

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

## MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

### INTITULE

**CONTRIBUTION A L'ETUDE AEROTHERMODYNAMIQUE  
D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE MULTI-ETAGES**

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNIQUES

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR : BOUASLA MOHAMED

DIRECTEUR DU MEMOIRE : ADJABI RACHID

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : Pr. MZAD HOCINE

EXAMINATEURS : MCA. HAOUAM ABDALAH  
MCA. MCHIGHEL FARID  
MCA ADJABI RACHID

Ann ée : 2014/2015

# Dédicace

*Je dédie ce modeste travail*

*A grande père, grande mère, ma mère, à mon père  
Pour leur soutien et abnégation pour m'encourager à  
Terminer dans bonnes conditions nos travaux*

*A mes sœurs : Imen, Sara, Khawla, Rym*

*A mon frère : Yacine*

*A toute la famille Bouasla, lounis*

*A tous mes amis que je n'oublie jamais leur amitié  
Avec des impliable sevenir en cœur sur tout Ahsen  
et Abderraouf, Imad, Idrisse , Abdennour*

*A tous les étudiants de la promotion*

*Et ses familles*

*A tous qui m'ont souhaité le succès Et le bonheur dans ma vie*

*A tous ceux qui me sont chers*

**MOHAMED**

# Remerciement

*Tout d'abord on remercie **DIEU** le tout puissant de nous avoir  
Donné foi et courage pour arriver à ce modeste d'étude.*

*Nous tenons à remercier*

*M. ADJABI notre encadreur qui joua un rôle très  
Important dans la réalisation de ce mémoire avec ses précieux  
Conseils et sa contribution.*

*Nos remerciements sincères et respectueux vont également au  
monsieur MZAD.H Professeur à l'université d'Annaba qui nous a  
fait l'honneur d'accepter la présidence du jury de cette mémoire.*

*J'aimerais également remercier le chef du département Mr  
HAOUAM. A Pour son aide pendant toute cette formation.*

*Un grand merci à tous enseignants, et tous ceux qui ont  
Contribué de loin ou de près à l'aboutissement de ce travail, nos  
Parents qui n'ont jamais cessés de nous encourager pour ce donné  
D'avantage, notre entourage et nos amis.*

**MOHAMED**

## Sommaire

Nomenclature.....	1
Introduction.....	2
I-Proc é é.....	5
I-1 Fonctionnement des éléments constitutifs de l'installation.....	6
I-2 Conditions de base.....	12
I-3 Caractéristiques de l'air et de ses constituants.....	13
I-4 Éléments constitutifs .....	14
II- Notions de bases.....	16
II-1 Définition des Turbomachines.....	17
II-1.1 Classification.....	17
II-2 Turbocompresseur.....	18
II-2.1 Types de Turbocompresseurs .....	18
II-3 Autres données techniques.....	19
II-3.1 Vitesses, vitesse de rotation.....	19
II-3.2 Puissance, Rendement.....	19
II-3.3 Refroidissement intermédiaire .....	19
II-3.4 Caractéristique du compresseur.....	20
II-3.5 Diagramme Pression – Volume.....	20
II-3.6 Pompage.....	21
II-4 Principe de construction des Turbocompresseurs.....	22
II-4.1 Compresseurs radiaux.....	22
II-4.2 Détails de quelques composants.....	22
II-4.3 Roues des compresseurs radiaux.....	23
II-5 Comportement en service, Régulation.....	23
II-5.1 Variation de la vitesse.....	23
II-5.2 Etranglement de l'aspiration.....	23
II-5.3 Régulation par évacuation ou par refoulement du retour.....	24
II-5.4 Régulation par prérotation.....	24
II-6 Prévention de pompage.....	24
II-6.1 Entraînement.....	25
III Théorie de la compression (Transformation du fluide dans le compresseur).....	28
III-1 Travail de compression.....	29
III-2 Différents types de transformations.....	29
III-3 Représentation des évolutions dans le diagramme (T.S).....	31
III-3.1 Evolution idéale.....	31
III-3.2 Evolutions Réelles.....	32
III-4 Pertes et Rendements.....	33
III-5 Théorie Unidimensionnelle des compresseurs centrifuges à nombre d'aube infini .....	35
III-5.1 Fondement de la théorie.....	35
III-5.2 Géométrie de l'écoulement du liquide à travers la roue.....	35
III-6 Equation fondamentale des compresseurs centrifuge .....	37
III-6.1 Equation d'EULER .....	37
IV Partie calcul.....	39
IV-A Dimensionnement et calcul thermodynamique.....	41
IV-1 Thermodynamique du turbocompresseur (Calculs primaires).....	41
IV-2 Détermination des caractéristiques principales (1ere étage).....	44
IV-3 Evolution dans la roue.....	45
IV-4 Détermination de la hauteur théorique exacte correspondant à Z fini.....	47
IV-5 Calcul du diffuseur.....	48

IV-6 Canal du retour.....	50
IV-7 Degré de Réaction .....	51
IV-8 Calcul du nombre de Mach entré - sortie roue.....	52
IV-9 Calcul de la vitesse ( $C_0$ ).....	52
IV-10 Calcul de la volute ET du convergent d'entrée.....	52
IV-11 Caractéristiques des 5 Etages.....	55
IV-12 Calcul de la Volute de sortie.....	60
IV-13 Paramètres Thermodynamiques des Cinq Etages.....	61
IV-B Calcul des pertes d'énergie.....	62
IV-14 Pertes d'Energie dans le 1er Etage.....	62
IV-14.1 Pertes hydraulique.....	62
IV- 14.2 Pertes de charges singulières dans les coudes.....	63
IV- 14.3 Pertes par frottement des flasques (pertes internes).....	63
IV-14.4 Pertes par fluide.....	64
IV-15 Pertes D'énergie Dans Le 2eme Etage.....	66
IV-16 Pertes d'énergie dans le 3ème Etage.....	67
IV-17 Pertes d'énergie dans le 4ème Etage.....	68
IV-18 Pertes d'énergie dans le 5ème Etage.....	69
IV-19 Détermination des pressions et du taux de compression réels dans chaque étage.....	70
IV-C. Calcul des rendements.....	71
IV-20 Calcul des rendements du 1er étage.....	71
IV-21 Calcul des rendements du 2ème étage.....	72
IV-22 Calcul des rendements du 3ème étage.....	73
IV-23 Calcul des rendements du 4ème étage.....	74
IV-24 Calcul des rendements du 5ème étage.....	75
IV-25 Rendements du Turbocompresseur.....	76
IV-D Calcul des Puissances.....	77
IV-D. 1 Puissance théorique pour un nombre d'aube infini ( $Z=\infty$ ).....	77
IV-D.2 Puissance th éorique pour un nombre d'aube fini.....	77
IV-D. 3 Puissance Utile.....	77
IV-D.4 Puissance Totale.....	77
V. Refroidissement intermédiaire.....	78
VI. Etude Mécanique du compresseur.....	82
VI-1 Calcul des pousses axiales.....	83
VI-2 Poussé Axiale du Turbo Compresseur.....	86
Conclusion.....	87
Annexe.....	88
BIBLIOGRAPHIE.....	91

## Nomenclature

s :	Section en .....	[m <sup>2</sup> ]
d :	Diamètre en.....	[m]
t :	Largeur de la roue.....	[m]
Z :	Nombre d'aubes.....	
e :	Epaisseur d'aube.....	
$\tau$ :	Epaisseur d'aube projeté sur le diamètre.....	
$\alpha$ :	Angle de construction correspondant à l'aubage.....	[°]
$\beta$ :	Angle de construction correspondant à l'aubage.....	[°]
H :	Charge idéale.....	
$\epsilon$ :	Coefficient de PFLÉIDERER.....	
V :	Vitesse statique.....	
U :	Vitesse périphérique.....	
C :	Vitesse absolue.....	[m/s]
$C_{1r}$ :	Vitesse radiale.....	[m/s]
$C_{1u}$ :	La composante périphérique.....	[m/s]
W :	Vitesse relative.....	[m/s]
$q_m$ :	Débit massique.....	[kg/s]
$q_v$ :	Débit volumique.....	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{mt}$ :	Débit théorique.....	[kg/s]
P :	Pression.....	[N/m <sup>2</sup> ]
T :	Température.....	[K]
$\rho$ :	Masse volumique.....	[kg/m <sup>3</sup> ]
$h_p$ :	Perte hydraulique.....	[m d'air]
$h_f$ :	Perte hydraulique mécanique.....	
$\eta_h$ :	Rendement hydraulique.....	
$\eta_v$ :	Rendement volumétrique.....	
$\eta_p$ :	Rendement polytrophique.....	
$\eta_m$ :	Rendement mécanique.....	
$\eta_{gb}$ :	Rendement globale.....	
$\pi$ :	Taux de pression.....	
t :	Le pas.....	
X :	Degré de réaction.....	
M :	Nombre de Mach.....	

## Indices

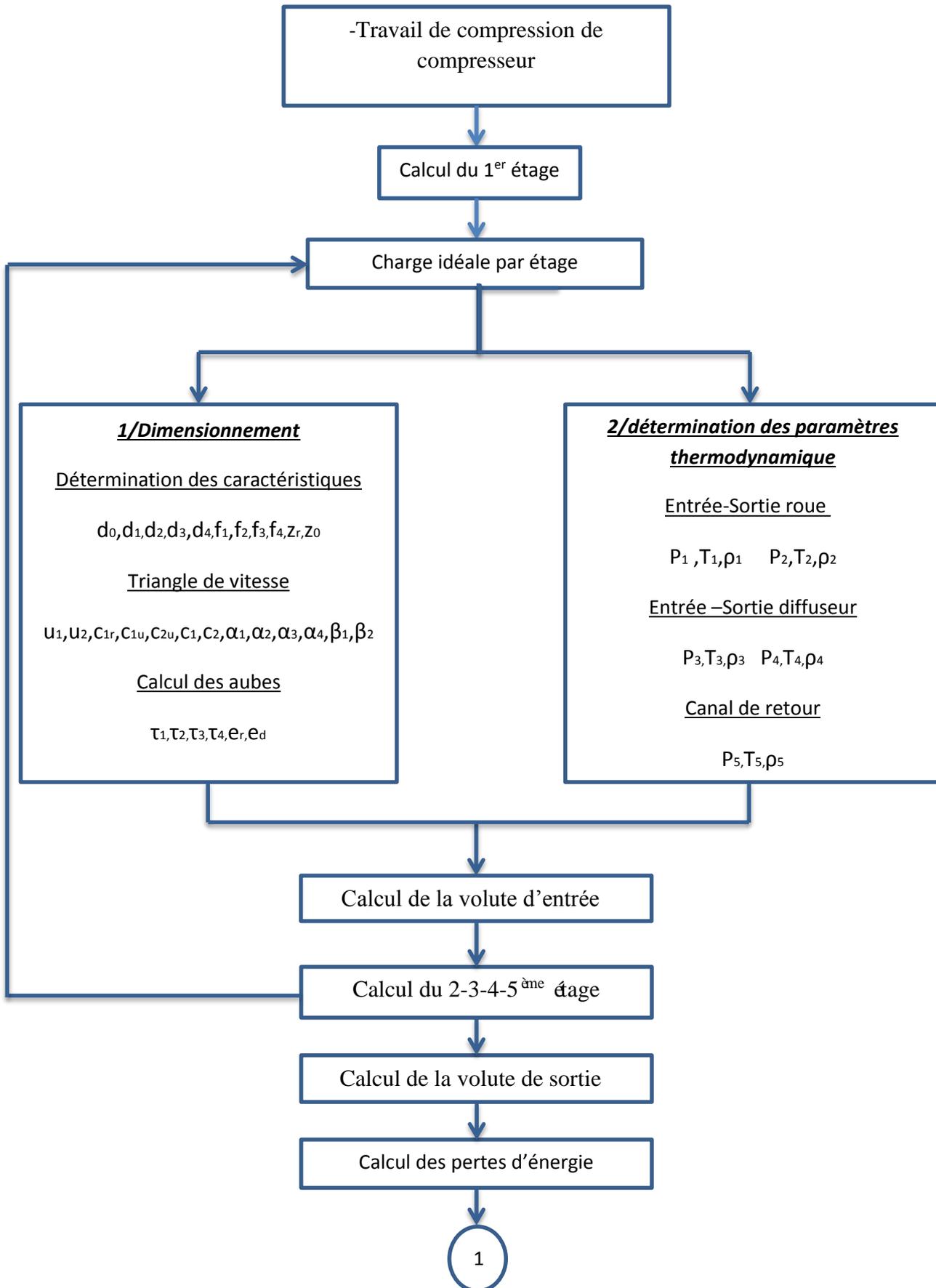
1 :	Se rapporte à l'entrée des aubes dans la roue
2 :	Se rapporte à la sortie des aubes dans la roue
3 :	Se rapporte à l'entrée du diffuseur
4 :	Se rapporte à la sortie du diffuseur
5 :	Se rapporte à l'entrée du canal de retour
R :	Se rapporte à la roue
d :	Se rapporte au diffuseur
A :	Aspiration
t :	Théorique
T :	Exacte

