à aubes couchées en arrière ont un rendement un peu supérieur aux roues à aubes radiales, mais elles ne peuvent tourner aussi vite et ont de ce fait des taux de compression un peu moindres.

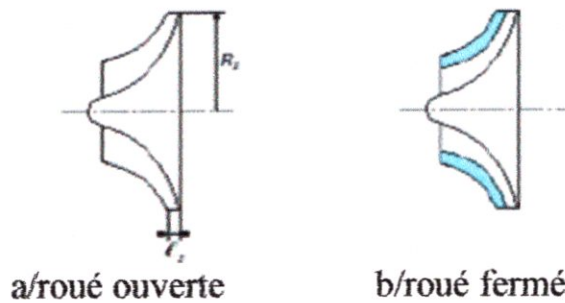
Disons qu'une roue ouverte actuelle à aubes couchées en arrière peut tourner jusqu'à 470 m/s en exécution industrielle à grande endurance (taux de compression de 3,2) et jusqu'à 600 m/s en exécution aéronautique (taux de compression de 7).

Le taux de compression de la roue est donné par le rapport de la pression totale à la sortie de la roue à la pression totale à l'entrée de la machine :

$$\tau = \frac{P_{02}}{P_{01}} \dots\dots\dots (IV.84)$$

Le rendement de la roue η se définit alors comme :

$$\eta_{adroue} = \frac{\Delta T_{isroue}}{\Delta T_{reelmachine}} = \frac{T_{01} \left(\tau_R^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right)}{T_{02} - T_{01}} \dots\dots\dots (IV.85)$$



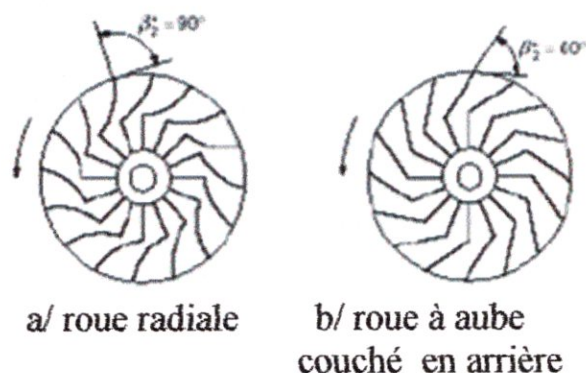


Fig.IV.4 : Roué mobile centrifuge ouvert ou ferme à aube radiale ou couche vers l'arrière

IV.2.3. Diffuseur et volute :

Le diffuseur a pour but de convertir en pression l'énergie disponible sous forme de vitesse à la sortie de la roue.

La volute a pour fonction de conduire le fluide depuis la sortie du diffuseur (espace annulaire) jusqu'à la bride de sortie.

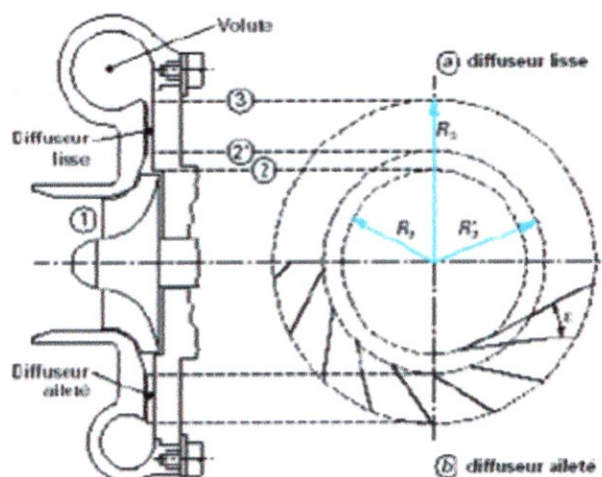


Fig.IV.5 : diffuseur et veloute dans un compresseur centrifuge.

Il existe deux façons de réaliser un diffuseur :

- Le diffuseur lisse entre deux plans parallèles est le plus simple (figure.VI.5.a). Pour obtenir un bon ralentissement, le rapport des rayons R_3/R_2 doit être au moins égal à 1,5.

Le diffuseur lisse fonctionne généralement un Mach d'attaque de 1.

- Le diffuseur aileté (figure.VI.5.b) utilise généralement des pales droites ou courbés situées entre deux plans parallèles, dans ce cas, le ralentissement est plus énergétique.

Le diffuseur aileté peut fonctionner correctement jusqu'à un Mach d'attaque de 1,2 à condition d'adopter des bords d'attaque pointus.



CHAPITRE 5:
DIMENSIONNEMENT PRELIMINAIRE
DE LA ROUE

V.1: Introduction :

Notre travail de dimensionnement consiste initialement à calculer les dimensions générales de la roue aubée afin d'en définir l'ossature, de cette dernière pourront être développés les détails géométriques et la forme finale

V.2: Loi de similitude paramètres adimensionnels:

Les conditions à satisfaire pour une application rigoureuse de la similitude entre deux machines sont :

Similitude géométrique, comprenant l'épaisseur des ailettes, la rugosité de la surface... etc.

Similitude dynamique, il s'agit de la similitude des forces.

Si deux systèmes sont dynamiquement similaires alors les forces au niveau des points similairement localisés ont un rapport déterminé.

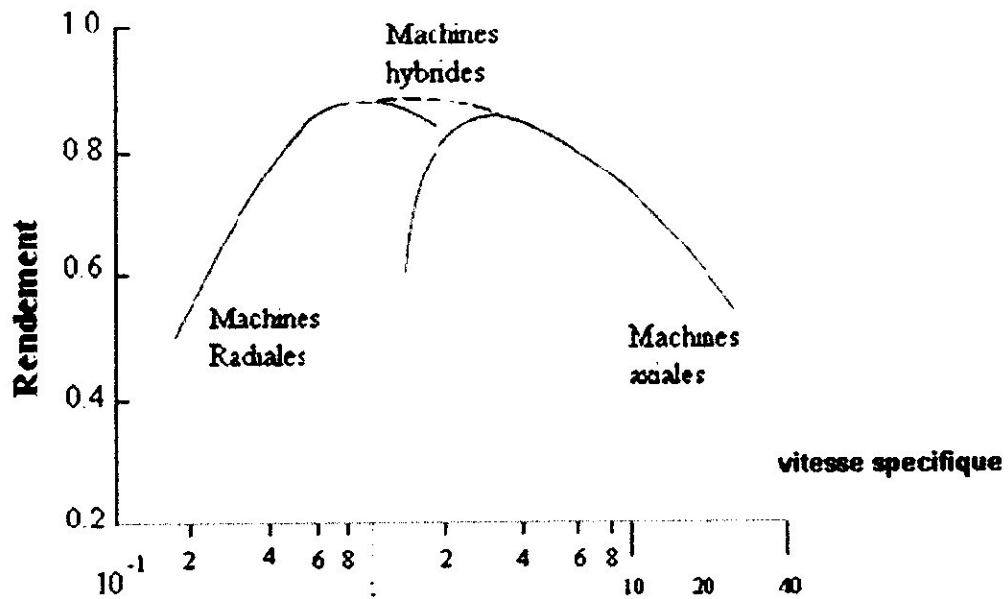
Les forces auxquelles on s'intéresse sont celles de pression, de viscosité et d'élasticité (compressibilité), l'égalité devra donc avoir lieu pour le coefficient de pression, le nombre de Reynolds et le nombre de Mach.

Il est généralement impossible de satisfaire toutes ces conditions en même temps, cependant, et pour une première approximation, certaines forces pourraient être négligées telles que celles dues à la viscosité, dès lors la similitude pourrait être établie.

Ceci dit, il est nécessaire de considérer les paramètres à négliger, il est par exemple inconcevable de négliger l'effet de la compressibilité pour les étages à taux de compression élevés si l'on veut avoir une similitude correcte.

Le dimensionnement consistera tout simplement à choisir le type de machine puis les dimensions pour la fonction spécifiée (avec un débit massique, un taux de compression et une vitesse de rotation connus), la vitesse spécifique peut être obtenue directement de la figure (V.1), ainsi nous permet d'obtenir le diamètre spécifique de la machine de la figure (V.2).

Maintenant, si ces données sont indisponibles, la géométrie de la machine ne pourra être définie qu'à travers le développement des lois fondamentales de la thermodynamique des fluides.



figV.1: graphe de rendement en fonction de la vitesse spécifique

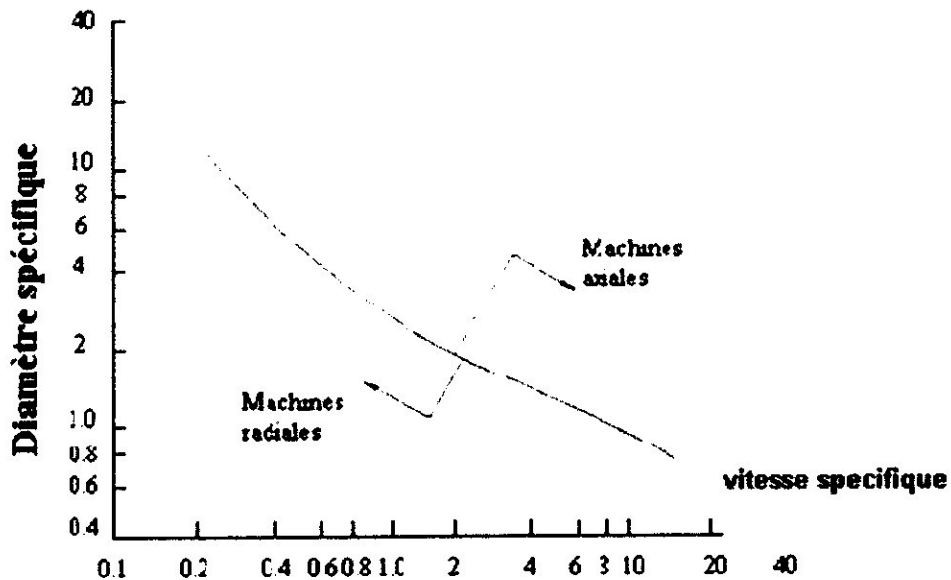


Fig V .2 : variation du diamètre spécifique en fonction de la vitesse spécifique

V.2. Application des lois de la thermodynamique des fluides :

La variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du rotor est :

$$\Delta H_t = \frac{P}{q_m} = U_2 V_{2U} - U_1 V_{1U} \dots\dots\dots (V.1)$$

En appliquant cette expression pour un gaz parfait :

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma R T_{01}} (U_2 V_{2U} - U_1 V_{1U}) \dots\dots\dots (V.2)$$

Pour un écoulement isentropique, on a

$$\eta_{ad} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \dots\dots\dots (V.3)$$

En injectant l'équation (V.2) dans (V.3) on obtient le rapport des pressions totales

$$(5.4) \quad \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma R T_{02}} \eta_{ad} (U_2 V_{2U} - U_1 V_{1U}) \dots\dots\dots$$

On cherche à déterminer η_{ad} ; V_{1u} et V_{2u} .

La composante tangentielle des vitesses à l'entrée sera considérée nulle car on supposera une prérotation nulle (absence du distributeur) pendant toute notre étude.

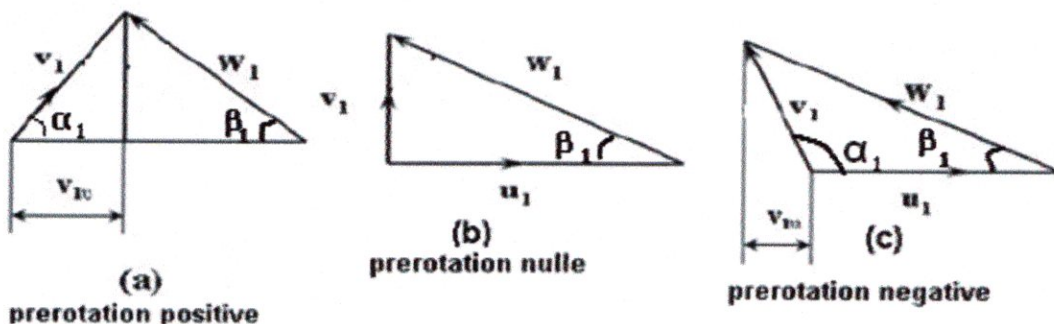


Fig V .3: Triangle des vitesse à l'entrée de rouet avec un écoulement parfaitement guidé

Si l'écoulement dans le rotor était parfaitement guidé par les ailettes, le triangle de vitesse à la sortie du rouet serait comme décrit dans la figure (V.4) pour le cas d'aubes radiales (a) et inclinées vers l'arrière (b).

Pour ce cas idéal, et pour une roue à aubes radiales l'expression de la composante tangentielle de la vitesse à la sortie serait comme suit :

$$V_{2u} = U_2 \dots\dots\dots(V.5)$$

Pour une roue à aubes inclinées vers l'arrière :

$$V_{2u} = U_2 + W_2 \cos\beta_{p2} \dots\dots\dots(V.6)$$

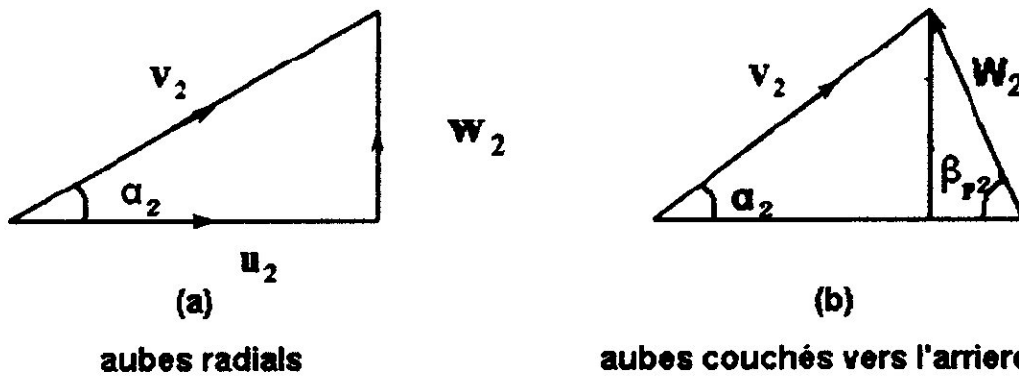


Fig V .4:

figV.4: Triangle des vitesse à la sortie de rouet sans glissement

En pratique l'écoulement ne peut être guidé parfaitement par un nombre fini d'ailettes, on dit alors qu'il y a glissement, ceci provoque une modification du triangle des vitesse à la sortie comme montré dans la figure (V.5).

Le glissement a pour effet de réduire l'amplitude de la composante tangentielle de la vitesse par rapport à ce qu'elle devrait être dans le cas idéal. , ceci a bien sur pour effet de réduire le taux de compression de l'étag.

L'effet indésirable du glissement est que, pour obtenir le taux de compression requis, le rotor devra avoir des dimensions plus grandes ou alors tourner à une vitesse plus importante, ceci entraîne l'augmentation des contraintes mécanique sur le rotor et des pertes dues aux frottements, donc une diminution du rendement.

Afin de pouvoir évaluer ce glissement, on définit un coefficient de glissement sous la forme suivante :

$$G = 1 - \frac{V_{glissement}}{U_2} = 1 - \frac{V_{2u\infty} - V_{2u}}{U_2} \dots\dots\dots (V.7)$$

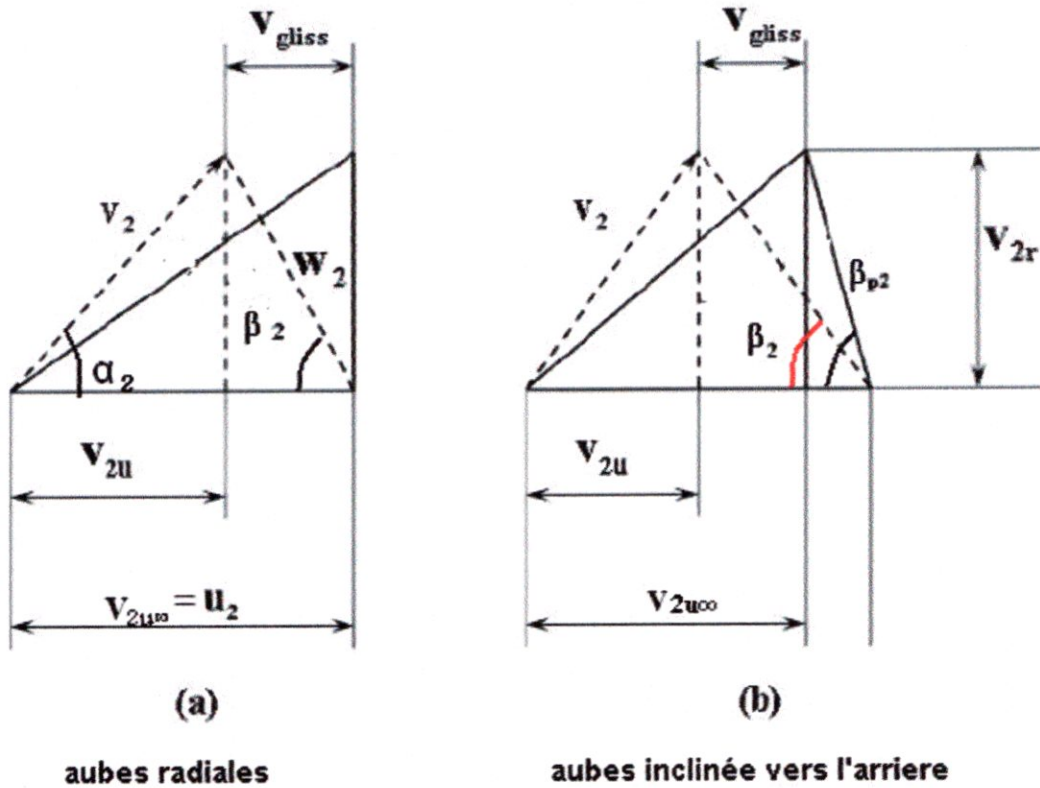


Fig V.5: triangle des vitesses à la sortie de rouet

A partir du triangle des vitesses figure V.5 on a :

$$V_{2u} = GU_2 + V_{2u} / \tan \beta_{p2} \dots\dots\dots (V.8)$$

Les travaux entrepris par « Buse Mann » et complétés par « Wiesner » ont pu aboutir à une équation semi empirique décrivant le coefficient de glissement comme suit :

$$G = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{p2}}}{z^{0.7}} \dots\dots\dots (V.9)$$

z nombre de pales de la roue mobile.

V.3: Dimensionnement du rouet :

Si les seules données disponibles pour le concepteur sont le débit massique, le taux de compression de l'étage ainsi que la vitesse de rotation de la machine, il est clair que d'autres paramètres devront être supposés avant d'appliquer les équations fondamentales.

La cause la plus fréquente de dissipation est celle due aux frottements, celle-ci est directement proportionnelle à la distance que parcourt le fluide à l'intérieur du rotor et au carré de la vitesse relative.

Il y a aussi les pertes causées par les fuites au niveau du jeu entre pale et carter, elles sont proportionnelles au rapport e/b^2

V.3.1 Dimensionnement à l'entrée du rouet :

Les paramètres géométriques à spécifier dans cette section sont : le rayon de l'arbre, le rayon intérieur du rouet et l'angle d'écoulement à l'entrée du rouet (Fig V.6).

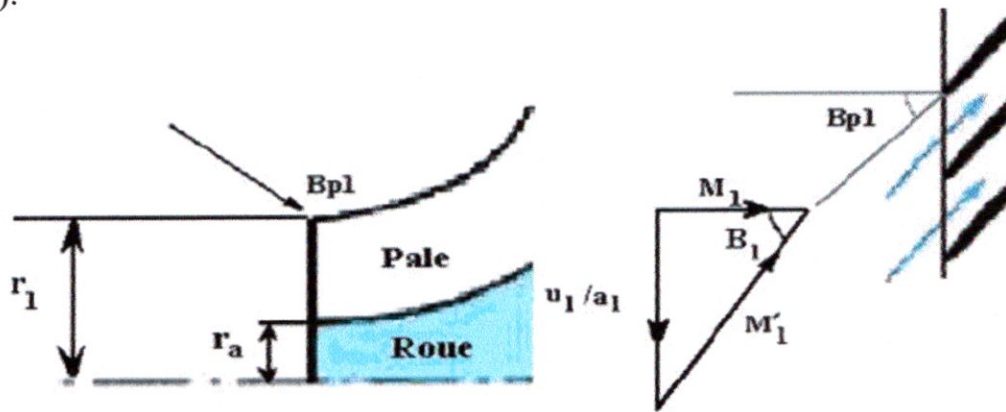


Fig V.6: entrée de la rouet

Le rayon minimum de l'arbre est défini par des approches mécaniques prenant en considération les contraintes dues à la torsion, les phénomènes vibratoires ainsi que le matériau utilisé.

Le calcul du rayon intérieur ne sera possible qu'après la spécification du rapport radial r_1 / r_2 .

Krysinsky stipule dans son ouvrage qu'une roue optimale a un rapport des rayons compris entre 0.35 et 0.65

Pour un écoulement avec prérotation nulle ($V_{1n}=V_1$), le triangle des vitesses à l'entrée de la roue n'est qu'un simple triangle droit, on a donc :

$$W_1^2 = V_{1n}^2 + U_1^2 = V_1^2 + \omega^2 r_1^2 \dots\dots\dots (V.10)$$

Le débit massique adimensionnel est donné par

$$\theta = \frac{q_m}{\pi r_2^2 \rho_{01} a_{01}} = \frac{r_1^2}{r_2^2} (1 - v^2) \frac{\rho_1 V_1}{\rho_{01} a_{01}}$$

Où $v = r_a / r_1$, l'équation (V.10) peut être réécrite comme suit :

$$M'_1{}^2 = M_1{}^2 + \frac{M_u{}^2 \theta}{(1 - v^2) M_1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1{}^2 \right)^{\frac{3\gamma - 1}{2(\gamma - 1)}} \dots\dots\dots (V.11)$$

Où $M_u = U_2 / a_{02}$

.Cette équation est représentée graphiquement figure (V.7)