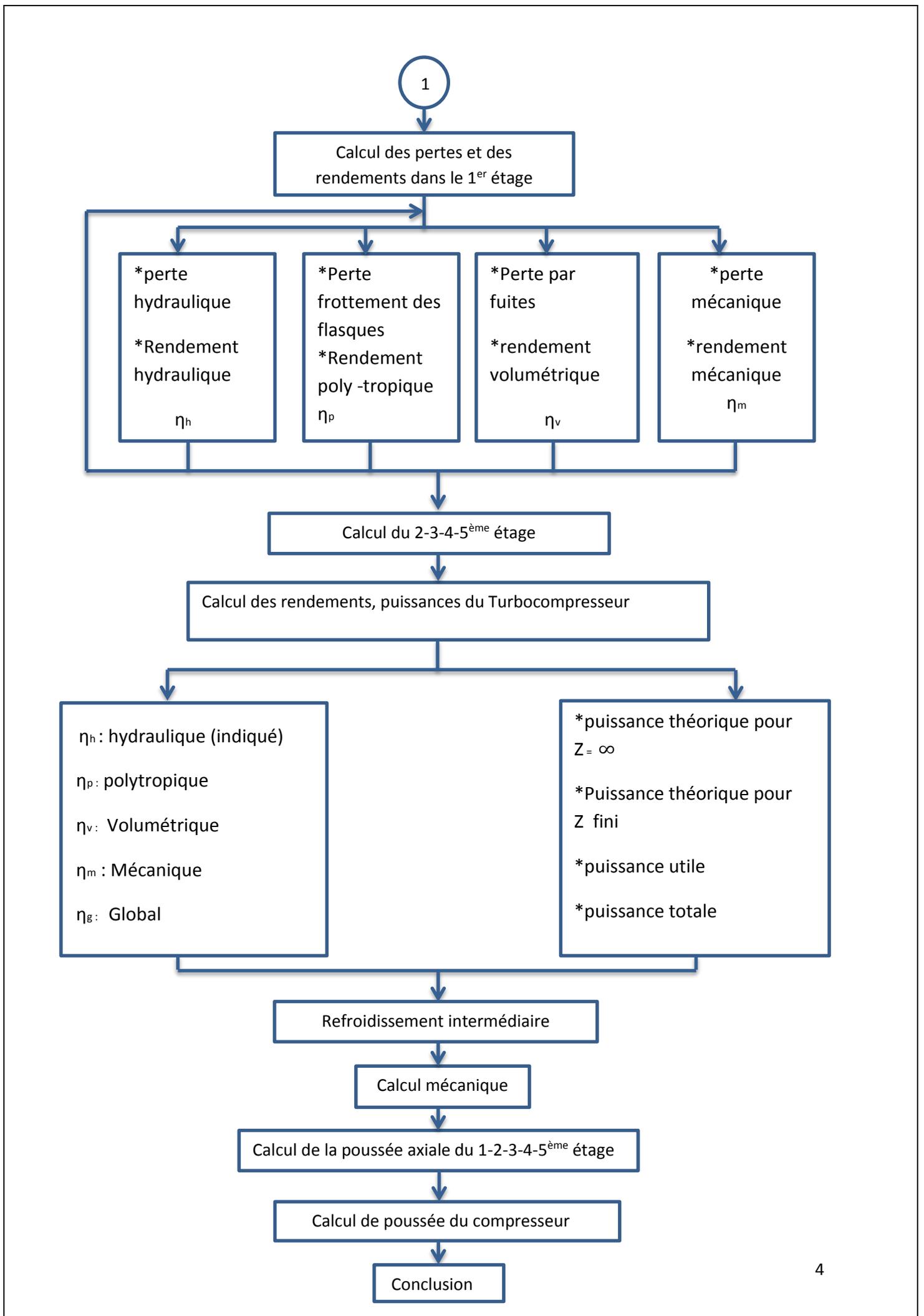
## **Introduction :**

L'installation de fractionnement d'air à la centrale à oxygène (COX) {COMPLEXE SIDER-EL HADJAR} est d'une importance capitale dans l'industrie sidérurgique. Donc, on envisage que la matière première de cette production est qui est d'une disponibilité permanente, doit gérer et consommée d'une façon commode et bénéfique. De ce fait l'emploi d'un Turbo compresseur est évidemment une nécessité dans notre installation. Ce dernier assure une fonction préliminaire dans l'installation de Fractionnement d'air puisqu'il sert à comprimer l'air à une pression de travail demandée, avec laquelle on assure les autres fonctions ultérieures qui sont nécessaires pour la production.

Cet aperçu doit nous faire sentir le rôle que joue un Turbocompresseur dans une telle installation et sa participation essentielle dans la production, d'où la nécessité de la connaissance de ces différents grandeurs qui exige un dimensionnement de ce dernier plus une étude thermodynamique. L'objet de notre étude au sien du complexe-SIDER-EL HADJAR et particulièrement à la centrale à oxygéné. Cette étude porte sur le dimensionnement d'un Turbocompresseur centrifuge à cinq étages type R1 805, constructeur : CCM-SULZER PARIS.

## Ordonnancement des étapes de travail





# I-Procédé

## **I- Procéd é:**

Le principe du procédé consiste à fractionner l'air liquéfié en ses différents composants en utilisant pour cela leurs différents points d'ébullition (Fig. I-1)

En conséquence une installation de fractionnement d'air doit être en mesure d'exécuter les opérations suivantes (Fig. I-2)

- 1-Comprimer l'air
- 2-Dessécher l'air et éliminer le gaz carbonique
- 3-Refroidir l'air à la température de liquéfaction
- 4-Liquéfier
- 5-Fractionner l'air
- 6-Eliminer les impuretés dangereuses

### **I-1 Fonctionnement des éléments constitutifs de l'installation (Fig. I-3)**

#### **Compression de l'air**

L'air nécessaire pour le fractionnement est aspiré à travers un filtre et ensuite comprimé à la pression requise pour le procédé. L'air comprimé est refroidi dans un réfrigérant final.

#### **Déséchant et élimination du gaz carbonique**

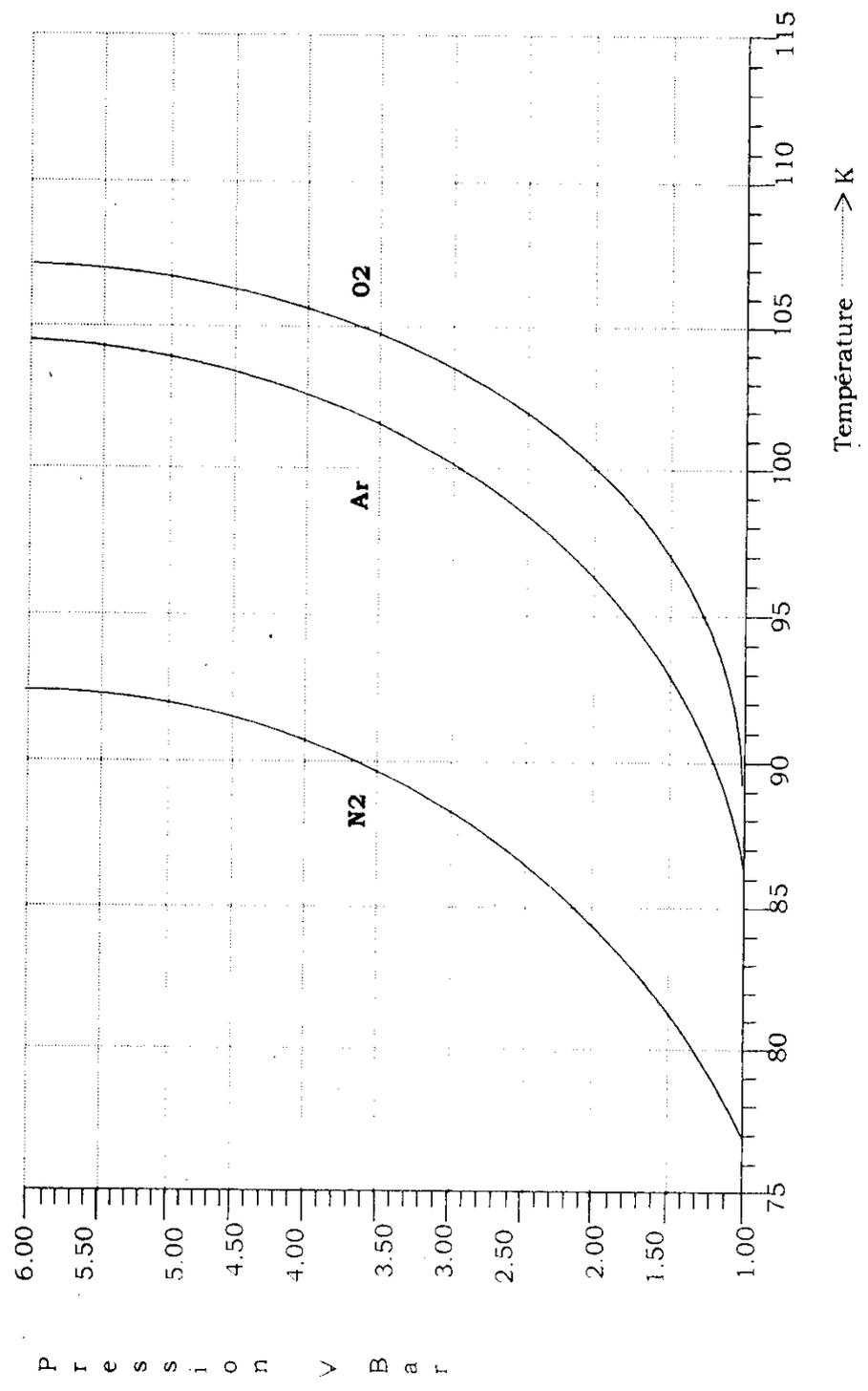
L'humidité et le gaz carbonique contenus dans l'air provoqueraient des obstructions par formation de glace et neige carbonique dans la partie basse température de l'installation. Dans ce type d'installation ces composants seront retenus lors du refroidissement de l'air dans les échangeurs réversibles (Revex).

#### **Refroidissement de l'air à la température de liquéfaction**

Dans les revexes, la température de l'air est abaissée jusqu'aux environs de la température de liquéfaction et il sera ensuite acheminé vers la cornière colonne moyenne pression. L'humidité et le gaz carbonique contenus dans l'air se déposent sous forme solide sur les parois des échangeurs réversibles. Ces derniers contiennent des passages fixes et d'autres non, les passages fixes sont ceux de l'azote pur, l'oxygène pur et l'argon pur, et les passages non fixes sont ceux de l'air et de l'azote impur.

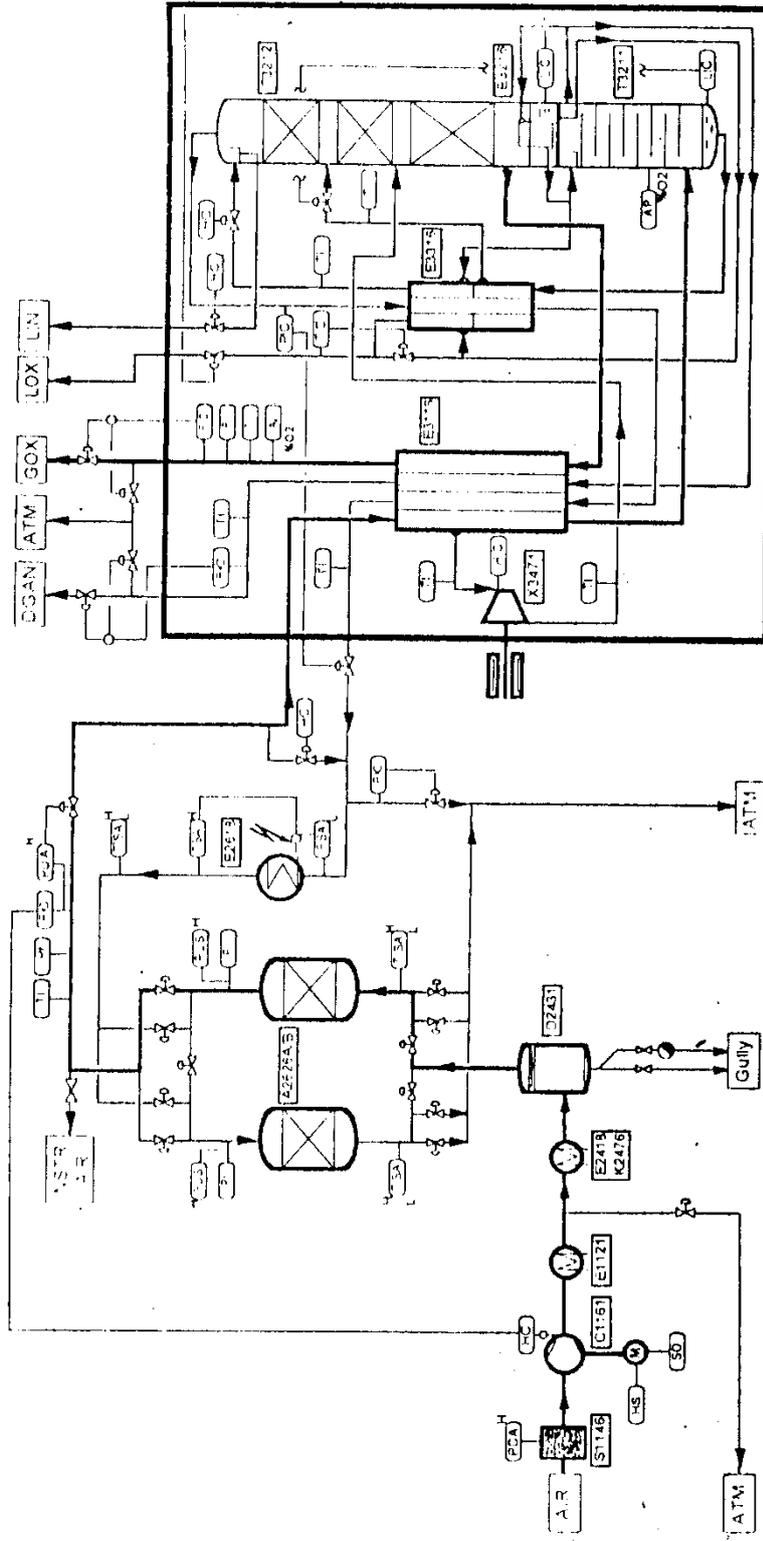
Les dépôts solides sont évacués avec le courant produit en alternant les courants d'air et de l'azote impur.