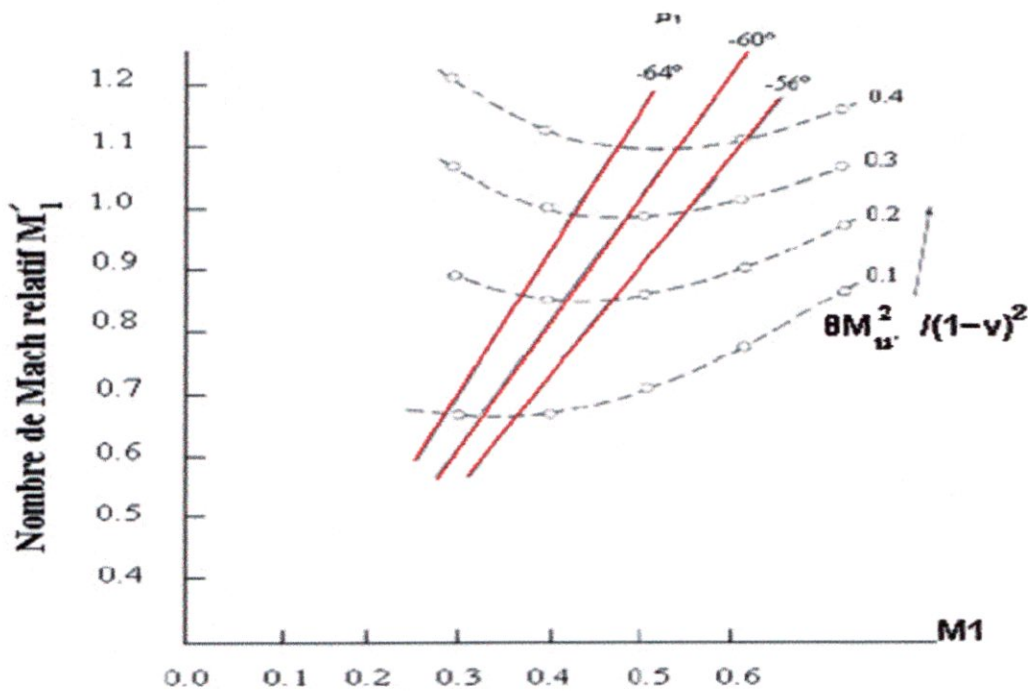


Fig V.7 : la variation de nombre de mach relatif à l'entrée (M'1) En fonction de nombre de mach absolu à l'entrée (M1)

On remarque qu'il existe une valeur minimale du nombre de Mach relatif pour toutes les valeurs spécifiées est

$$\frac{\theta M_u{}^2}{(1 - v)^2} \dots\dots\dots (V.12)$$

Des droites représentant les différents angles d'écoulement à l'entrée ont été introduites sur la même figure, on y voit clairement que le nombre de Mach relatif minimum est obtenu pour des angles variant entre -56 et -64 degrés.

L'équation (V.11) peut être réécrite en fonction du nombre de Mach relatif et de l'angle d'écoulement à l'entrée comme suit :

$$\frac{M_u^2}{1-v^2} = \frac{M_1'^2 \sin \beta_1 \cos \beta_1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M_1'^2 \cos^2 \beta_1\right)^{\frac{3\gamma-1}{2(\gamma-1)}}} \dots\dots\dots (V.13)$$

L'angle d'écoulement qui donnera un débit massique maximal pour n'importe quel nombre de Mach relatif spécifié peut être obtenu en dérivant l'équation (V.13) par rapport à β_1 , le résultat sera considéré égal à zéro, on obtient :

$$\cos^2 \beta_1 = \frac{3 + \gamma M_1'^2}{2M_1'^2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4M_1'^2}{(3 + \gamma M_1'^2)^2}}\right) \dots\dots (V.14)$$

Cette expression est représentée graphiquement figure (V.8) avec les angles d'écoulement en abscisse.

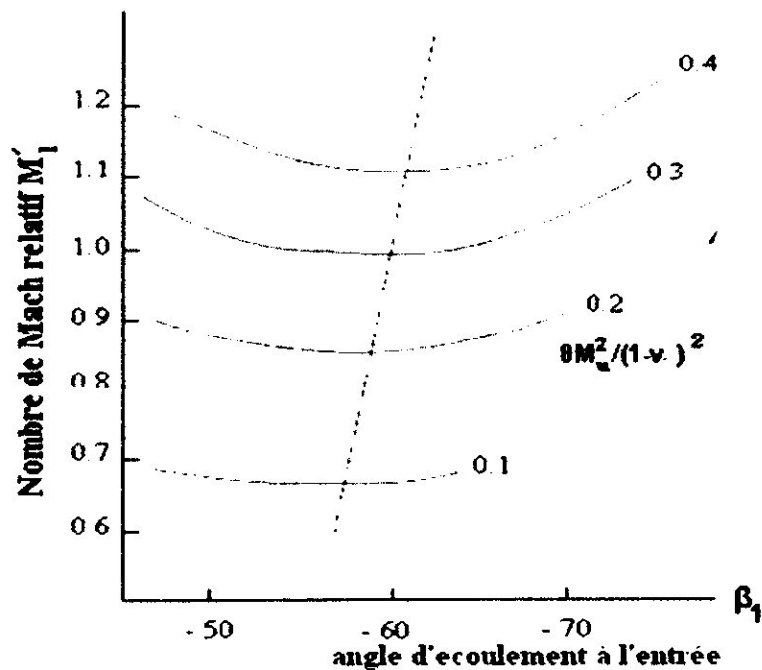


Fig V.8 : nombre de mach relatif à l'entrée en fonction de l'angle d'écoulement à l'entrée

Pour n'importe quel débit massique, le concepteur peut minimiser le nombre de Mach relatif à l'entrée en calculant l'angle d'écoulement à partir de l'équation (V.14)

La figure (V.8) montre que le choix d'un angle d'écoulement de plus ou moins 5 degrés par rapport au point minimum entraîne à une augmentation du nombre de Mach de l'ordre de 1 pour cent.

On remarque, par exemple, qu'un angle de -60 degrés est une estimation acceptable pour un large domaine des valeurs du nombre de Mach relatif.

V.3.2 Dimensionnement à la sortie du rouet :

Les paramètres géométriques à spécifier dans cette section sont : l'angle de calage des pales à la sortie, leur hauteur ainsi que le diamètre extérieur de la roue mobile.

Les avantages des roues à aubes inclinées vers l'arrière sont :

La réduction du nombre de Mach absolu à la sortie du rouet ; Une puissance absorbée réduite; Une courbure plus profilée (aérodynamique) permettant de réduire les pertes dues aux interactions ailette/ailette et aux écoulements secondaires qui en sont générés.

Pour notre analyse nous allons spécifier les valeurs du rendement adiabatique de l'étage ainsi que du coefficient de glissement comme étant respectivement 0,8 et 0,85.

Johnston et Dean (1966) ont montré que l'angle d'écoulement optimal à la sortie se trouve entre 63 et 68 degrés, de la même façon Rodgers et Sapiro (1972) ont estimé que l'angle optimal se trouve entre 60 et 70 degrés.

Un angle d'écoulement à la sortie de 65 degrés sera adopté durant tout le procédé de dimensionnement, et il sera systématiquement varié pour montrer l'effet d'autres suppositions.

Le taux de compression de l'étage est en fonction de la vitesse de la roue et avec la supposition d'une prérotation nulle, l'équation (V.4) peut être réécrite comme suit

$$\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 + (\gamma - 1)\eta_{ad} \frac{U_2 V_{2u}}{a_{02}^2} \dots\dots\dots(V.14)$$

La composante horizontale de la vitesse est donnée par l'équation (V.7) et peut être réécrite en fonction de l'angle α_2 comme suit :

$$V_{2u} = \lambda U_2 = \frac{GU_2}{1 - \frac{\tan \beta p_2}{\tan \alpha_2}} \dots\dots\dots (V.15)$$

Le taux de compression devient alors :

$$\tau^\gamma = 1 + (\gamma - 1)\eta_{ad}\lambda M_u^2 \dots\dots\dots (V.16)$$

Pour un taux de compression donné, la vitesse adimensionnelle à la sortie de la roue M_u est obtenue directement de l'équation (V.16) ; il est donc possible de la faire varier pour couvrir un domaine de taux de compression.

Le rapport de températures totales est obtenu soit de la définition du rendement ou de l'expression suivante :

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + (\gamma - 1)\lambda M_u^2 \dots\dots\dots (V.17)$$

Le nombre de Mach M_2 est donné par V_2/a_2 et peut être réécrit comme suit :

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{V_2 a_{01} a_{02}}{a_{01} a_{02} a_2}$$

Puis développé vers:

Avec $V_{2u} = V_2 \sin \alpha_2$

$$M_2 = \frac{V_{2u}}{a_{01} \sin \alpha_2} \frac{1}{\left(\frac{T_{01} T_{02}}{T_{02} T_2} \right)} \dots\dots\dots (V.18)$$

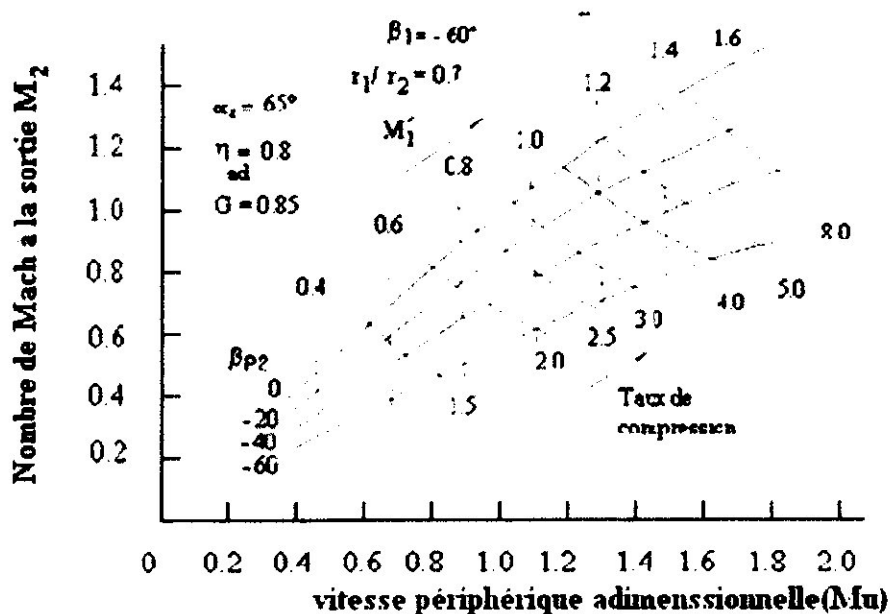
Avec l'expression de V_{2u} de l'équation (V.15) ; T_{02}/T_{01} de l'équation (V.17) ; et

$$\frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_2^2$$

L'équation (V.18) peut être développée en :

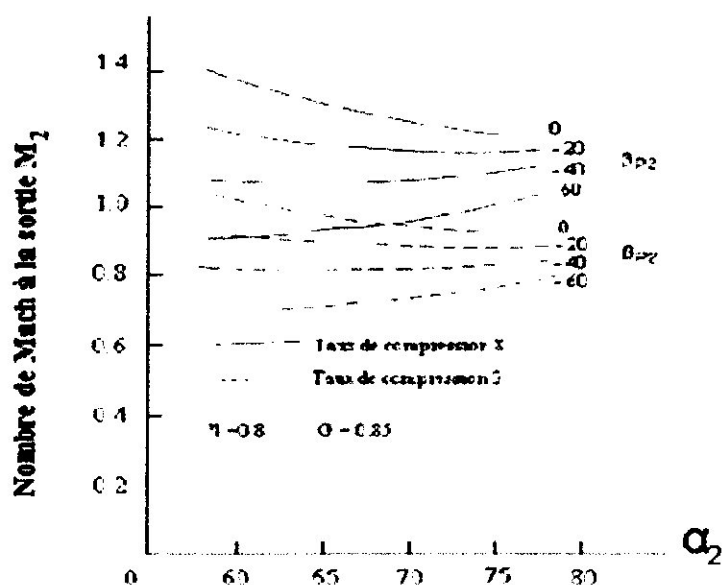
$$M_2 = \frac{\frac{M_u \lambda}{\sin \alpha_2}}{\sqrt{1 + (\gamma - 1) M_u^2 \lambda \left(1 - \frac{\lambda}{2 \sin^2 \alpha_2} \right)}} \dots\dots\dots (V.19)$$

Cette expression est représentée graphiquement figure (V.9) pour un angle d'écoulement $\alpha_2 = 65^\circ$, il apparaît clairement que l'adoption d'aubes inclinées vers l'arrière entraîne à la réduction du nombre de Mach M_2 et ceci quelque soit la vitesse de rotation du rouet.



**Fig V.9: l'influence de la vitesse périphérique adimensionnelle (M_u)
Sur le nombre de mach absolu à la sortie (M_2)**

Ce graphique peut être retracé pour différentes valeurs de l'angle α_2 ; la figure (V.10) montre la variation de M_2 en fonction de l'angle α_2 pour des taux de compression de 3 puis de 8.



**Fig V.10 : le nombre de mach absolu à la sortie (M_2)
en fonction de α_2**

L'application de l'équation de continuité entre l'entrée et la sortie du rouet nous donne :

$$q_m = \rho \pi r_1^2 \left(1 - \frac{r_a^2}{r_1^2}\right) V_{1n} = \rho_2 2 \pi r_2 b_2 V_{2n} B$$

Avec B coefficient d'obstruction du rouet et

$$\frac{2b_2 B}{r_2} = \frac{\rho_1 r_1^2}{\rho_2 r_2^2} (1 - v^2) \frac{V_{1r} a_{01}}{a_{01} V_{2n}} \dots\dots\dots (V.21)$$

L'application de l'équation (V.21) nécessite la spécification du rayon de l'arbre (moyeu), celui-ci sera supposé comme étant égal à 0.4 pour l'instant, on expliquera plus tard comment le déterminer. Mais le problème majeur à l'application de cette équation est le calcul de la densité ρ_2 , avec la supposition de rendement du rouet η_R égal à 0.9 et restera inchangé pour les exemples pris.

Pour obtenir la densité, les conditions totales doivent être converties en conditions statiques :

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots\dots\dots (V.22)$$

L'équation d'état nous donne :

$$\frac{\rho_2}{\rho_{01}} = \frac{P_{02} P_2 T_{01} T_{02}}{P_{01} P_{02} T_{02} T_2} \dots\dots\dots (V.23)$$

L'équation (V.21) peut maintenant être réécrite sous la forme suivante :

$$\frac{2b_2 B}{r_2} = \frac{\rho_1 \rho_{01} r_1^2}{\rho_{01} \rho_2 r_2^2} (1 - v^2) \frac{V_{1r} a_{01}}{a_{01} V_{2r}} \dots\dots\dots (V.24)$$

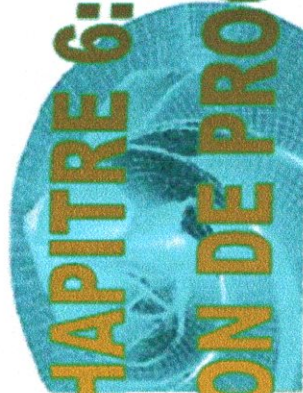
Les inconnus restants dans la partie droite de l'équation 5.21 sont ρ_{01} / ρ_1 , v_{1r} / a_{01} et V_{2r} / a_{02} , et peuvent être facilement déterminés :

$$\frac{P_{01}}{P_1} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2 \cos^2 \beta_1 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

$$\frac{V_{1r}}{a_{01}} = \frac{V_1}{a_{01}} = \frac{U_1}{a_{01} \tan \beta_1} = \frac{U_2 r_1}{a_{01} r_2 \tan \beta_1}$$

$$\frac{V_{2r}}{a_{01}} = \frac{V_{2u}}{a_{01} \tan \alpha_2} = \lambda \frac{U_2}{a_{01} \tan \alpha_2}$$

En faisant systématiquement varier M_u et r_1/r_2 , et en maintenant les valeurs des autres variables constantes, la variation de la hauteur adimensionnel b_2/r_2 en fonction de la vitesse périphérique M_u est représenté figure (V.13). Ont aussi été introduites dans la figure (5.15), les courbes représentant les nombres de Mach relatifs à l'entrée et les droites représentant les taux de compression.



CHAPITRE 6:
CONCEPTION DE PROGRAMME

INTRODUCTION :

Le présent chapitre a pour but d'établir un algorithme à partir des résultats du chapitre précédent puis de l'appliquer pour la conception d'un programme informatique pouvant être facilement utilisé par le concepteur pour ces travaux de dimensionnement.

VI.1: conception de l'algorithme:

Afin de concevoir l'algorithme de dimensionnement, le concepteur devra d'abord spécifier les paramètres suivants :

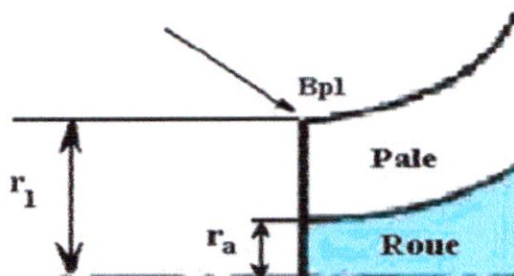
- Le taux de compression de l'étage du compresseur τ
- Le rendement adiabatique de l'étage η_{ad}
- Le débit massique à l'intérieur de la roue mobile q_m
- La pression totale à l'entrée du rouet P_{01}
- Température totale à l'entrée du rouet T_{01}
- Et finalement la vitesse de rotation de la roue N .

Les hypothèses à prendre sont les suivantes :

- Le rapport des chaleurs spécifiques : γ
- La constante des gaz r ;
- Un angle d'écoulement à l'entrée $\beta_1 = -60^\circ$;
- Un angle d'écoulement à la sortie du rouet $\alpha_2 = 65^\circ$;
- Un nombre de pales $z = 24$;
- Un coefficient d'obstruction de la roue $B = 0.95$,
- L'alliage « 45 SCD 6 » avec une contrainte admissible $\sigma_{adm}^2 = 1250 \text{ N/mm}^2$.

Pour ce qui est du choix du matériau, l'alliage « 45 SCD 6 » a une bonne résistance à l'usure et est largement utilisé pour les arbres de torsion.

VI.2 Calcul de l'angle de calage des pales à la sortie de la roue mobile « β_{p2} » :



En prenant en considération les données et hypothèses citées précédemment, la méthode retenue pour le calcul de ce paramètre consiste à faire varier cet angle de -60° vers 0° et de calculer pour chaque valeur M_2 correspondant, l'itération sera interrompue pour l'angle qui donnera la valeur de M_2 la plus proche de l'unité (inférieure). Cette méthode permet de respecter les limitations du diffuseur (Mach 1) tout en réduisant la vitesse de rotation de la roue mobile

Le calcul se fait comme suit :

Pour une valeur donnée de β_{p2}

M_u est obtenue à partir de l'équation

$$G = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{p2}}}{z^{0.7}}$$

$$\lambda = \frac{G}{1 - \frac{\tan \beta_{p2}}{\tan \alpha_2}}$$

$$M_u = \sqrt{\frac{\tau^{\frac{\gamma-1}{\lambda}} - 1}{(\gamma - 1)\eta_{ad}\lambda}}$$

nous avons à partir de l'équation:

$$M_2 = \frac{\frac{M_u \lambda}{\sin \alpha_2}}{\sqrt{1 + (\gamma - 1) M_u^2 \lambda \left(1 - \frac{\lambda}{2 \sin^2 \alpha_2}\right)}}$$

Une fois l'itération ainsi que les calculs exécutés, les paramètres β_{p2} , M_u et M_2 sont définis.

$$a_{01} = \sqrt{\gamma r T_{01}}$$

Le nombre de Mach relatif à l'entrée M'_1 peut être déterminé à partir de l'équation suivante :

$$M'_1 = \frac{\frac{U_1}{a_{01}} \tan^2 \beta_1}{1 - \frac{\gamma - 1}{2} \left(\frac{U_1}{a_{01}} \right)^2 \sin^2 \beta_1}$$

V1.3 Calcul des rayons « r_1, r_2 » :

La vitesse adimensionnelle M_u étant définie et la vitesse de rotation N donnée, donc

$$U_2 = M_u \sqrt{\gamma r T_{01}}$$

$$r_2 = \frac{60U_2}{2\pi N}$$

Le calcul du rayon intérieur de la roue r_1 ne peut se faire qu'après avoir spécifié le rapport r_1/r_2 le plus adapté pour le concept, Krysinisky stipule dans son ouvrage qu'une roue optimale a un rapport des rayons compris entre 0.35 et 0.65 et en considérant le domaine des taux de compression entre 2 et 8, on obtient facilement la relation suivante par interpolation :

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{0.025 (\tau - 2)}{0.5} + 0.35$$

Dés lors on a :

$$r_1 = \left(\frac{r_1}{r_2} \right) r_2$$

V1.4 Calcul de la puissance absorbée :

L'équation (chapitre III § 1) nous donne l'expression de la puissance absorbée et pour le cas d'une pré rotation nulle, nous avons :

$$P = q_m(U_2^2 + Aq_m) \text{ avec } A = \frac{U_2 q_m}{\rho_2 \pi d_2 b_2 \tan(\pi - \beta_2)}$$

V1.5 Calcul de la température à la sortie de la roue mobile « T₀₂ » :

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + (\gamma - 1) \lambda M_u^2$$

V1.6 Calcul du rayon de l'arbre « r_a » :

Caractéristiques du matériau :
 45 SCD 6 { $\sigma_c = 1600 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{adm} = 1250 \text{ N/mm}^2$; $\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$ }
 Condition de résistance à la torsion :

$$\frac{M}{\omega t} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = 0.65 \sigma_{adm}$$

Ceci nous donne:

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0.65 * 0.2 * \sigma_{adm}}}$$

avec

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

P : puissance absorbée ;

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

Pour réaliser la condition sur le rayon, « r_a » sera systématiquement arrondi vers la valeur supérieure multiple de 5.
 Ainsi le rapport $v = r_a / r_1$ défini

V1.7 Calcul de la hauteur de la pale « b₂ » :

Tous les paramètres géométriques et aérodynamiques étant à présent déterminés, le calcul de la hauteur b₂ se fait directement par l'application de l'équation de continuité qui nous donne la formule suivante :

$$b_2 = \frac{r_2 B}{2} \frac{\rho_1 r_1^2}{\rho_2 r_2^2} (1 - v^2) \frac{v_{1r} a_{01}}{a_{01} v_{2r}}$$

$$\frac{\rho_{01}}{\rho_1} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2 \cos^2 \beta_1 \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}}$$