**Figure I-1 : Diagramme d'ébullition**



s

Figure I-3 : Installation de fractionnement d'air



Le produit lui même sera porté aux environs de la température ambiante, les produits en devants contenir ni l'humidité, né gaz carbonique traverseront les revexes.

### **Production du froid**

La consommation permanente du froid dans l'installation, causé par les pertes d'isolement, des échangeurs et par le soutirage, des produits liquides dans la partie basse température, sera ouverte par l'expansion de l'air dans les turbines de détente et par réglage des vannes utilisées dans ce but.

### **Liquéfaction**

La liquéfaction s'effectue dans les liquéfacteurs et condenseurs dans les liquéfacteurs facteur, l'air est condensé par échange de chaleur avec des produits gazeux froids. Ce liquide est amené dans la colonne moyenne pression. Dans le condenseur se produit un échange de chaleur entre l'azote gazeux et l'oxygéné liquide, En raison des pressions différentes que subissent ces produits .l'azote est liquéfié d'un côté tandis que l'oxygénés deux produits sont amenés aux colonnes correspondantes ou ils nécessaires pour maintenir le fractionnement.

### **Décomposition de l'air (FIG I -4)**

Dans la colonne moyenne pression se produit un fractionnement préliminaire de l'air en un liquide d'oxygène et azote. Le liquide riche en oxygène (environ 40% O<sub>2</sub>) est amené de la colonne moyenne pression vers la colonne basse pression à travers une vanne de réglage. il est introduit dans la colonne basse pression à l'endroit où la composition des liquides est identique. Une partie de l'azote liquide soutiré dans la partie supérieure de la colonne moyenne pression sera amené à travers une vanne de réglage dans le haut de la colonne basse pression suivant le type d'installation, ces liquide vont directement vers la vanne de régulation ou ils traversent au paravent un échangeur en vue d'un sous-refroidissement.

Dans la colonne basse pression a lieu le fractionnement final de l'air les produits oxygènes de la partie inférieure et azote de la partie supérieure de la colonne basse pression traversant alors différents échangeurs et sont amenés à la température ambiante pour la production de gaz très pur et d'autre gaz rares, des colonnes supplémentaires seront suivant le type d'installation branches en série ou en parallèle aux colonnes basse et moyenne pression.

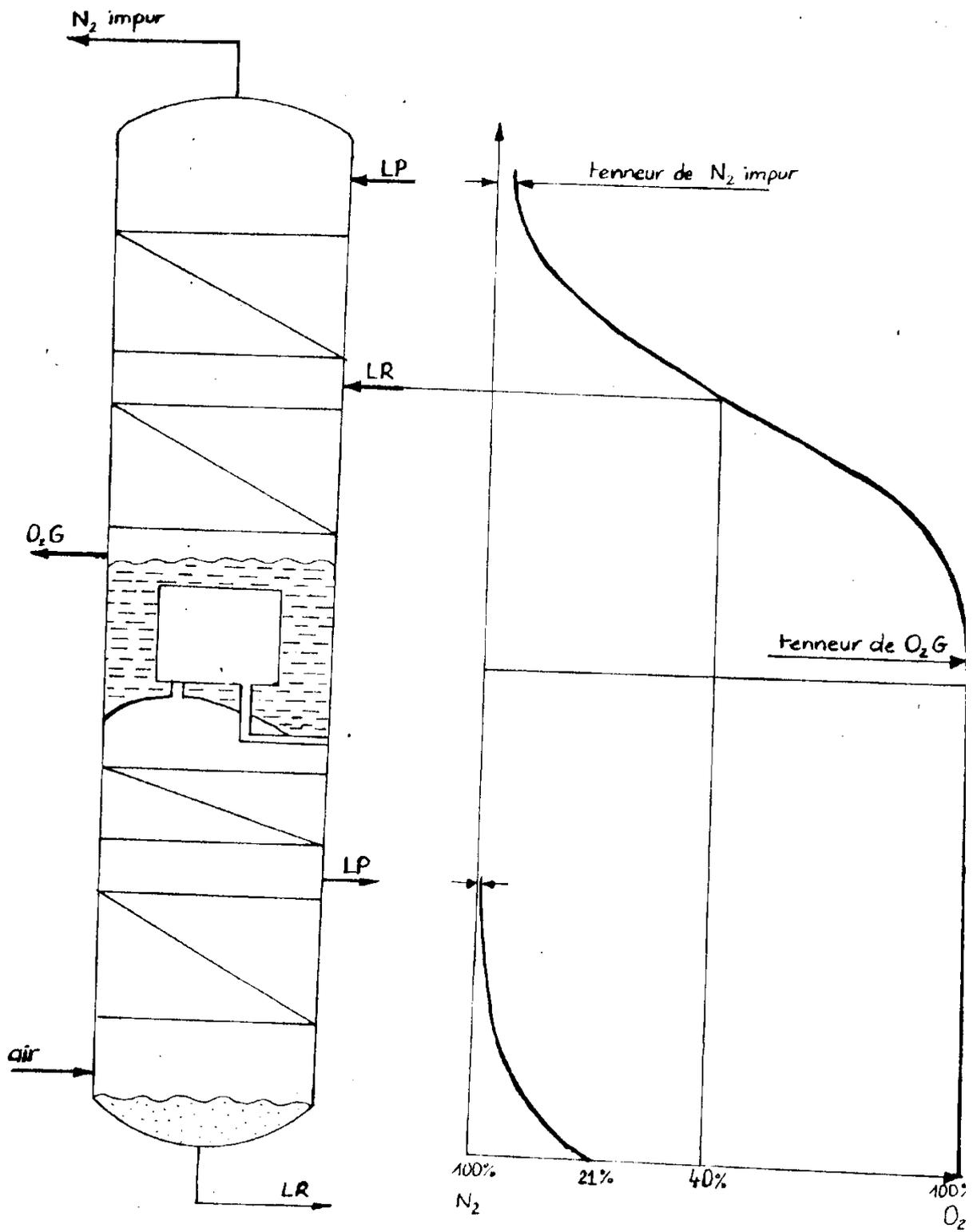


Figure I-4 Décomposition de l'air

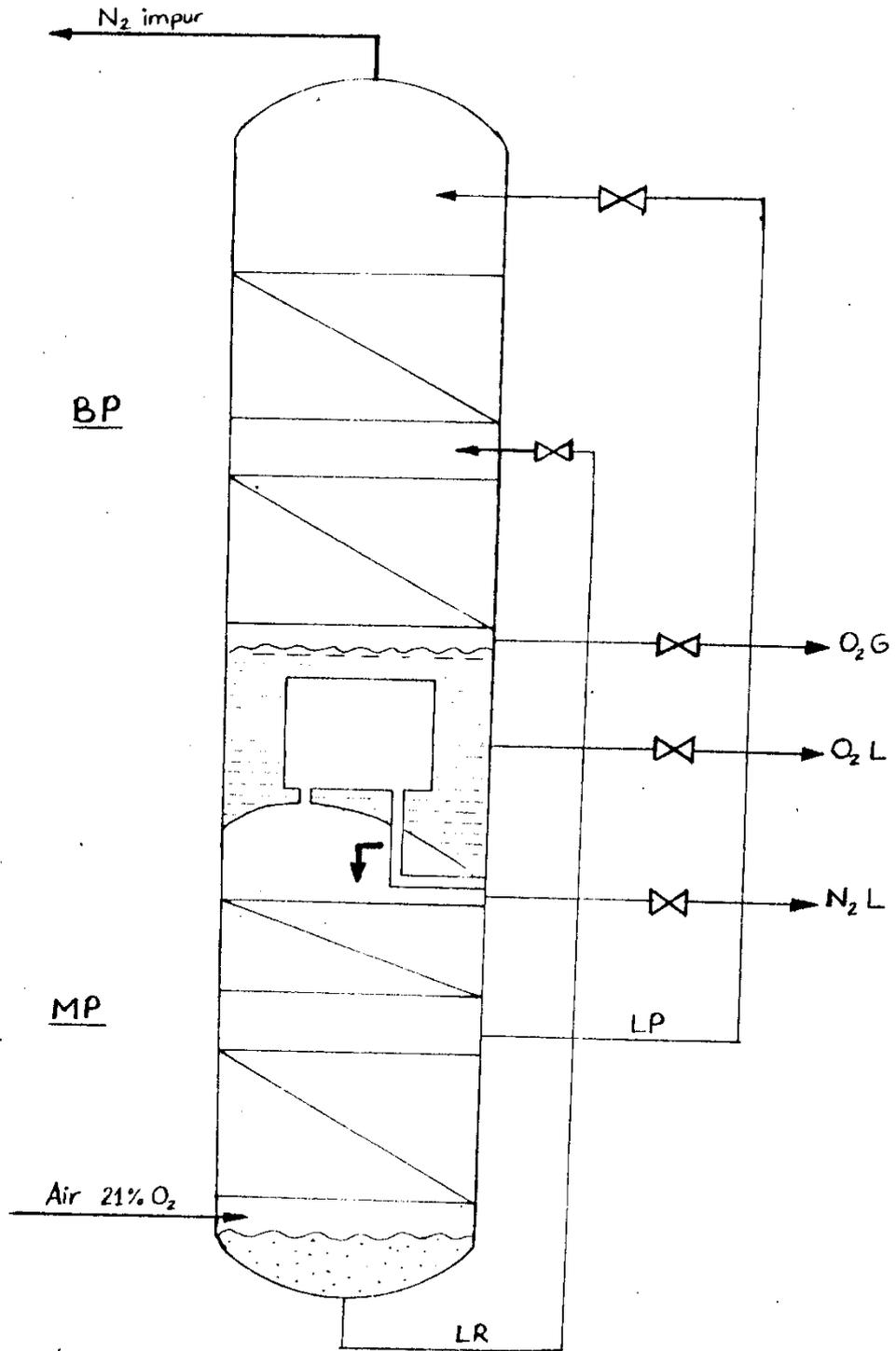


Figure I-4 Double colonne de rectification

## **Elimination des impurifications dangereuses**

La vaporisation continue d'oxygène dans le condenseur principal présente le danger d'un enrichissement en hydrocarbures.

Cet enrichissement peut être évité si l'on soutire en permanence du condenseur une certaine quantité d'oxygène liquide. A cette fin, l'installation sont équipées d'une purge par laquelle on soutire en permanence une quantité n'a pas besoin d'être en service si l'on soutire le produit oxygène sous forme liquide du condenseur principal.

De plus afin de retenir les Hydrocarbures, en particulier l'Acétylène, le gaz carbonique et autres impuretés nous pouvons prévoir certains absorbeurs. Les absorbeurs pour gaz sont placés sur la conduite d'air en amont de la colonne moyenne pression, les absorbeurs liquides sont montés dans la conduite amenant le liquide riche en oxygène de la colonne moyenne pression vers la colonne basse pression ou bien dans une boucle spéciale d'oxygène liquide du condenseur. suivant la conception de l'installation sont prévus une ou plusieurs sortes d'absorbeurs, ils peuvent être montés en fonctionnement, il est nécessaire de monter une pompe à oxygène liquide, une ou deux pompes peuvent être prévues.

## **Production d'argon**

La production d'argon de fait en trois phases. D'abord on produit de l'argon brut dans la colonne adéquate raccordée à la colonne basse pression. L'argon brut contient encore de l'oxygène et de l'azote, l'argon brut est ensuite réchauffé dans un échangeur et quitte la partie basse température. Dans la 2<sup>ème</sup> phase s'effectue l'extraction de l'oxygène. Pour la suite de procédé, l'argon brut doit être comprimé. Une quantité équivalente d'hydrogène à celle d'oxygène sera incorporé avant ou après la compression.

L'oxygène et l'Hydrogène réagissent à l'aide du catalyseur pour produire de l'eau. L'argon brut atteint alors une haute température et sera refroidi dans plusieurs échangeurs (échangeur à air, à eau, et groupe réfrigérant) l'eau produit sera évacuée dans un séparateur d'eau l'humidité alors restante sera captée dans d'hydrater à gel de silice.