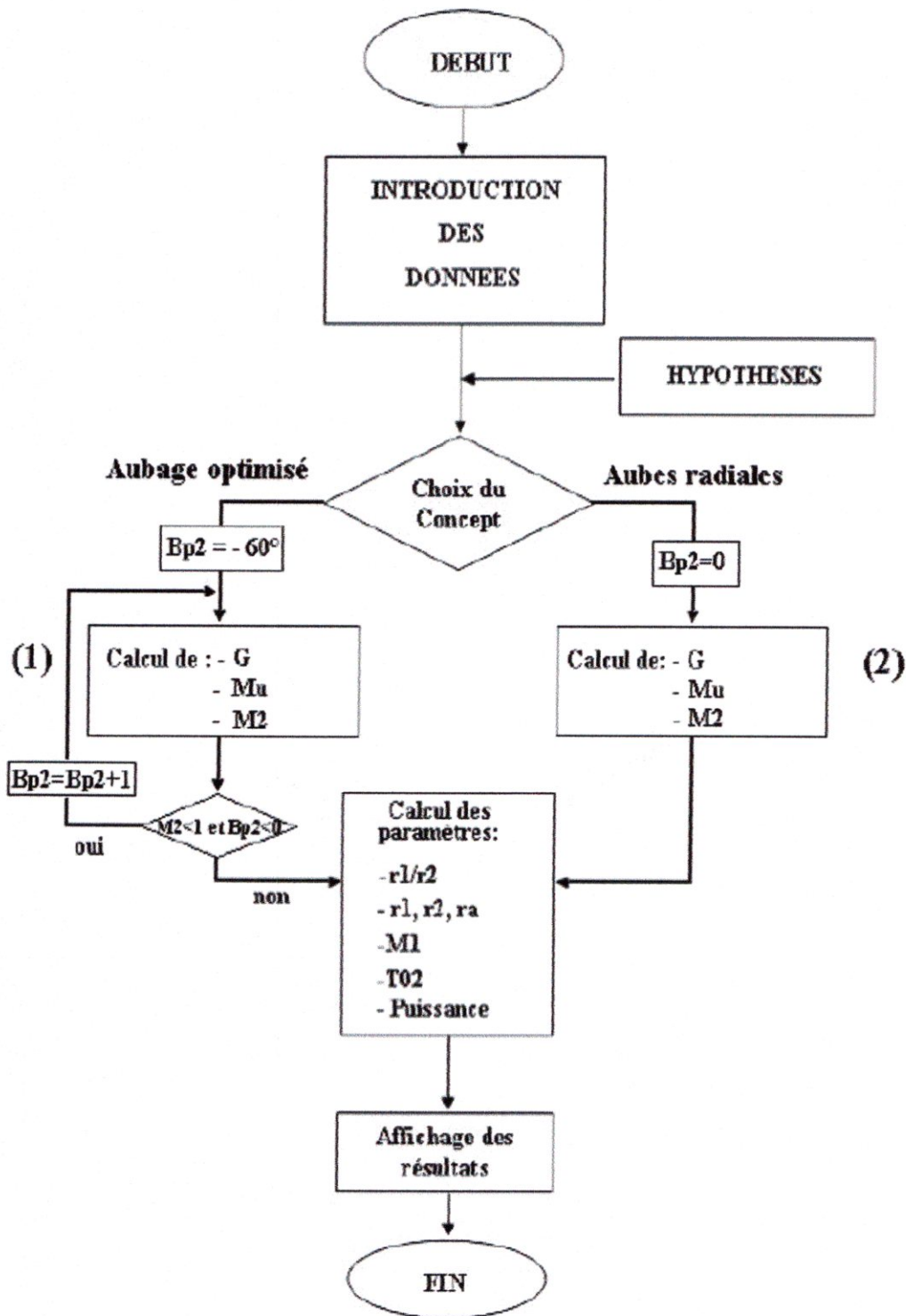
$$\frac{v_{1r}}{a_{01}} = \frac{u_2 r_1}{a_{01} r_2 \tan \beta_1}$$

$$\frac{v_{2r}}{a_{01}} = \lambda \frac{u_2}{a_{01} \tan \alpha_2}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_{01}} = \frac{P_{02} P_2 T_{01} T_{02}}{P_{01} P_{02} T_{02} T_2}$$

$$v = \frac{\Gamma_a}{\Gamma_1}$$

VI.8. Organigramme de l'algorithme :



CHAPITRE VII:

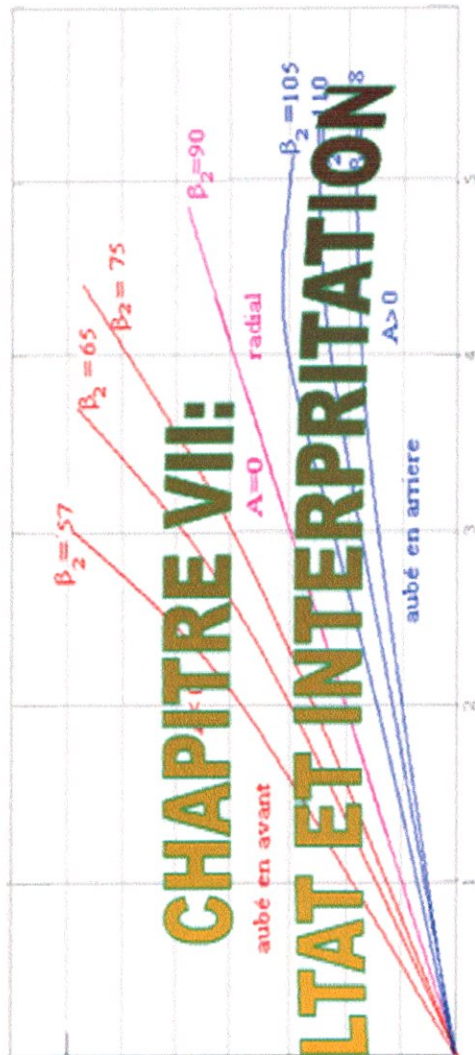
aubé en avant

$A=0$

radial

aubé en arrière

$A>0$



RESULTAT ET INTERPRÉTATION

VII.1: EXECUTION DE PROGRAMME:**VII.1.1: CAS D'AUBE RADIAL**

tau

4

rend

0.9

m

6

P01

101325

T01

288.15

N

20000

z

24

Bp2= 0.0000000E+00

r1= 8.999041E-02

r2= 0.1999787

ra= 1.50000E-02

b2= 8.019122E-03

M1= 0.6527002

M2= 0.873742

puiss= 839858.3

T02= 443.7491

G= 0.8918934

rap= 0.4500000

Press any key to continue

VII.1.2: CAS D'AUBE OPTIMISE

tau

4

rend

0.9

m

6

P01

101325

T01

288.15

N

20000

z

24

Bp2= -39.00000

r1= 0.104873

r2= 0.2330512

ra= 1.50000E-02

b2= 1.078776E-02

M1= 0.7663742

M2= 0.7275337

puiss= 814973.6

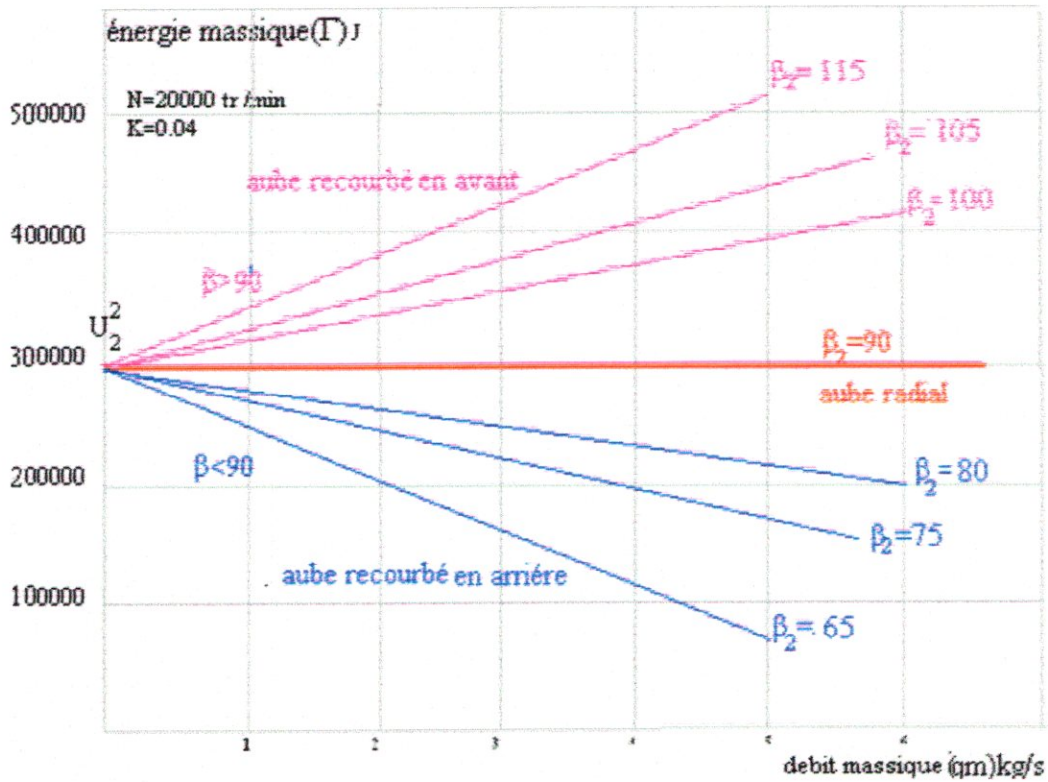
T02= 443.7491

G= 0.9046977

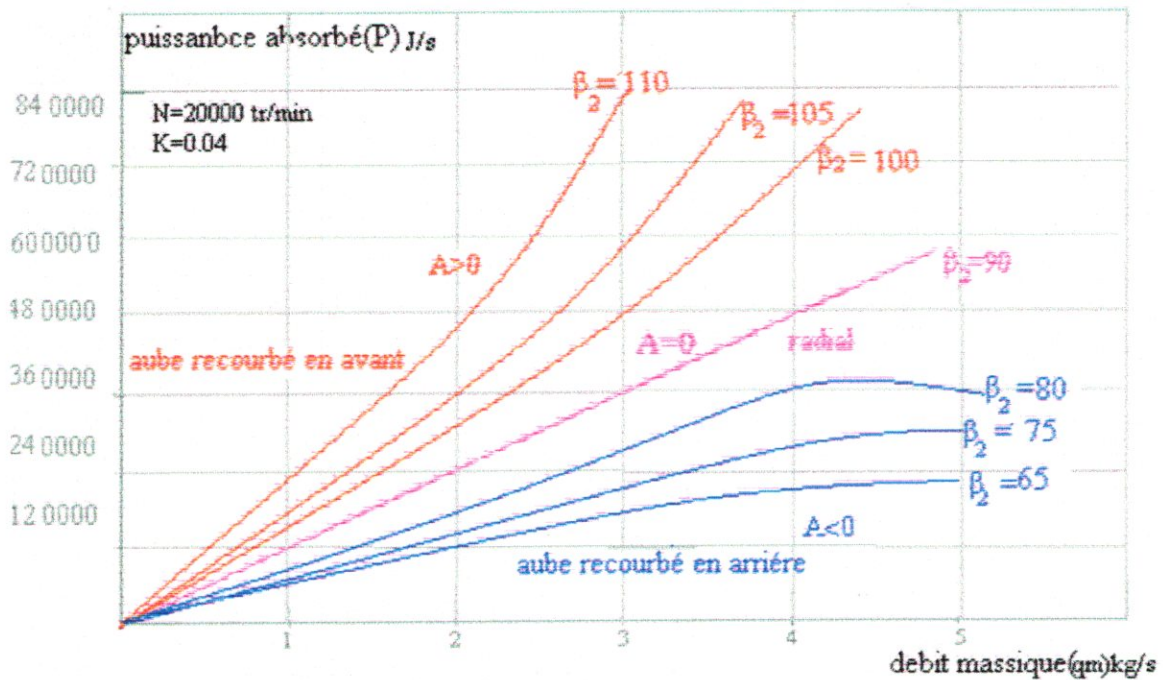
rap= 0.4500000

Press any key to continue

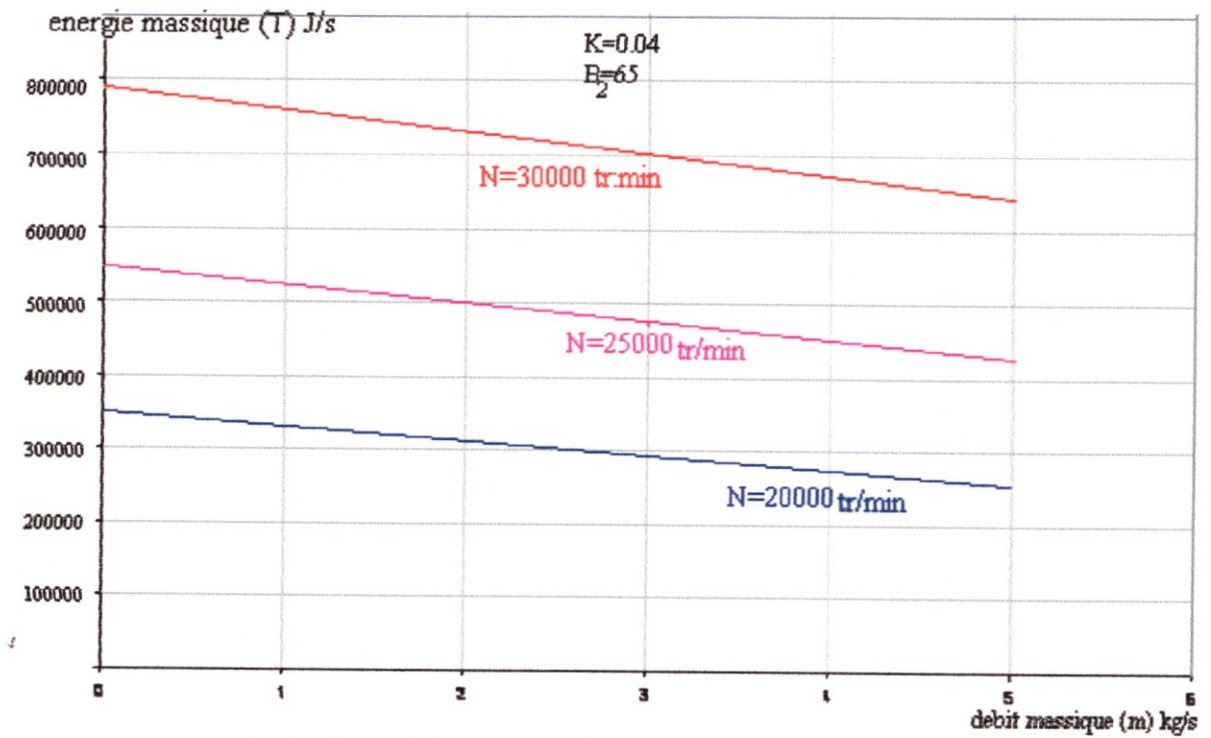
VII.2: Graphes des résultats:



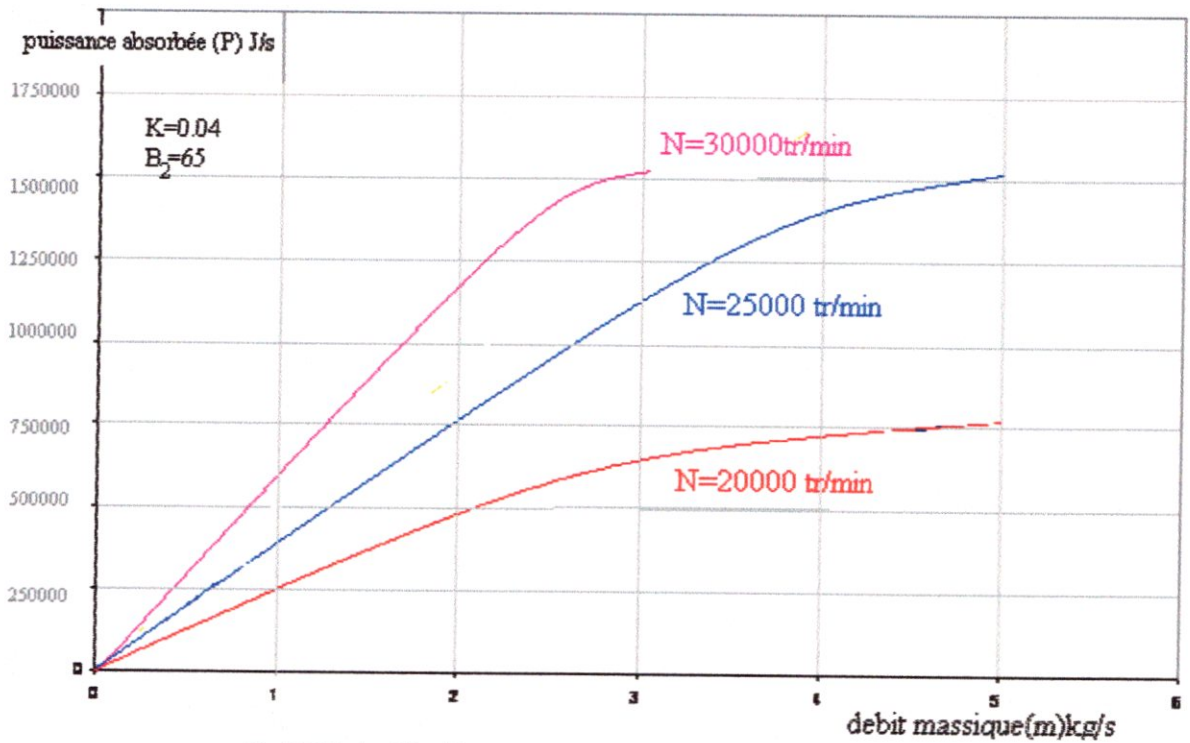
figVII.1: l'influence du débit massique (q_m) et l'angle β_2 sur l'énergie massique théorique recueilli sur l'arbre (T)



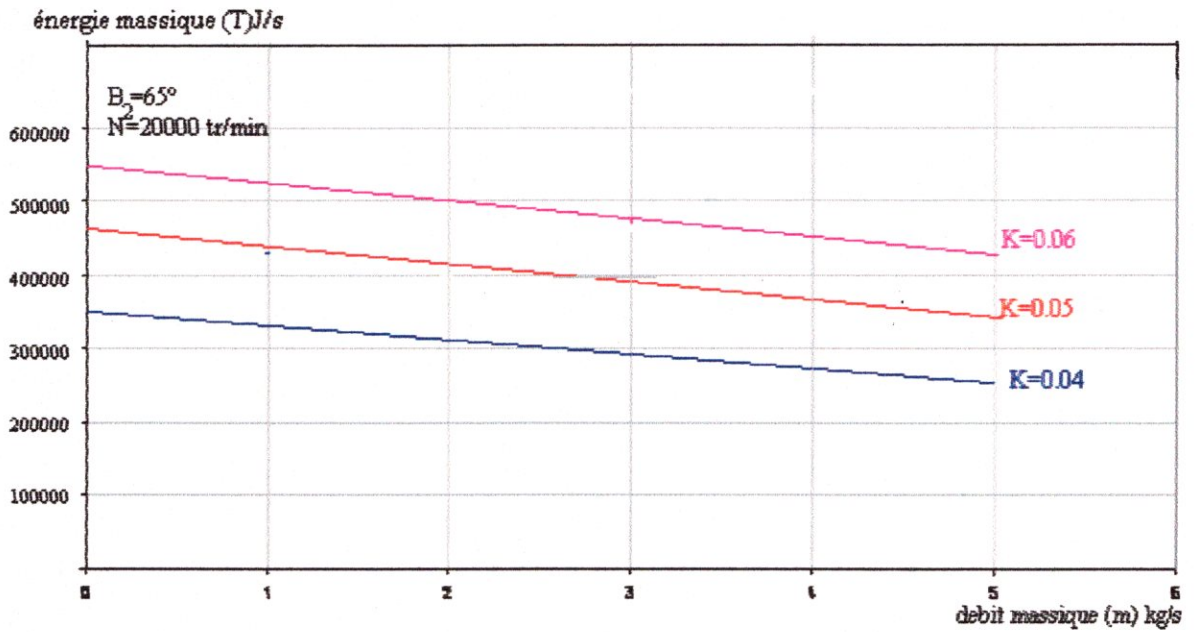
figVII.2: l'influence du débit massique (q_m) et l'angle β_2 sur la puissance théorique absorbée par la roue (P)



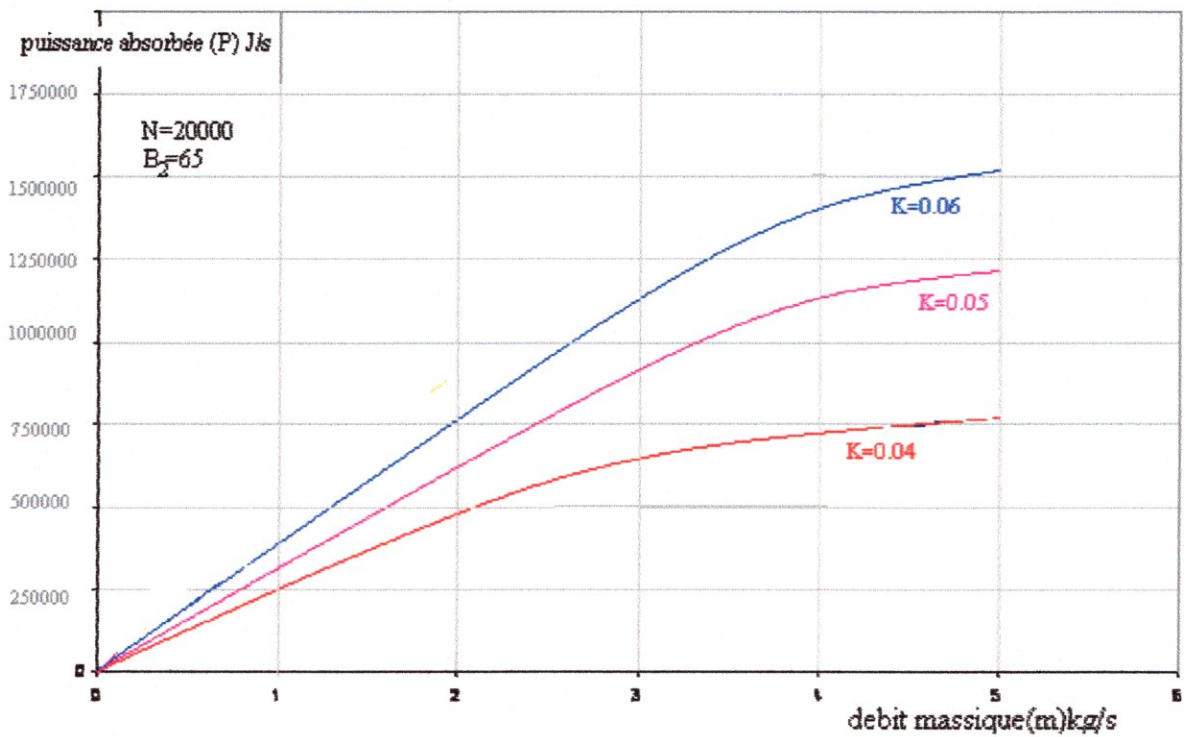
figVII.3: l'influence de débit massique (m) et le nombre de tour (N) sur l'énergie massique(T)