La purification finale a lieu dans la 3<sup>ème</sup> phase. L'Argon sera refroidi jusqu'aux environ de sa température de liquéfaction et les traces l'Azote et d'hydrogène seront extraits de la colonne de rectification d'argon pur. L'Argon pur est recueilli dans la partie basse de la colonne, l'Argon peut être soustrait soit sous formes gazeuse ou liquide.

## **I-2 Conditions de base**

Composition de l'air

La composition de l'air atmosphérique, abstraction fait de son humidité ne varie que dans des limites assez étroites. Le tableau ci-dessous donne les principaux constituants de l'air sec

GAZ	Symbole	% en vol	%en poids
Azote	N2	78.1	75.5
Oxygéné	O2	20.95	23.1
Argon	Ar	0.93	1.29
Gaz carbonique	CO2	env. 0.03	0.05
Autre gaz rares	-	0.002	-

L'air se compose à 99.04% d'un mélange d'oxygène et d'Azote. la teneur de l'air en oxygène et en Azote est à près la même sur toute la surface terrestre. Ceci est aussi valable pour les gaz rares, qui représentent 0.93% en volume alors que la teneur en hydrogène, gaz carbonique et hydrocarbures varient dans certaines limites. la teneur de l'air en vapeur d'eau est très variable selon les conditions météorologiques et la situation locale.

La vapeur d'eau et le gaz carbonique ont des propriétés très différentes de celle de l'air. Dans le cas d'une sublimation de ces constituants (fonction de température et de la pression), ils peuvent alors obturer les faisceaux des échangeurs et les plateaux des colonnes de rectification. En conséquence, ces constituants doivent être éliminés avant le fractionnement de l'air (rectification).

Lors du fractionnement de l'air, les traces d'hydrocarbures, en particuliers l'Acétylène, peuvent constituer un danger pour l'installation. En effet ces impuretés peuvent se concentrer dans l'oxygène liquide et former un mélange explosif dès qu'une certaine concentration est atteinte. La concentration de  $C_2H_2$  dans l'oxygène liquide ne doit pas dépasser 0.1 PPM (1PPM= $10^{-4}$  [g/l]).

Les gaz rares, par contre, sont chimiquement neutres (gaz internes) et à l'exception de l'hélium et du néon, ne gênent pas le déroulement du procédé de fractionnement vu leurs points de liquéfaction très bas. Ces deux gaz rares restent gazeux lors du fractionnement.

Dans les condenseurs et liquéfacteurs on peut observer la formation des bulles d'Hélium, qui recouvrent les surfaces des échangeurs. De par ce fait, l'Hélium, est évacué continuellement à l'aide d'une vanne de régulation.

Les différents points de liquéfaction des constituants de l'air rendent possible une séparation par rectification.

### **I-3 Caractéristiques de l'air et de ses constituants**

#### **Air :**

- constituant de l'air : 21% oxygène env.  
78% Azote env.  
Le reste gaz rares et impuretés

-point d'ébullition : -194.5°C

Par liquéfaction et distillation fractionnée ultérieure, l'air peut être décomposé en ses constituants. En cas d'un contact avec l'air liquide reste pour un temps prolongé dans un récipient ouvert, la teneur en oxygène du liquide augmentera suite à l'évaporation de l'Azote se volatilisant plus facilement donc, l'air liquide prend de plus les caractéristiques de l'oxygène liquide.

#### **Oxygène :**

- symbole chimique  $O_2$
- points d'ébullition : -183.0°C

L'oxygène est un gaz incolore, inodore et atoxique. Sans oxygène une combustion n'est pas possible. Plus la teneur en oxygène est haute, plus la combustion est intensive et rapide. Même une augmentation de la teneur en  $O_2$  de l'air à 25% entraîne une combustion essentiellement plus animée. Beaucoup de matières, même des métaux qui ne peuvent pas être enflammés dans l'air atmosphérique normal, sont inflammables dans une concentration d'oxygène pur. A une concentration d' $O_2$  plus hautes les matières inflammables tendent fortement aux ignitions spontanées et aux explosions. L'oxygène sous pression ou l'oxygène liquide intensifie encore les réactions décrites.

## **Azote**

-symbole chimique : N<sub>2</sub>

-points d'ébullition : -195.8°C

L'Azote est un gaz incolore, inodore et atoxique, toute fois à hautes concentrations lors de la respiration, l'Azote mène vite à la mort asphyxie suite au manque d'O<sub>2</sub>

L'Azote évite des procédés de combustion, par conséquent, l'Azote est souvent utilisé comme gaz inerte (gaz de protection) pour des matières inflammables et explosibles pour chasser l'O<sub>2</sub> de l'air.

### **Rectification**

L'emploi de ce procédé d'obtenir une grande pureté et un bon rendement. la rectification de l'air consiste en un échange oxygène/Azote entre les phases liquides et gazeuses, allant de haut en bas à contrecourant du mélange gazeux d'oxygène et d'Azote le point marquant est qu'en tout lieu, la fraction gazeuse a une teneur en oxygène à ébullition difficile supérieure à l'état d'équilibre que provoquerait la phase liquide.

Ce déséquilibre a pour conséquence que le gaz et le liquide en contact, ont tendance à vouloir atteindre l'état d'équilibre par échange interne. En conséquence, l'oxygène qui a une ébullition plus difficile passe donc de préférence de l'état gazeux à l'état liquide. Mais pour rendre cela possible, il faut que la même quantité d'Azote passe de l'état liquide à l'état gazeux, et que la chaleur libérée par l'oxygène passe à l'Azote. le gaz ascendant est de plus en plus pauvre en oxygène, tandis que le produit liquide ruisselant lui est de plus en plus riche en oxygène.

### **I-4 Éléments constitutifs**

L'installation 1080/0382 et 1080/081 complexe SIDER El-Hadjar d'Annaba se compose des éléments ci-dessous :

#### **Compresseur**

2 Turbo compresseur d'air

4 compresseurs à piston d'oxygène

1 compresseur à piston d'Azote

1 compresseur à piston mixte (O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>)

#### **Équipement de refroidissement**

2 Tour de lavage SC1-1

1 Tour de refroidissement CT1-4

2 Séparateurs d'eau WS2-WS3

1 Réfrigérant à air AC3

1 Réfrigérant à eau AC4

#### **Echangeurs thermiques**

Echangeurs à plaque pour air R1-2-3-4-5-6-7-8

Echangeur à faisceaux E1-2-5-6-10 E1-2-5-6

Liquéfacteurs à faisceaux E3-4-7

Évaporateurs d'argon EV

Condenseur principale K1

Condenseur d'argon brut K3

Condenseur d'argon pur K4

#### **Colonnes de rectification**

2 Colonnes HP C1 C1

2 Colonnes BP C2 C2

1 Colonne d'argon brut C3

1 Colonne d'argon pur	C4	
<b>Absorbeurs</b>		
2 absorbeurs de recyclage	A3	A3
4 Absorbeurs de d'Acétylène	A1, A2, A1, A2	
<b>Réservoirs produits liquides</b>		
1 Réservoir d'Oxygène liquide	LV1	
2 Réservoirs d'Azote liquide	LV2-LV3	
1 Réservoir d'Argon liquide	LV4	
<b>Réservoirs produits gazeux</b>		
14 Réservoirs d'O2	PV1-14	
2 Réservoirs de N2	PV15-16	
<b>Machines de production de froid</b>		
4 Turbines de détente	T1-1/T2-1	T1-2/T2-2
2 Refroidisseurs de liquide	RC 1-1	RC1-2
1 Groupe de réfrigération du Fréon	RC3	
1 Echangeur à faisceaux	WC	
<b>Pompes</b>		
4 Pompes à eau (tour de lavage)	WP1-1, WP2-1	WP1-2, WP2-2
4 Pompes à oxygène liquide	OP1-1, OP2-1	OP1-2, OP2-2
3 Pompes à eau (tour de refroidi)	WP5-6-7	
4 Pompes à oxygène liquide	OP1, OP2	OP1, OP2
2 Pompes HP pour O2 liquide	OP3-4	
<b>Installation diverses</b>		
3 Filtres à eau	WF1-WF2-WF3	
2 filtres à air	AF1-1 AF1-2	
2 Filtres d'air d'instrumentation	AF5	
2 Ballon –tampon		
1 Silencieux	SL1	
2 Silencieux	SL2 SL3	
2 Déshydrateurs	GD1-1/GD1-2	
1 Récipient de préparation AV		
<b>Vannes</b>		
Liste de vannes et robinetteries (près de 800 vannes environ)		

## II- Notions de bases

## II- Notions de bases

### II-1 Définition des Turbomachines

Le vocable général de « Turbomachine » a été attribué par la première fois par « AUGUSTE RATEAU » aux appareils dans lesquels un échange d'énergie a lieu entre, d'une part un ensemble mécanique dit rotor tournant autour d'un axe à vitesse constatante et d'autre part, un fluide en écoulement quasi permanent.

Cette définition exclut les machines rotatives dites volumétriques ou cet échange a lieu par déformations de capacités à l'intérieur desquelles le fluide est temporairement prisonnier. Schématiquement, une turbomachine réceptrice, prélevant de l'énergie à un flux continu de fluide, la transforme en une énergie mécanique capable de maintenir en mouvement permanent une autre machine.

Ainsi, une turbine hydraulique traversée par un débit constant d'eau dont la pression subit, entre son entrée dans la turbine et sa sortie un abaissement sensible, utilise la différence d'énergie correspondante, au maintien d'un couple sur son arbre, celui-ci assure la rotation d'un alternateur, qui transmet à son tour cette énergie sous forme électrique à un réseau de distribution.

Inversement, une Turbomachine génératrice utilise l'énergie cédée par une autre machine, pour accroître l'énergie contenue dans le fluide qui la traverse. Par exemple, un compresseur d'air en absorbant l'énergie fournie par un moteur électrique qui lui est accouplé, aspire de l'air à une pression basse et le restitue à une pression plus élevée. Une Turbomachine est donc obligatoirement liée à un autre appareil générateur si la machine est réceptrice et inversement récepteur si elle est génératrice.

#### II-1.1 Classification

On a vu auparavant que ces machines se subdivisent en deux grandes familles : réceptrice et génératrice. La famille des réceptrices contient les turbines hydrauliques, à vapeur et à gaz. On pourrait également ranger dans ce groupe les aéro-moteurs tels que les éoliennes.

La famille des génératrices comprend les pompes, caractérisées par le fait que l'énergie s'y trouve transmise à un liquide. Elle comprend aussi Ensemble constituée par les ventilateurs, les soufflantes et les compresseurs où l'énergie est transmise à un fluide gazeux. Dans d'autres, turbines à vapeur ou à gaz, soufflantes, compresseurs, la variation du volume spécifique ne peut être négligée. Le classement peut donner s'effectuer aussi en deux catégories, suivant que la compressibilité du fluide intervient ou non.

Donc on appelle Turbomachine, toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues (ou rotor) réunies d'aubes ou (ailettes) et tournant autour d'un axe ; les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule. Les aubes sont des obstacles profilés, plongés dans l'écoulement. On appelle grille d'aubes, un ensemble fixe ou mobile d'obstacles (d'aubes), déduits les uns des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisé pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger avec lui des efforts mécaniques.

L'échange de l'effort mécanique résulte de la différence de pression entre les deux faces d'une aube. Sur l'intrados d'une aube, la pression est plus élevée que sur l'extrados. La Turbomachine qu'elle soit motrice ou réceptrice comprend un rotor, animé d'une vitesse de rotation uniforme. Elle est traversée par un fluide qui s'écoule de façon permanente. Vitesse de rotation uniforme du rotor et écoulement permanent du fluide sont les caractéristiques essentielles des turbomachines. Ces dernières assurent un transfert d'énergie entre arbre propre et un fluide en mouvement. Ce transfert peut s'effectuer dans les deux cas suivants :

- Une récupération de l'énergie du fluide sur l'arbre de la machine

(fonction réalisée par les machines du type turbine)

-Une augmentation de l'énergie du fluide par fourniture d'énergie mécanique sur Arbre de la machine (fonction réalisée par les machines du type compresseur, ventilateur, pompe)

## **II-2 Turbocompresseur**

Les Turbocompresseurs sont des Turbomachines qui réalisent la compression de l'air sans lui imposer diminution de volume. Us sont très répandus dans l'industrie moderne, ils fonctionnent comme des machines individuelles (compresseurs alimentant les mines, les hauts fourneaux, les foyers des chaudières...etc.) et dans les groupes de machines (Turbosoufflante de suralimentation de moteurs à piston, turbine à gaz, Turbomoteurs...etc. Dans la famille des Turbocompresseurs on distingue :

- a) Compresseur : machine dont le gain de pression est supérieur à 2 bar.
- b) Pompe à vide : machine qui refoule un gaz de la zone à très basse pression à la zone de pression atmosphérique ou la pression est inférieure à la pression atmosphérique.
- c) Soufflante : machine dont le gain de pression net compris entre 0,1 à 2 bar.
- d) Ventilateur : le gain de pression ne dépasse pas 0,1 bar.

### **II-2.1 Types de Turbocompresseurs Compresseur axial**

Le compresseur axial est un compresseur dans lequel l'air évolue entre les aubes disposés sur un même cylindre. La veine fluide traverse alternativement les aubes fixes, qui servent à la fois de diffuseur pour la roue qui suit.