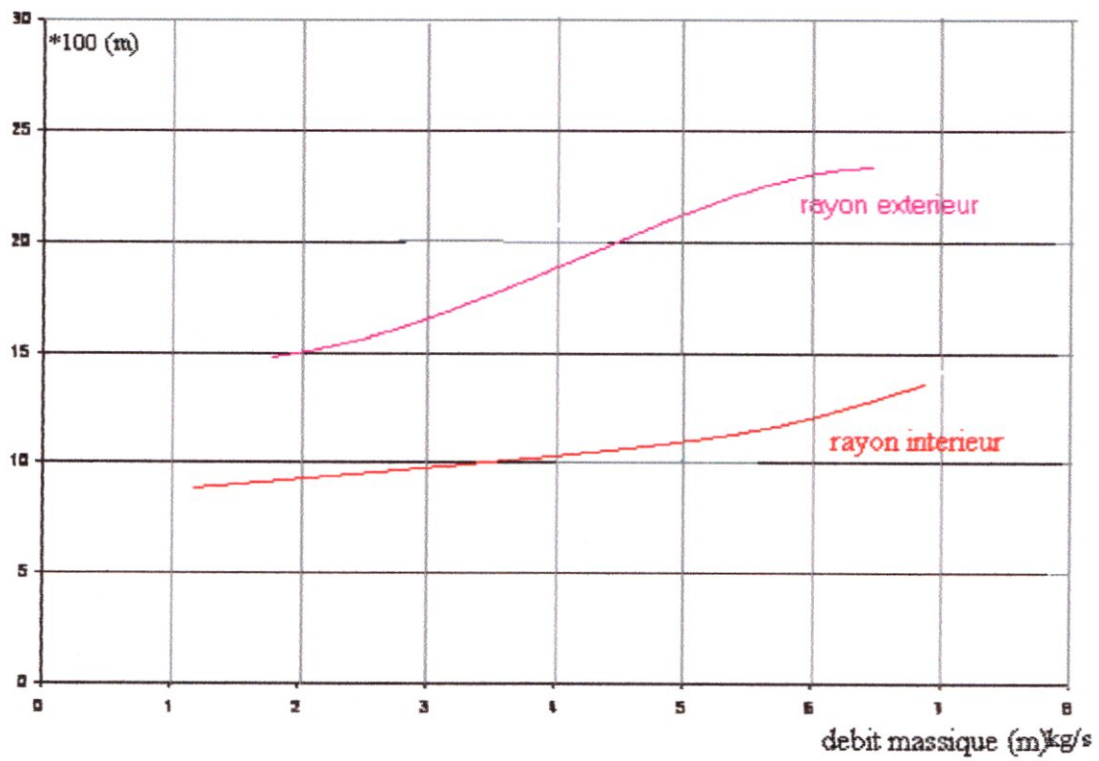
figVII.4: l'influence de débit massique (m) et le nombre de tour (N) sur la puissance absorbée(P)



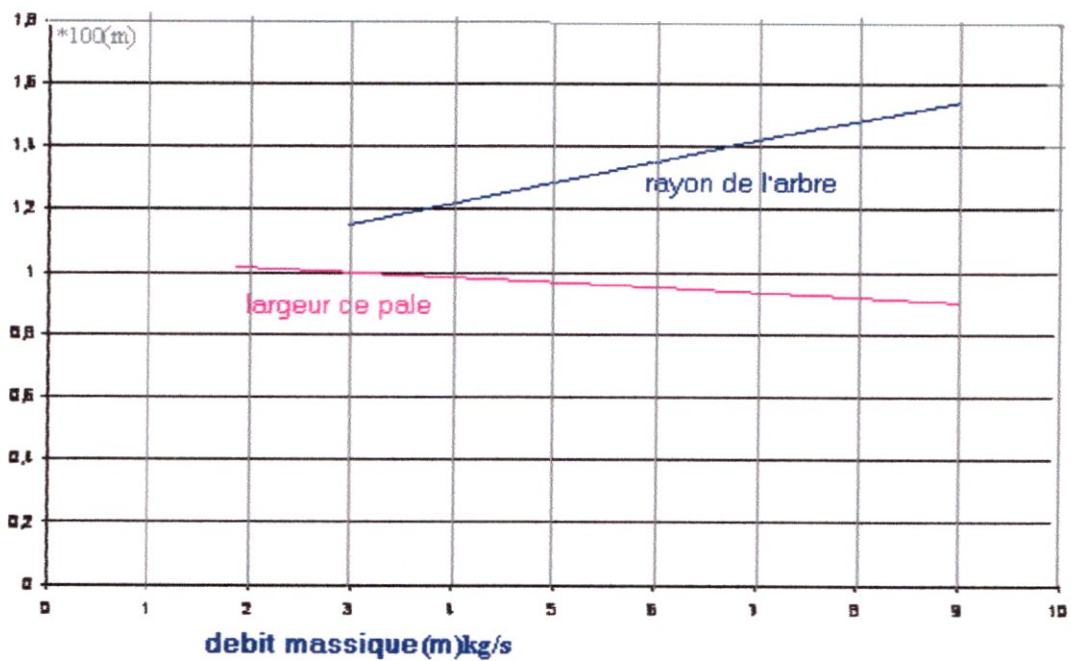
figVII.5: l'influence de débit massique (m) et le coefficient géométrique (K) sur l'énergie massique(T)



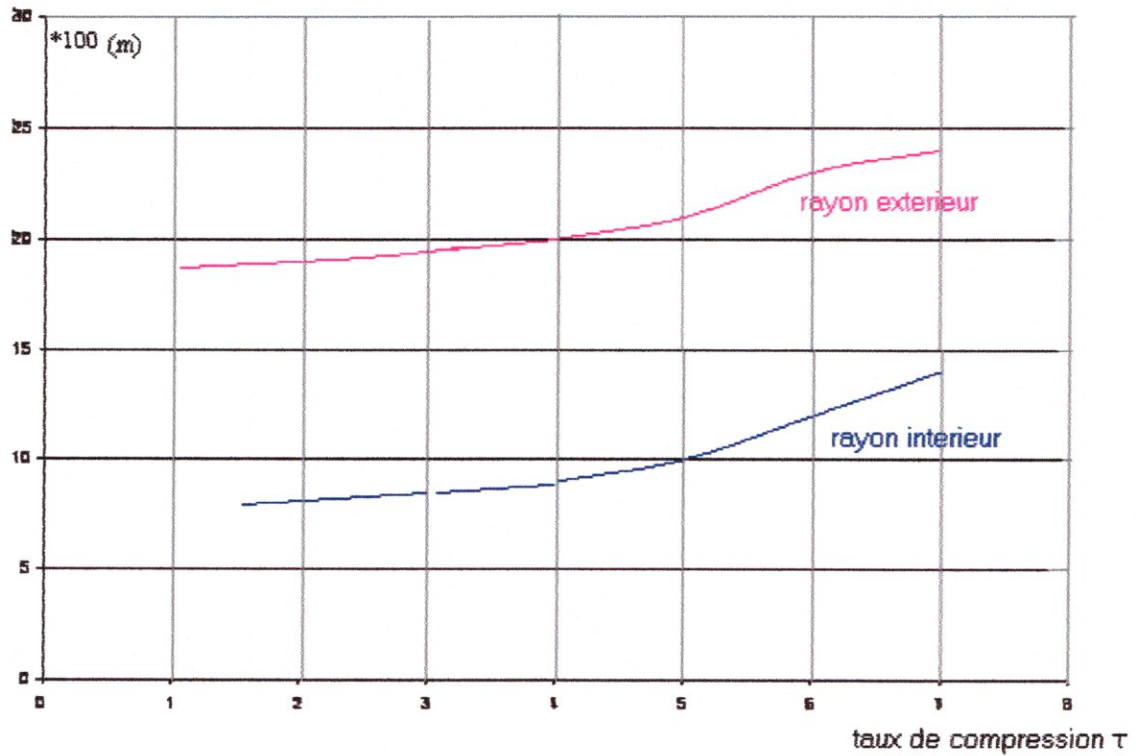
figVII.6: l'influence de débit massique (m) et le coefficient géométrique (K) sur la puissance absorbée(P)



FigVII.7: Influence de débit massique (m) sur le rayon extérieur (r_2) et intérieur (r_1)



figVII.8: la variation de rayon de l'arbre (r_a), et la largeur de pale (b_2) en fonction de débit massique (m)



figVII.9: la variation de rayon intérieur (r_1), et le rayon extérieur (r_2) en fonction de taux de compression (τ)

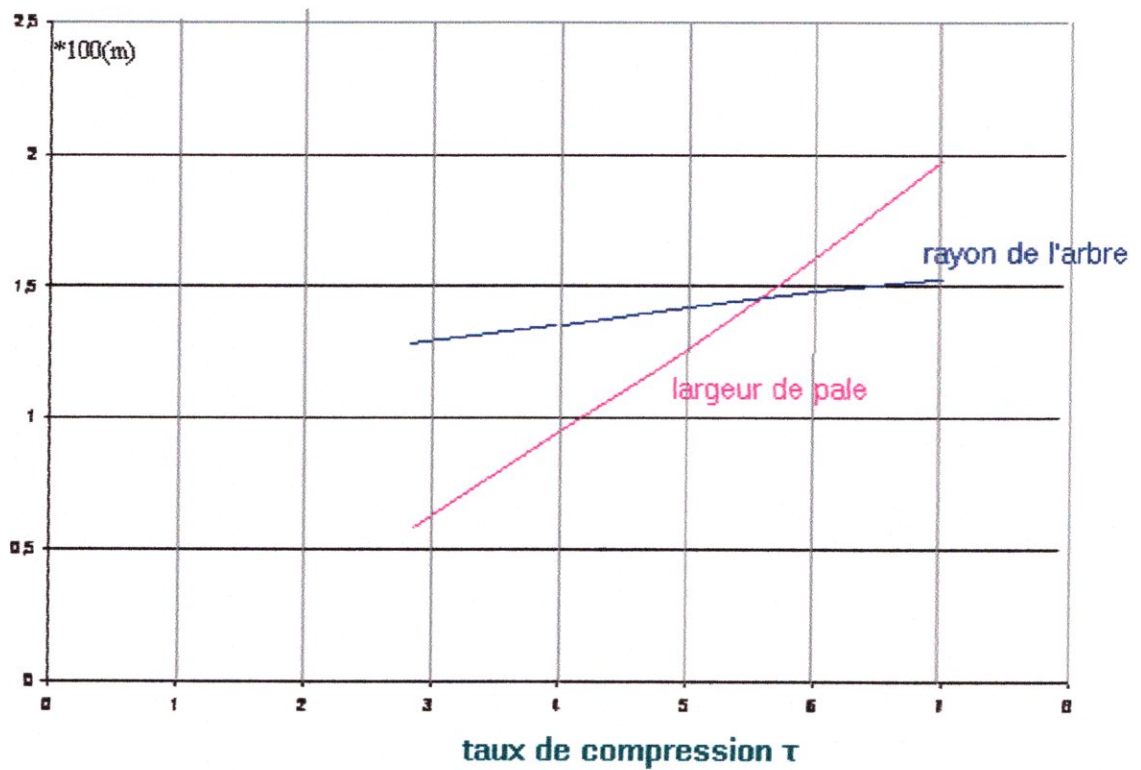


Fig VII.10: la variation de rayon de l'arbre (r_a), et de la largeur de pale (b_2) en fonction de taux de compression (τ)