L'élévation de pression produite dans un étage du compresseur axial est notablement plus faible que celle qui a lieu dans un étage du compresseur centrifuge, d'où pour une pression de refoulement égale, le nombre d'étage est deux à trois fois supérieur à celui d'un compresseur centrifuge.

#### **Compresseur centrifuge (radial)**

Le compresseur centrifuge est un compresseur dans lequel le parcours de l'air dans la roue mobile est dirigé du centre vers la périphérie, pendant ce trajet l'air acquiert une légère surpression et une grande vitesse de sortie qui se transforme ensuite en pression dans le diffuseur. Mais l'augmentation totale de pression est toujours assez faible car la vitesse circonférentielle de la roue est limitée par la fatigue du métal qui la constitue, donc pour obtenir des pressions élevées exigées, il est nécessaire de disposer plusieurs roues en série qui constituent les étages du compresseur.

Le nom compresseur radial provient de la direction principale de l'écoulement, elle est radiale, perpendiculaire à l'axe de la machine.

#### **Notion d'étage**

Un étage du Turbocompresseur se compose de partie mobile appelé rotor (ou rouet) et une partie fixe appelé stator (diffuseur).

#### **Rôle de la roue mobile**

Assurer le transfert d'énergie entre le fluide en mouvement et la roue mobile. Cet échange d'énergie peut s'effectuer sous forme d'énergie potentielle, d'énergie cinétique ou indirectement d'énergie calorifique.

#### **L'énergie calorifique**

Il n'y a pas d'énergie calorifique échangée entre le fluide et la roue. Cependant un phénomène de dissipation apparaît principalement dans la zone située près des parois (couche limite) et réalise une transformation de la forme d'énergie du fluide, et non pas un transfert d'énergie fluide- parois. L'importance de ces phénomènes de pertes (de

pression d'arrêt) conditionne la valeur du rendement de la machine.

Dans la majeure partie des cas la faible surface des parois extérieures de la machine avec les augmentations du débit rendent négligeable les échanges calorifiques entre fluide et milieux extérieur. Autrement dit ces parois peuvent être considérées comme adiabatiques

### **Rôle de la roue fixe**

Modifier la forme d'énergie (énergie cinétique en pression). La partie fixe d'un compresseur est appelé diffuseur peut être aube ou non, dans ce dernier cas la récupération de pression statique s'effectue à cause de l'augmentation de la vitesse de passage du à l'augmentation du rayon.

### **Remarque**

Pour les grands débits à pression modérée ; les compresseurs axiaux sont préférés aux compresseurs centrifuges en raison de leur encombrement et de leur poids beaucoup plus faible. Parce que l'air évolue constamment sur le cylindre correspondant au diamètre des roues et que celles-ci ne sont plus entourées par les diffuseurs et les canaux de retour, d'où ils sont beaucoup employés dans le cycle de la turbine à gaz et en particulier dans les groupes Turbopropulseurs et surtout Turboréacteur d'avion.

## **II-3 Autres données techniques**

### **II-3.1 Vitesses, vitesse de rotation**

Pour mettre en œuvre le principe de fonctionnement des Turbocompresseurs on tâchera d'imposer une vitesse aussi élevée que possible du gaz, par conséquent aussi aux élévations prévus à cet effet, donne aux aubes mobiles. L'augmentation de la vitesse est limitée surtout par deux facteurs :

La sollicitation mécanique des parties rotatives par la force centrifuge. La vitesse périphérique des roues motrices des compresseurs radiaux ne doit pas dépasser la limite donnée par la résistance mécanique de la construction et des matériaux utilisés (pour notre Turbocompresseur ordre de grandeur 350 [m/s]).

Lorsqu'on s'approche de la vitesse du son, on rencontre des phénomènes d'écoulement difficiles à maîtriser, on ne dépasse guère cette limite aujourd'hui. On a ce problème surtout dans les compresseurs axiaux. Ces deux facteurs touchent en premier lieu le rapport de pression possible par étage. Le débit dépend des sections des canaux d'écoulement.

On peut en déduire que les rotors de grands diamètres requis pour les grands débits doivent tourner plus lentement que les rotors de faibles diamètres.

### **II-3.2 Puissance, Rendement**

Comme mentionné ci-dessus, toute compression entraîne l'échauffement du gaz. Cet échauffement est le plus souvent indésirable mais, suivant une loi de la nature, ne peut pas être empêché. On tente de réduire cette, transformation partielle de la puissance d'entraînement en chaleur indésirable par des constructions soignées.

Le rapport entre l'augmentation de l'énergie sous forme de pression obtenue par le compresseur et la puissance totale d'entraînement s'appelle rendement. Le rendement est l'indice de la qualité de la machine. La puissance à livrer par la machine motrice dépend de la nature du gaz, du débit, de la pression d'aspiration et de la pression de refoulement ainsi que du rendement.

### **II-3.3 Refroidissement intermédiaire**

L'échauffement du gaz au cours de sa compression entraîne une augmentation de son volume. La puissance d'entraînement requise est proportionnelle au volume, il en

découle que plus le gaz est chaud plus il faut d'énergie pour obtenir le même augmentation de sa pression.

Donc L'échauffement indésirable mais inévitable fait encore augmenter le besoin en puissance d'entraînement. On peut songer donné à dissiper la chaleur générée au cours de la compression même. En pratique, on ne peut y procéder qu'entre les étages du Compresseur, à cette fin, on fait passer le gaz par un réfrigérant intermédiaire.

Le refroidissement intermédiaire demande une construction sensiblement plus élaborée et plus coûteuse, d'autre part, il a l'avantage de réduire la puissance d'entraînement requise et d'augmenter ainsi le rendement global. Pour des rapports de pression importants, on utilise toujours le refroidissement intermédiaire sans ce dernier non seulement la consommation en énergie d'entraînement sera plus élevée, mais aussi la température finale très élevée poserait des problèmes de construction et de matériaux.

### II-3.4 Caractéristique du compresseur

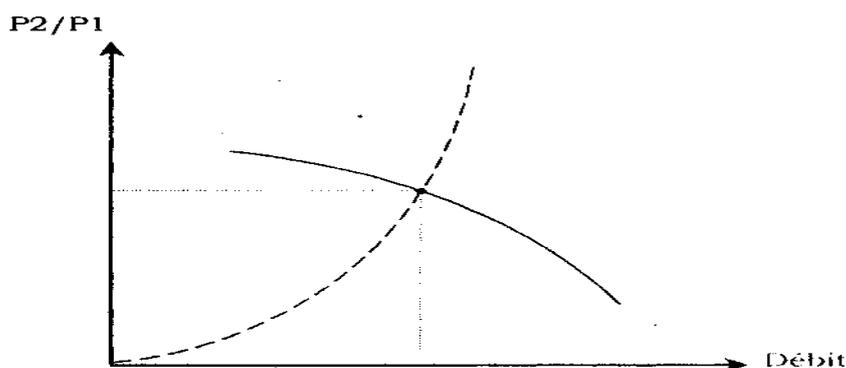
Le rapport de compression d'un compresseur n'est pas une grandeur isolée, mais dépend des systèmes précédents et suivants.

Une considération simple démontrera ce fait ; un compresseur à air travaillent avec Inspiration et refoulement ouvert débitera bien une certaine quantité d'air, il n'y aura toutefois pas de différentiel de pression entre les deux côtes, vu qu'on a la pression atmosphérique, partout. D'autre part, si la sortie est reliée à un récipient ferme, de l'air y est refoulé de façon continue par le compresseur. Sans limitation quelconque, la pression dans le récipient monterait indéfiniment.

### II-3.5 Diagramme Pression - Volume

La caractéristique d'un compresseur est fort bien illustrée par un diagramme dans lequel le débit est porté sur l'axe horizontal et le rapport de pression sur l'axe verticale (Fig. II.3) une vitesse constante, le diagramme est similaire pour tous les compresseurs sans dispositifs de réglage. Lorsque le rapport de pression monte, le débit diminue plus ou moins lentement. Si la caractéristique du consommateur (d'habitude une courbe d'allure parabolique, passant par l'origine) est portée dans le diagramme, le point d'intersection des deux courbes définit le point de fonctionnement. Du compresseur. Sans réglage, il est impossible de travailler à une pression ou un débit différent.

Figure II.3



### II .3.6 Pompage

Dans ce diagramme [II-V] les caractéristiques s'arrêtent à un certain rapport de pression. On s'est habituée à cette présentation, mais au fond elle est incomplète. On devrait prolonger la courbe jusqu'au secteur des débits négatifs. On peut expliquer l'origine de la branche négative de cette caractéristique par l'exemple du cabrage d'un avion.

L'inclinaison d'une aile portante par rapport à la direction d'écoulement ne doit pas dépasser un certain angle. Si cet angle est dépassé, l'écoulement se détache de la paroi et un tourbillonnement s'ensuit. La portance est perdue et l'avion s'affaisse.

On rencontre le même phénomène sur les aubes du rotor d'un compresseur lorsque le rapport de pression est augmenté et par conséquent la vitesse d'écoulement est diminuée.

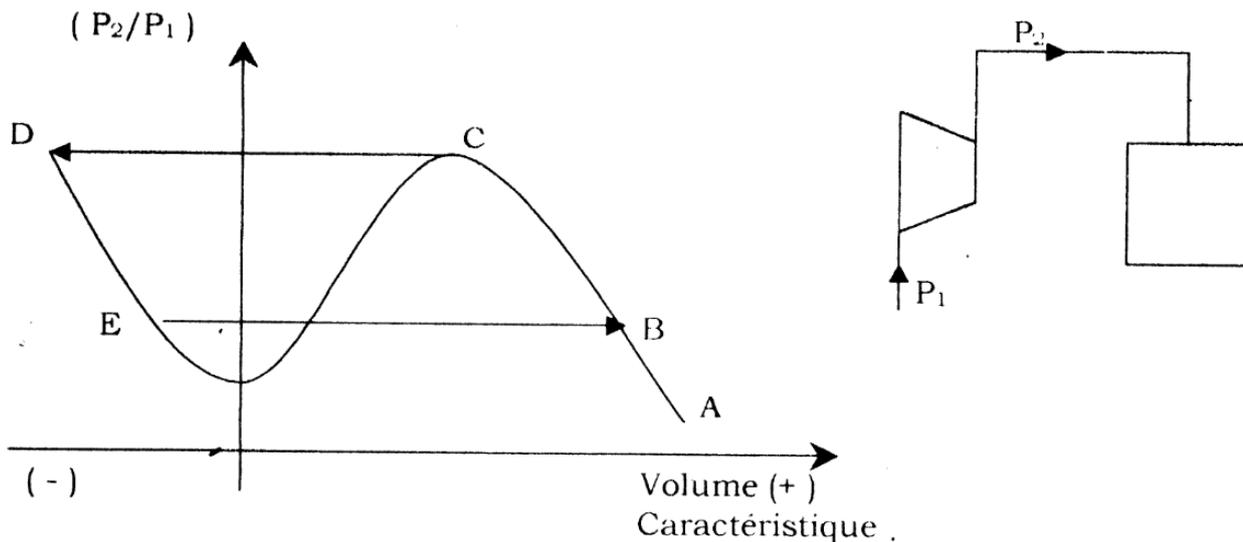
On peut suivre ce procédé à l'aide de la caractéristiques (Fig. II.4) d'un Turbocompresseur lorsque ce dernier refoule de l'air dans un récipient fermé. Nous partons du point A, le récipient est rempli peu à peu la pression y monte et le débit est réduit selon la caractéristique. En passant par le point B, on arrive au point C, où la vitesse est tellement réduite que l'écoulement se détache des parois des aubes du rotor.

Le compresseur ne peut pas maintenir la pression atteinte. Une quantité d'air à cette pression se trouve toute fois accumulée dans le récipient cet air s'écoule à rebours à travers le compresseur, le point de fonctionnement se trouve transposé de C à D. La pression dans le récipient selon la branche négative de la caractéristique.

Arrive au point E, le rapport de pression diminue suffisamment de façon à permettre l'adhérence de l'écoulement aux parois des aubes du rotor. Le compresseur reprend le refoulement dans le récipient, le point d'opération est reporté au point B, sur la branche positive de la caractéristique et le cycle peut recommencer.

A cause des bruits, cycliques, produits ce phénomène est appelé pompage. Le pompage peut provoquer des sollicitations importantes dans la machine et doit être évité à tout prix par des mesures appropriées.

**Figure II.4**



## II-4 Principe de construction des Turbocompresseurs

Les composants correspondants des Turbocompresseurs de différentes tailles sont similaires entre eux. Les dimensions sont déterminées par la nature de gaz, par les conditions d'aspiration et par le rapport de pression. Les caractéristiques les plus importantes, sont les sections des canaux d'écoulement, le diamètre du rotor, le nombre d'étage, la vitesse de rotation, la puissance, l'épaisseur des parois ainsi que le choix des matériaux de construction.

### II-4.1 Compresseurs radiaux

Le compresseur radial comprend un corps contenant un ou plusieurs étages, chacun de ces derniers est composé d'une roue mobile à aubes et d'un diffuseur. Le gaz arrive dans une roue aubée et sort des espaces annulaires par des tubulures. Entre les étages, des canaux de reprise sont prévus.