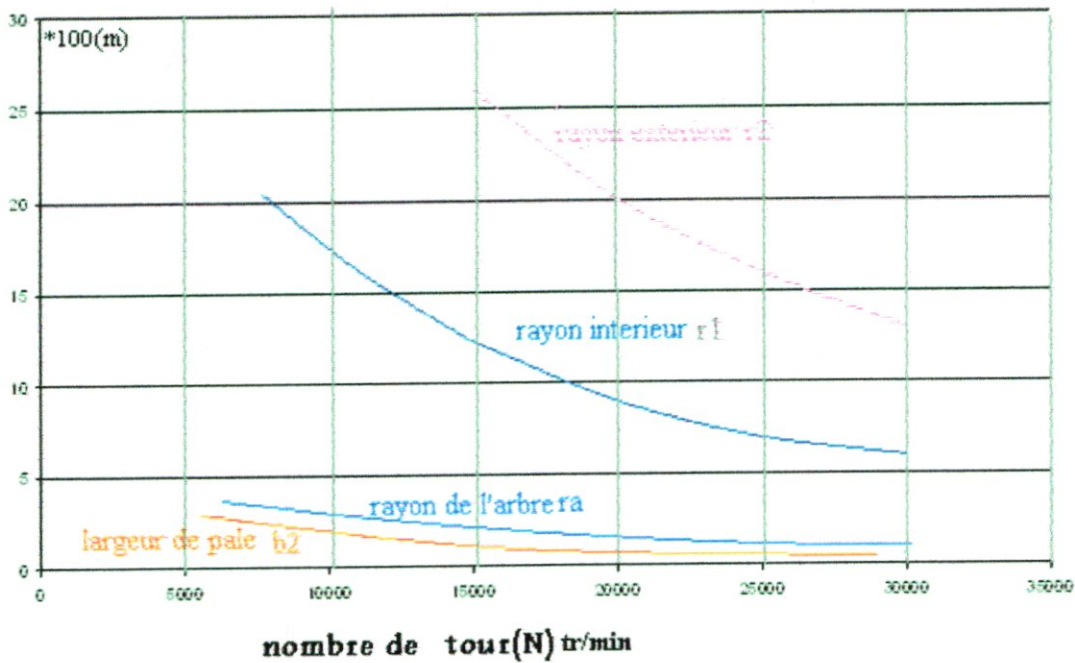


Fig VII.11: la variation des paramètres géométriques en fonction de nombre de tour(N)

VII.3: 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 β_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 $K=b_2/2r_2$ constant; en faisant varier l'angle β_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 β_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.3), à β_2 et $K=b_2/2r_2$ constant; 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 $K=b_2/2r_2$

Sur la figure (VII.5), à β_2 et N constant et en faisant varier le rapport $k=b_2/d_2$; 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, l'énergie massique théorique diminue progressivement avec l'augmentation de débit massique

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

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

1. Influence de l'angle β_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 $K=b_2/2r_2$; et en faisant varier l'angle β_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 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 passant par l'origine avec une pente positive .

Pour une même valeur de débit massique, on constate que plus l'angle β_2 augmente, plus la puissance théorique absorbée par la roue augmente

On peut observer qu'à grand débit, 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.4), β_2 et $K=b_2/2r_2$ constant et en faisant palliant 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 $K=b_2/2r_2$

Sur la figure (VII.6), à β_2 et N constant et en faisant varie $K=b_2/d_2$; 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 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

➤ Paramètres géométriques:

1. En fonction de nombre de tour (N):

Tous les Paramètres géométriques, le rayon extérieur (r_2), le rayon intérieur (r_1), le rayon de l'arbre (r_a) et la largeur de pale (b_2), sont inversement proportionnelles avec le nombre de tour (N), et ont l'allure d'une parabole avec un minimum surtout à faible nombre de tour, ou le rayon extérieur (r_2) et le rayon intérieur (r_1) sont plus concave, au contraire du rayon de l'arbre (r_a), et la largeur de pale (b_2) qui varient Peu, pour se stabiliser à grande vitesse de rotation.

2. En fonction de débit massique:

Le rayon extérieur (r_2), le rayon intérieur (r_1), ainsi le rayon de l'arbre (r_a) sont proportionnelles au débit massique (q_m), par contre la largeur de pale (b_2) varie peu et diminue légèrement à grand débit

3. En fonction de taux de compression:

Tous les Paramètres géométriques, le rayon extérieur (r_2), le rayon intérieur (r_1), ainsi que le rayon de l'arbre (r_a) et la largeur de pale (b_2) sont proportionnelles avec le taux de compression, et la largeur de pale d'une façon remarquable avec une pente grande.

VII.4: Exemple de validation :

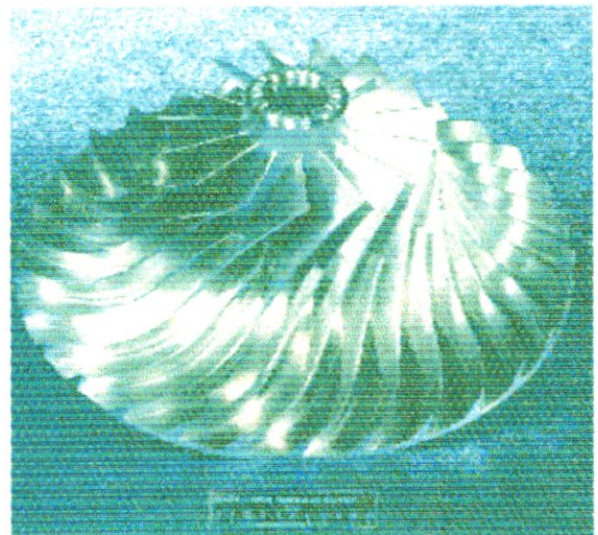
Afin de vérifier la fiabilité de notre modèle, nous avons considéré une roue centrifuge existante et dont tous les paramètres sont définis, afin de comparer ses dimensions avec celles que donnerait notre programme pour un même cahier de charge.

Il s'agit de la roue équipant le compresseur centrifuge « Allison », ce dernier est entraîné par une turbine à gaz et équipe certains engins industriels.

Ses caractéristiques sont les suivants :

Caractéristiques	
τ	4.13
q_m	4.54
η_{ad}	0.87
N	22000 tr/mn
Géométrie	
α_2	70°
β_{p2}	-45°
r_1	100 mm
r_2	215.5 mm
b_2	12.5 mm
Z	30 pales

Allison Engine Impeller



Les dimensions résultant de l'application de notre programme sont les suivantes :

Paramètres	Valeurs	Erreur absolue	Erreur relative
α_2	70 °	-----	-----
β_{p2}	- 45 °	0 °	0 %
r_1	98.25 mm	1.75 mm	1.75 %
r_2	215.22 mm	0.28 mm	0.13 %
b_2	12.6 mm	0.1 mm	0.79 %
z	30 pales	-----	-----

Commentaire :

L'erreur relative de chaque paramètre, bien que paraissant importante, n'est due, à notre avis, qu'à des contraintes de construction. C'est-à-dire qu'il est plus simple d'usiner une roue avec un rayon extérieur de 215.5mm au lieu de 215.22mm ou alors un rayon intérieur de 100mm au lieu de 98.25mm.

Mais le plus encourageant dans ces résultats, c'est bien l'angle de calage des pales β_{p2} qui correspond exactement à celui de la roue mobile existante, ceci confirme la fiabilité de notre modèle d'optimisation.

De plus notre application offre la possibilité de jouer sur les différents paramètres et de noter les variations géométriques correspondantes, et ceci, à des fins d'optimisation. Le concepteur pourrait, par exemple, vouloir adapter la même roue centrifuge (du point de vue caractéristique) à un autre compresseur, de dimensions plus petites. Dès lors, plusieurs solutions se présentent, parmi elles :

L'augmentation de la vitesse de rotation N : pour une augmentation de 1000 tr/mm on obtient une réduction en dimensions qui avoisine les 5% et ceci bien sur en respectant les paramètres du cahier de charge.

L'augmentation de l'angle d'écoulement α_2 : celle-ci reste tout de même moins

significative que celle de la vitesse de rotation puisqu'une augmentation de 1° entraîne une réduction des dimensions de l'ordre de 0,7%, surtout que la plage de variation est faible (60 à 70°).

Une autre contrainte, celle du prix de la roue, pourrait être maîtrisée par le concepteur en réduisant par exemple le nombre de pales. Notre programme permet de noter la variation de la géométrie résultant de la réduction du nombre de pales.

On remarque par exemple, que les dimensions de la roue ne varient que de 0.2% si on conçoit une roue à 25 pales au lieu de 30, ceci étant dit, le concepteur reste tout de même le seul à pouvoir juger des avantages qu'il pourrait tirer d'une quelconque modification.

CONCLUSION

CONCLUSION :

Ce travail, dont l'objectif premier était de concevoir un programme de dimensionnement des roues centrifuges, a pu regrouper les données les plus importantes concernant les compresseurs centrifuges, permettant ainsi une compréhension approfondie des principes régissant ce type de machines ainsi que de leur technologie.

[L'étude développée dans le chapitre 5] n'impose aucun procédé de dimensionnement, (c'est une approche générale qui développe les équations nécessaires à la conception, en mettant en évidence l'influence de chaque paramètre (géométrique, aérodynamique) ou adimensionnel) sur le concept de la roue mais aussi l'interdépendance existant entre ces différents paramètres. La maîtrise de cette analyse, permet de développer sa propre méthode de dimensionnement selon le concept désiré.

A partir de cela, nous avons pu modéliser un procédé de dimensionnement couvrant une gamme assez large de concepts (compresseurs à taux de compression allant de 2 à 8), permettant l'optimisation des performances et jouissant d'une certaine flexibilité d'utilisation. Ce modèle a été par la suite adopté pour la conception d'un programme informatique de dimensionnement des roues centrifuges de compression. Ce dernier, conçu en langage Fortran, permet de définir la géométrie globale de la roue ainsi que ses performances à partir d'un cahier de charge.

[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.]

Bien que notre application ait donné de bons résultats et pouvant prétendre à une certaine fiabilité, rapidité, flexibilité et convivialité, sa mise au point reste tout de même incomplète du fait qu'elle ne permet d'aboutir qu'à un dimensionnement préliminaire, c'est-à-dire à une géométrie générale à partir de laquelle pourrait être développé la forme finale de la roue. Notre modèle pourrait donc être développé et enrichi de manière à pouvoir définir tous les détails et caractéristiques de la roue centrifuge.

Ce modèle pourrait être développé à partir d'un algorithme génétique. Cette technique part d'un groupe de machines existantes plus ou moins bien dimensionnées (base de donnée des différents concepts existants) et en fixant certaines contraintes d'évolution, des machines plus performantes seront générées en favorisant le maintien des meilleures solutions, on obtient ainsi des hybrides meilleurs que les concept desquels elles ont été développées.

BIBLIOGRAPHIE

- Henni Mensour Zoubir- **Cours des turbomachines**
- Henni Mensour Zoubir- **Cours de thermodynamique**
- **Incompressible**, Thèse : École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Paris (Juillet 2003)
- Jean-Marie MÉRIGOUX - **Techniques de l'ingénieur: Ventilateurs, Compresseurs. Aspects technologiques**
- Jean-Marie MÉRIGOUX - **Techniques de l'ingénieur: Ventilateurs, Compresseurs: Notions fondamentales, Dimensionnement.**
- Jan Krysinski - **Turbomachines : Théorie Générale**, OPU, Alger 1985.
- Michel PLUVIOSE et Christelle PÉRILHON. - **Techniques de L'ingénieur: Turbo machines, description.**
- Miguel ASUAJE - **Méthodologie et Optimisation dans la Conception et l'Analyse des Performances des Turbomachines à Fluide**

- **Mohamed TAIBI - Machines Hydrauliques et Compresseurs, OPU, Alger 1993.**
- www.google.com