L'étanchéité entre le corps et l'arbre est assurée par des boîtes d'étanchéité. Le rotor est supporté par des paliers radiaux. Un palier de butée qui peut toutefois se trouver aussi dans la machine motrice ou dans le multiplicateur, assure le guidage axial du rotor par rapport au corps.

### II-4.2 Détails de quelques composants

#### Rotor

Tous les rotors (Sultzler) sont construits comme structure élastique, c.-à-d. que la vitesse de service est supérieure à la fréquence propre du rotor.

Les arbres sont forgés et se composent d'une seule pièce à l'exception de ceux des très grands compresseurs axiaux entraînés par moteurs électriques. Ceux sont construits comme arbres creux et soudés. Pour les compresseurs centrifuges, les roues sont frettées et arrêtées par des goupilles radiales cylindriques. Les éléments d'étanchéité (Labyrinthes) sont si possible toujours logés dans l'élément rotatif.

Cela évite grandement une déformation de l'arbre en cas de frottement. De plus des particules d'impureté sont catapultées par la force centrifuge, ce qui évite une accumulation entre les labyrinthes, ce qui est d'une très grande importance. Comme les éléments de distance ou d'étanchéité entre les étages on n'utilise pas de douille. Les tourillons des arbres en acier inoxydable sont munis de douilles pour obtenir un bon appariement avec la

matière des paliers. Les manchons d'accouplement sont frettés hydrauliquement et n'ont pas de clavettes. Aux parties des anneaux flottants, les surfaces sont plaquées d'une matière résistante et ne sont pas munies de douilles.

Ces caractéristiques de construction garantissent une très haute stabilité des rotors dans tous les domaines de vitesse et une sensibilité relativement basse centre le balourd, même proche de la vitesse critique tous les éléments des rotors sont équilibrés individuellement à basse vitesse avant de les monter sur l'arbre, ensuite le rotor complet est équilibré à haute vitesse.

### **II-4.3 Roues des compresseurs radiaux**

#### **Roues ouvertes**

La roue consiste en un disque muni d'un certain nombre d'aubes radiales le plus souvent les roues sont précédées d'une roue préliminaire dont les aubes sont voilées.

Avantage : rapport de pression élevé

Désavantage : caractéristique raide.

#### **Roues fermées**

La roue consiste en un disque à moyeu et un disque de recouvrement et entre les deux est disposées aubes, généralement courbées vers l'arrière. Construction : rivetée, brasée, soudée, ou coulée. Il s'agit du genre de roue utilise le plus souvent à cause de sa caractéristique avantageuse.

#### **Diffuseur**

La roue mobile est suivie par un diffuseur prévu pour transformer l'énergie cinétique du gaz sortant de la roue en pression.

Le plus souvent, c'est un canal annulaire à parois parallèles qui peut être aussi muni d'aubes. La section de ce canal est augmentée avec le diamètre, par conséquent la vitesse diminue provoquant ainsi une augmentation de la pression.

## **II-5 Comportement en service, Réglage**

Comme nous l'avons vu, le Turbocompresseur sans moyen de réglage n'a qu'une seule caractéristique. Avec une caractéristique de consommateur déterminée, il n'y a qu'un seul point de fonctionnement possible. Bien sûr, on demande toujours une certaine possibilité d'adaptation pour la pression ou pour le débit. Par des mesures appropriées, on peut obtenir au lieu d'une seule caractéristique, une plage de caractéristiques.

Les mesures les plus importantes mises en œuvre sont énumérées ci-dessous :

### **II-5.1 Variation de la vitesse**

La première méthode qui s'impose pour le déplacement de la caractéristique consiste en la variation de la vitesse de rotation du compresseur. La plage des caractéristiques contiendra une caractéristique pour chaque vitesse l'une a peu près parallèle à l'autre.

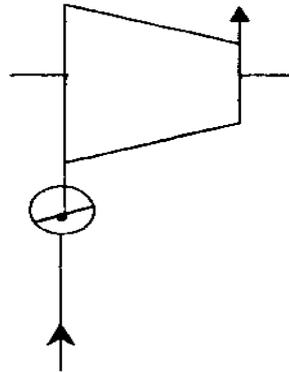
La plage est limitée par les caractéristiques des vitesses minimum et maximum d'une part et par une courbe, définie par les points de pompage, la limite de pompage, d'autre part la variation de vitesse n'est appliquée pratiquement que lors de l'entraînement par turbine à vapeur ou à gaz.

L'installation pour entraînement par moteur électrique serait trop onéreuse. On se sert donc d'autres moyens.

### **II-5.2 Etranglement de l'aspiration**

Pour une vitesse constante du compresseur, le débit ou la pression peuvent être variés par l'étranglement du côté aspiration, le plus souvent par une vanne papillon. Ainsi la pression d'aspiration et par conséquent, le débit d'aspiration ainsi que la pression finale se trouveront plus ou moins réduits. La plage des caractéristiques ressemble à celle pour la variation de la

vitesse. Il ne faut pas oublier toute fois que l'étranglement est toujours lie à des pertes et ainsi le rendement du compresseur se gâte pour les régimes à charge partielle.



### II-5.3 Réglage par évacuation ou par refoulement du retour

La pression ou le débit peuvent être réglés aussi par l'évacuation (de l'air) ou par le refoulement de retour (d'autres gaz) d'un débit ajustable. Le refoulement s'effectue dans la turbine d'aspiration.

Cette méthode de réglage est encore moins rentable que celle par l'étranglement de l'aspiration, c'est pourquoi dans le passé on construisait des compresseurs avec turbine de récupération. Soit avec corps séparé au compresseur, soit dans le corps même du compresseur une turbine de détente est prévue. Elle permet de récupérer au moins partiellement l'énergie contenue dans le gaz refoulé en trop et évacué.

Le désavantage de ce réglage est la ventilation de la turbine en régime de pleine charge, ce qui demande de l'énergie d'entraînement. Le rendement se trouve donc réduit en régime de pleine charge.

Pour cette raison des méthodes plus avantageuses qu'on utilise presque exclusivement à présent ont été développées.

### II-5.4 Réglage par prérotation

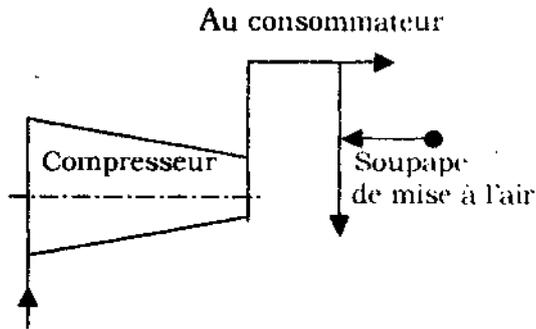
Dans les compresseurs radiaux, un mouvement giratoire est imposé au gaz avant son entrée dans la roue à aubes (le plus souvent pour le premier étage seulement) par des aubes directrices ajustables en service. Le sens giratoire se fait dans le sens de rotation de la roue.

### II-6 Prévention de pompage

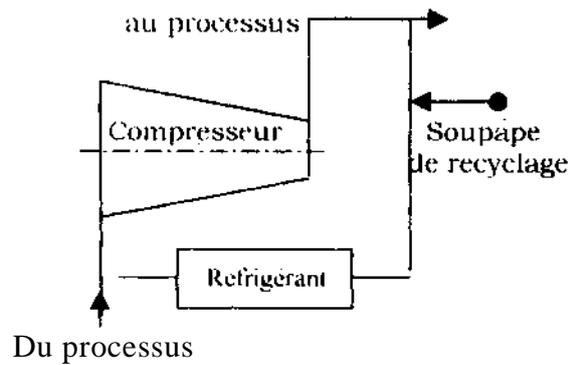
Comme mentionne auparavant, certains composants sont excessivement sollicités par le pompage, ce qui peut conduire à des avaries avec le temps. Parmi les dispositifs de sécurité les plus importants des Turbocompresseurs, on trouve pour cette raison, le réglage anti-pompage.

En pratique, il s'agit le plus souvent d'un réglage par évacuation ou par refoulement en retour, décrit ci avant, toute fois ni la pression, ni le débit ne sont maintenues constants, plutôt on impose des valeurs à ces deux grandeurs pour obtenir une courbe à peu près parallèle à la limite de pompage, mais déplacée vers la droite par rapport à la première. Aussi longtemps que le point de fonctionnement se trouve à la droite de cette d'évacuation, le régulateur maintient fermée la vanne d'évacuation, ou de refoulement et d'injection.

### Mise à l'air

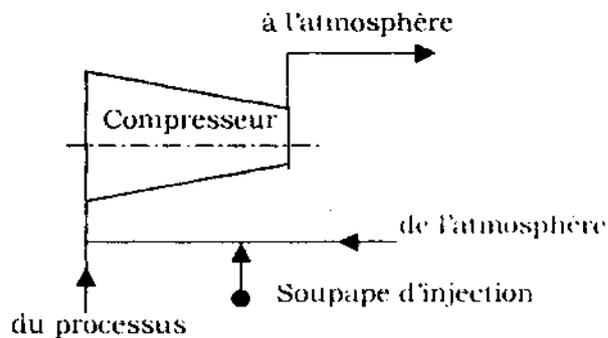


### Recyclage



Si le consommateur exige un fonctionnement à gauche de la courbe, la différence de débit entre le courbe anti-pompage et la demande du consommateur est évacué ou refoulé. Ainsi le débit demande est livré au consommateur mais le compresseur tourne avec un débit plus dans des conditions stables.

### Injec



## II-6.1 Entraînement

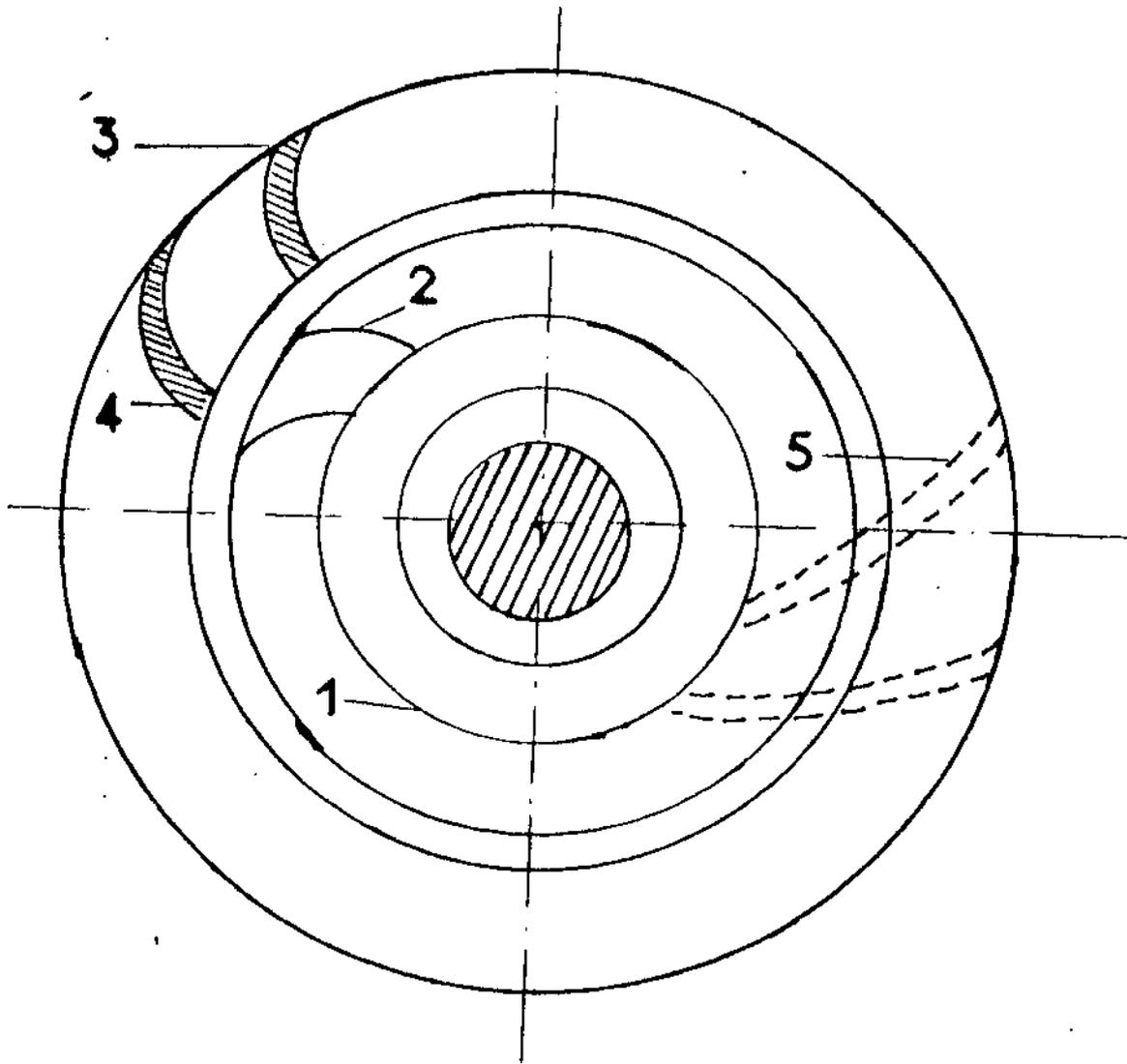
Dans le passé, on utilisait presque exclusivement les turbines à vapeur pour entraîner les Turbocompresseur. Elles s'y prêtent très bien, on peut les construire presque toujours pour la vitesse du compresseur, un réducteur n'est donc pas nécessaire. Aussi la turbine à vapeur permet de façon très simple, le réglage par variation de la vitesse. Par contre il y a le grand désavantage des coûts de la chaudière, du traitement des eaux d'alimentation et des condenseurs. Pour cette raison, les Turbocompresseurs ne sont pratiquement plus entraînés à présent par des turbines à vapeur sauf dans les installations qui possèdent de toute façon leur alimentation en vapeur.

L'entraînement des compresseurs par turbines à gaz se répond d'avantage à présent, les turbines à gaz à deux arbres présentent des avantages comparables à ceux des turbines à vapeur, sans avoir besoin toute fois des installations auxiliaires coûteuses de ces dernières. La machine motrice la plus répandue à présent est le moteur électrique, surtout celui pour courant alternatif triphasé. On emploie plutôt le moteur synchrone, le moteur asynchrone est moins utilisé.

Avantages : Prix modéré, exploitation et entretien peu coûteux.

Désavantage : vitesse constante, donc multiplicateur requis presque toujours.

**NB** : Récemment, de plus de moteurs électriques à vitesse variables sont utilisés.



- 1 → roue
- 2 → aubes mobiles
- 3 → diffuseurs
- 4 → aubes du diffuseur
- 5 → canal de retour

**Figure II-4 Coupe transversale d'un compresseur centrifuge**



# III -Théorie de la compression

### III-Transformation du fluide dans le compresseur

#### III-1 Travail de compression

Pour faire passer un gaz d'une pression donnée à une pression supérieure il faut le comprimer c'est-à-dire réduire le volume qu'il occupe, cette réduction de volume s'opérera à l'aide des forces extérieures qui se déplacent au fur et à mesure et fourniront ainsi du travail, donc la compression d'un gaz exige du travail mécanique. Le travail mécanique élémentaire est donné par :

$$dw_e = f dl$$

Avec  $F = P \cdot S$  : Force extérieure

Donc pour une variation élémentaire de volume :

$$-dV = S dl$$

Le travail élémentaire sera donné par :

$$dw = -P dV$$

#### III-2 Différents types de transformations

##### Evolution iso thermique

L'évolution isothermique est une évolution qui se réalise dans un cylindre de compresseur refroidi pendant la compression ou dans un cylindre de moteur réchauffé pendant la détente, de telle façon que l'air qui est comprimé ou qui se détend reste à la température invariable. La transformation est régie par la loi de « Mariotte ».

$$PV = \text{cte}$$

Comme :  $PV = P_0 V_0 = \text{cte}$  ; avec  $P_0 = P_A$

Le travail dans ce type de transformation sera donné par :

$$W_e = -V_0 \int_{V_0}^V P dV = P_0 \int_{P_0}^P V dp$$

$$W_c = P_0 V_0 \ln \frac{V}{V_0} = P_0 V_0 \ln \frac{P}{P_0} = RT_0 \ln \frac{P}{P_0} ; [J/Kg]$$

$$T_A = T_0$$

##### Evolution adiabatique

L'évolution est dite adiabatique si la compression ou la détente d'un gaz s'effectue sans échange de chaleur avec l'extérieur.

S'il s'agit d'une compression, le gaz s'échauffe en absorbant tout le travail fourni par les forces extérieures et s'il s'agit d'une détente.

Il se refroidit en cédant de la chaleur équivalente au travail dépensé contre les forces extérieures dans les deux cas, la transformation est régie par la loi de « Laplace »

$$P_0 V_0^\gamma = PV^\gamma = \text{cst}$$

Avec :  $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$  pour l'air

Si  $P_0, V_0, T_0$  sont les caractéristiques de l'état initial, la loi de « Laplace » permet d'écrire :

$$PV^\gamma = P_0 V_0^\gamma$$

D'où :

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^\gamma$$

Et l'équation des gaz parfaits donne en partant de ce résultat

$$\begin{aligned}\frac{T}{T_0} &= \frac{PV}{P_0V_0} \\ \frac{T}{T_0} &= \frac{P}{P_0} \frac{V}{V_0} \\ \frac{T}{T_0} &= \left(\frac{V}{V_0}\right)^\gamma \frac{V}{V_0} \\ \frac{T}{T_0} &= \left(\frac{V_0}{V}\right)^{\gamma-1}\end{aligned}$$

D'où Ton tire :

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Comme nous avons :

$$PV^\gamma = P_0V_0$$

$$\longrightarrow V = V_0 \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Ainsi le travail sera :

$$W_c = P_0 \int^P V dP = V_0 P_0^{\frac{1}{\gamma}} P_0 \int^P \frac{1}{P^{\frac{1}{\gamma}}} dP$$

$$W_c = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_0 V_0 \left[ \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

### Evolution isentropique

Si l'évolution est adiabatique idéale c.-à-d. sans échange de chaleur et sans frottement, elle est dite isentropique.

$$dS = 0$$

### Evolution Polytropique

Même chose que l'évolution adiabatique, en remplaçant l'exposant adiabatique  $\gamma$  par l'exposant polytropique  $k$ .

$$W_c = \frac{K}{K-1} \left[ P_0 V_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

### III -3 Représentation des évolutions dans le diagramme (T.S)

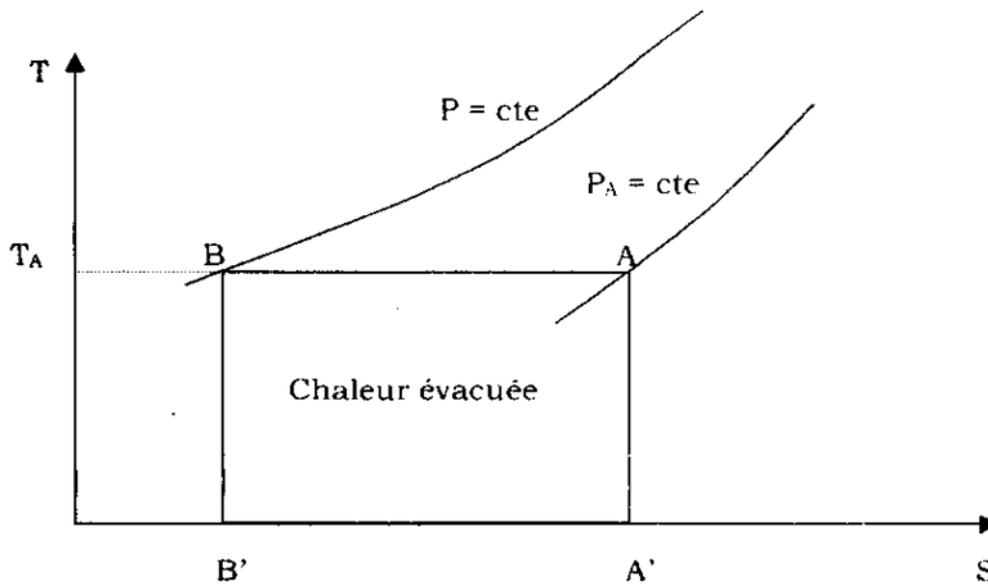
#### III-3.1 Evolution idéale

##### Compression isothermique

Une compression isothermique à la température  $T$  est représentée par un tronçon de droite  $AB$  parallèle à l'axe des entropies et dans le sens des entropies décroissantes parce que quand la pression augmente de  $P_1$  à  $P_2$ , il faut lui enlever de la chaleur pour que la compression soit isothermique et par conséquent diminuer son entropie.

Si l'évolution est idéale c.-à-d. sans frottement, la chaleur évacuée égale au travail mis en jeu dans le cycle de compression est représenté par l'aire rectangulaire  $ABB'A'A$  comme il est représenté dans le diagramme ci-dessous. (Fig. III- 1)

**Figure (III -1) : Cycle théorique de compression isothermique  
(Diagramme T. S)**



##### Compression adiabatique

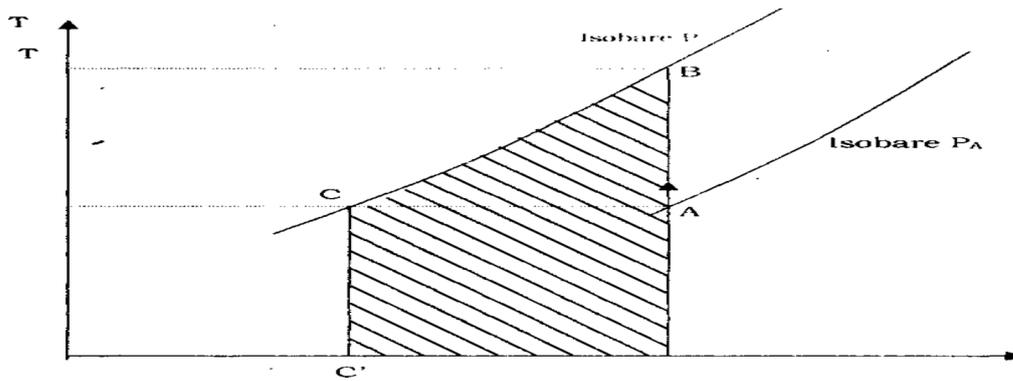
Une compression adiabatique idéale, de la pression  $P_1$  à la pression  $P_2$  est isentropique, elle est représentée par le segment de droite  $AB$  parallèle à l'axe des températures dans le sens des températures croissantes parce que la température s'élève de  $T_1$  à  $T_2$ , un refroidissement ultérieur du gaz à la pression  $P_2$  suivant le tronçon de l'isobare  $BC$  libère une quantité de chaleur :

$$Q = H_2 - H_1$$

Qui est équivalente au travail du cycle de compression.

Ce travail est donc représenté sur le diagramme par l'aire du trapèze Curviligne  $ACC'A'B$  comme il est montré ci-après : (Fig. III. 2).

**Figure (III-2) : Cycle th éorique de compression isentropique**



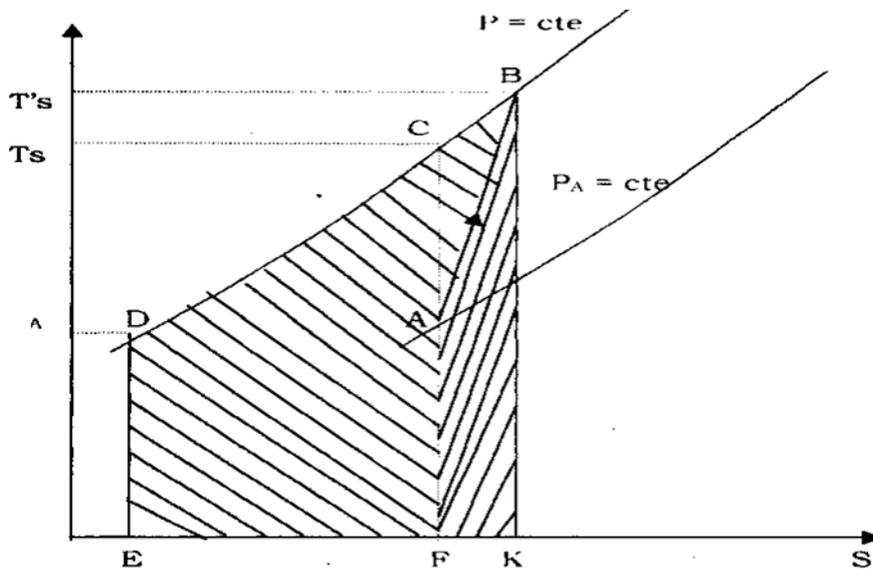
**III-3.2 Evolutions R éelles**

**Compression adiabatique**

En r éalit é les évolutions adiabatique s'effectuent toujours avec frottement donc elles ne sont plus isentropiques.

La chaleur d égag ée par le frottement provoque une augmentation d'entropie d'o ù la repr ésentation dans le diagramme (T, S) est comme suit : (Fig. III-3)

**Figure (III-3) : Cycle d'une compression adiabatique**



- Le travail du cycle de compression est repr ésent é par l'aire ABCDEFA.
- Le travail de frottement est repr ésent é par l'aire ABKFA.
- Le travail total mis en jeu est repr ésent é par l'aire BDEKB.

### III-4 Pertes et Rendements

Les diverses pertes d'énergie d'une machine génératrice sont de nature différente, on peut les classer en :

#### **Pertes par fuites :**

Dans le joint à l'extérieur de la roue entre la partie mobile et la partie fixe, il y a un débit de fuite quelconque.

Il peut y avoir en plus le long de l'arbre des pertes par fuite entre l'intérieur et l'extérieur de l'appareil.

Si nous supposons pour simplifier que la somme de toutes ces pertes par fuite à un débit « q », le rendement volumétrique sera :

$$\eta_v = \frac{q_1}{q}$$

Avec : q : débit total à l'aspiration

#### **Pertes mécaniques :**

Lors de la rotation de la roue, les frottements au niveau des paliers absorbent une certaine puissance appelé perte mécanique externe, à cette dernière viennent s'ajouter les pertes par frottement se produisant entre fluide et surface extérieures des flasques de la roue.

La somme de ces pertes constitue les pertes mécaniques  $W_{WF}$  d'où le rendement mécanique sera donné par :

$$\eta_m = \frac{W - W_1}{W}$$

Avec : « W » puissance théorique sur l'arbre du compresseur

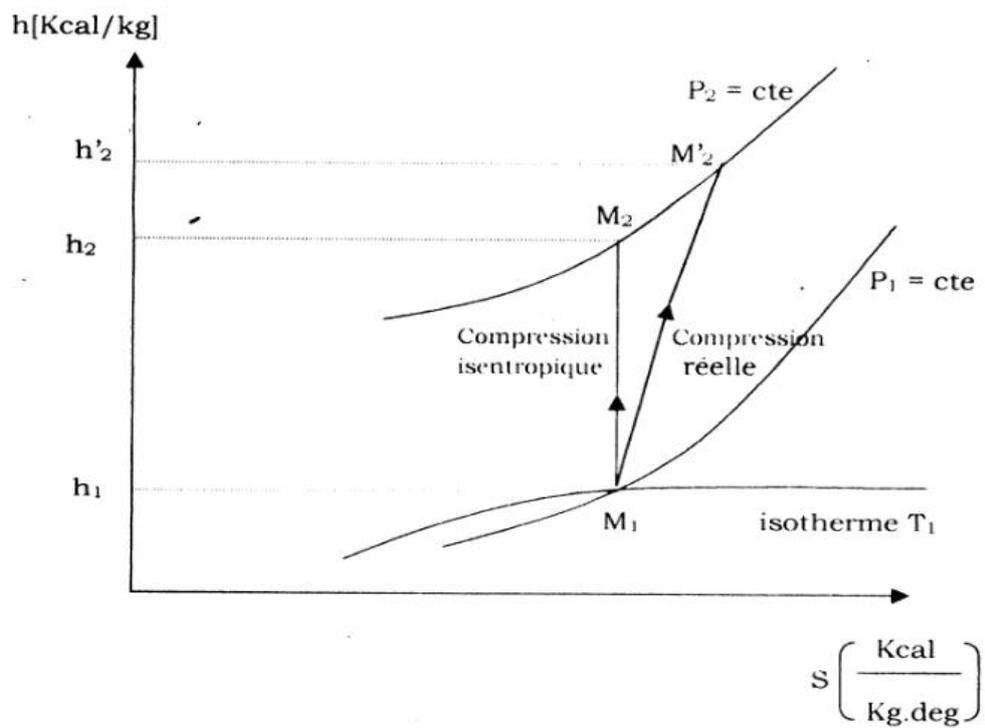
#### **Pertes Thermodynamique :**

Le point représentatif  $M_i$  de l'état du gaz à l'aspiration est défini sur le diagramme (H, S) ( Fig. III-4 ) par l'intersection de l'isobare « P » et l'isotherme « T » le point représentatif  $M'_2$  de l'état du gaz à la sortie du compresseur est situé sur l'isobare  $P_2$ , une compression sans perte caractérisé par  $S = Cte$ , placerait le point  $M'_2$  en  $M_2$  sur la verticale de  $MU$  et l'énergie mécanique mise à la disposition du compresseur serait entièrement transformée en enthalpie.

En fait il y a augmentation d'enthalpie dans le compresseur due au dégagement de la chaleur provoquée par frottement, par fluide, chocs, rayonnement et la position du point  $M'_2$  correspond à une énergie effectivement transformée  $(h'_2 - h_1)$  supérieure à l'énergie mise à la disposition de la machine d'où la définition du rendement dit thermodynamique ou indiqué du compresseur :

$$\eta_{ind} = \frac{h_2 - h_1}{h'_2}$$

Figure (III-4) Diagramme (H.S)



- Le rendement global est défini comme étant le produit :

$$\eta_g = \eta_{ind} \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Avec :  $\eta_{ind} = \eta_h$

N.B  $P_0 = P_A$  ,  $T_0 = T_A$  (à l'Aspiration)

### III-5 Théorie Unidimensionnelle des compresseurs centrifuges à nombre d'aube infini

#### III-5.1 Fondement de la théorie

Considérons une roue de diamètre  $d_1$  à l'entrée et  $d_2$  à la sortie, de largeurs respectives  $l_1$  et  $l_2$ . La ligne  $A_1 A_2$  représente la ligne géométrique moyenne du canal limitée par les aubes aux traces  $A_1 A_2$  et  $B_1 B_2$ .

Considérons les phénomènes d'écoulement dans le canal entre deux aubes consécutives d'une roue tournant à une vitesse angulaire constante  $W$ .

Nous distinguons l'écoulement absolu, rapporté au corps immobile du compresseur, et l'écoulement relatif par rapport à la roue tournante. Voir (Fig.III-5).

#### III-5.2 Géométrie de l'écoulement du liquide à travers la roue

Les particules liquides pénètrent dans la roue par une surface cylindrique de rayon  $r_1$  avec une vitesse  $C_1$  inclinée d'un angle  $\alpha_1$  par rapport à la vitesse périphérique  $U_1$  et sortent par une surface cylindrique, de rayon  $r_2$  avec une vitesse absolue  $C_2$  inclinée d'un angle  $\alpha_2$  par rapport à la vitesse périphérique  $U_2$ . Les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire constante  $W$ , sont représentés par les triangles de vitesse d'entrée et de sortie (Fig. III-5. a) et (III-5. b) construits comme suit :

Décomposons la vitesse absolue sur le bord d'attaque  $C_1$  en vitesse périphérique  $U_1 = r_1 W$  et en vitesse relative  $W_1$ .

La composante radiale de la vitesse  $C_1$  sera désignée par  $C_{1r}$  et la composante périphérique par  $C_{1u_1}$ .

De même décomposons la vitesse absolue de la sortie de la roue, soit  $C_2$ , pour obtenir  $U_2 = r_2 W$  et  $W_2$ .

La composante radiale de la vitesse  $C_{2r}$ , et la composante périphérique, Les angles  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  sont appelés angles de vitesses absolues. Les angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont appelés angles de vitesses relatives d'entrée et de sortie de la roue.

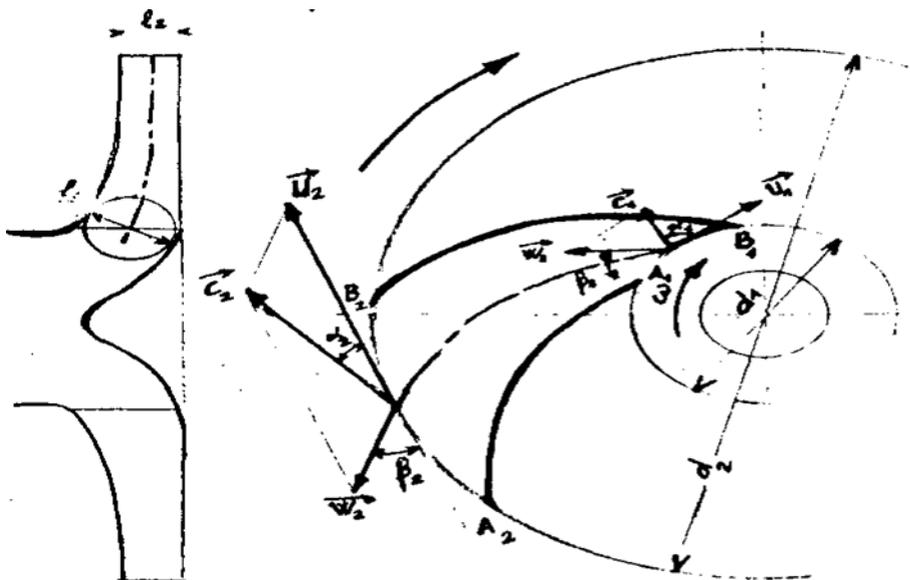


Figure (III-5) : Ecoulement de la roue d'un compresseur centrifuge

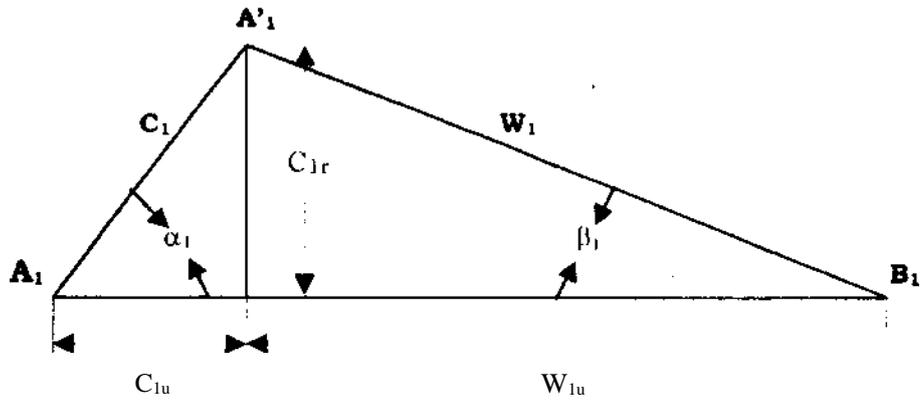


Figure (III-5.a) : Triangle des vitesses d'entr ée roue

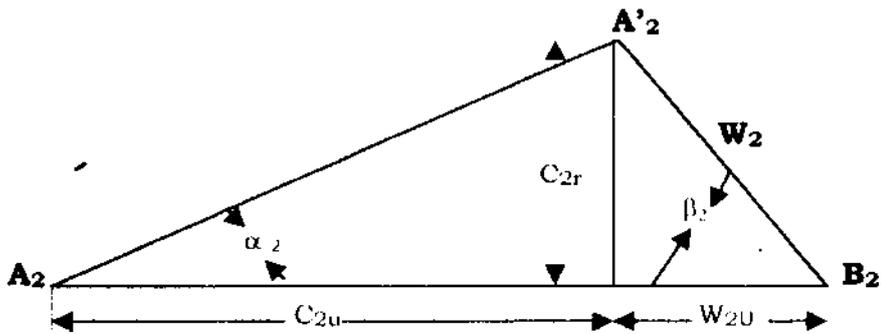


Figure (III-5.b) : Triangle des vitesses sorties roue

### III -6 Equation fondamentale des compresseurs centrifuge :

#### III -6.1 Equation d'EULER :

L'accroissement de la composante p ériph érique du moment cin étique dans l'enceinte de la roue se calcule comme suit :

$$dK_U = r_2 C_2 \cos \alpha_2 dq_{m_2} m_2 dt - r_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 dq_{m_1} dt$$

Compte tenu de la condition de continuit é de mouvement :

$$dq_{m_1} = dq_{m_2} = dq_m$$

Nous obtenons :

$$dK_U = (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) dq_m dt$$

Conform ément au th éor ème du moment cin étique, la d ériv ée du moment cin étique par rapport au temps est égale au couple sur le syst ème mat ériel :

$$dM = dK/dt = (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) dq_m$$

En é tendant l'int égration à toute la section d'entr ée, et de sortie de la roue, nous obtenons le couple total.

$$M = \int (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) dq_m$$

Ou encore :

$$M = \rho q_V (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

C'est l'équation fondamentale des compresseurs (Equation d' Euler) En substituant :

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u}$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2u}$$

On obtient :

$$M = \rho q_V (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u})$$

La puissance fournie au liquide par la roue du compresseur :

$$P = M_w = \rho q_V (r_2 C_{2u} w - r_1 C_{1u} w)$$

$$P = M_w = \rho q_V (C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1)$$

$$P = M_w = \rho q_V (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

En é liminant les fonctions trigonom étriques :

$$C_1 U_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2)$$

$$- C_2 U_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (C_2^2 - U_2^2 - W_2^2)$$

Il vient :

$$P = \rho \frac{gq_m}{2g} [(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_2^2 - W_1^2)]$$

Cette formule, le terme  $C_2^2 - C_1^2 / 2g$  exprime l'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide, résultant du changement de la vitesse  $C_1$  en  $C_2$

Le terme  $U_2^2 - U_1^2 / 2g$  exprime l'accroissement de l'énergie de pression produit par la force centrifuge qui imprime aux particules un mouvement circulaire autour de l'axe.

Le terme  $W_2^2 - W_1^2 / 2g$  correspond à l'accroissement de l'énergie de pression provoqué par la réduction de la vitesse relative au passage par les canaux divergents de la roue.

Ainsi, la roue en rotation provoque un accroissement de l'énergie cinétique et aussi de l'énergie de pression du liquide véhiculé

Compte tenu des relations suivantes :

$$C_1^2 = C_{1U}^2 + C_{1r}^2 \quad , C_2^2 = C_{2U}^2 + C_{2r}^2$$

L'équation aura la forme finale :

$$P = \frac{q_m}{2} [(C_{2U}^2 - C_{1U}^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] ; [J/Kg]$$

Aussi, La puissance échangée par unité de masse est donc :

$$W_c = U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U} ; [J/Kg]$$

# IV -Partie calcul

## Caractéristiques du Turbocompresseur

Débit volumétrique :  $q_v = 8900 \text{ N m}^3/\text{h}$

Température d'aspiration :  $T_A = 303 \text{ k}$

Pression d'aspiration :  $P_A = 1 \text{ bar}$

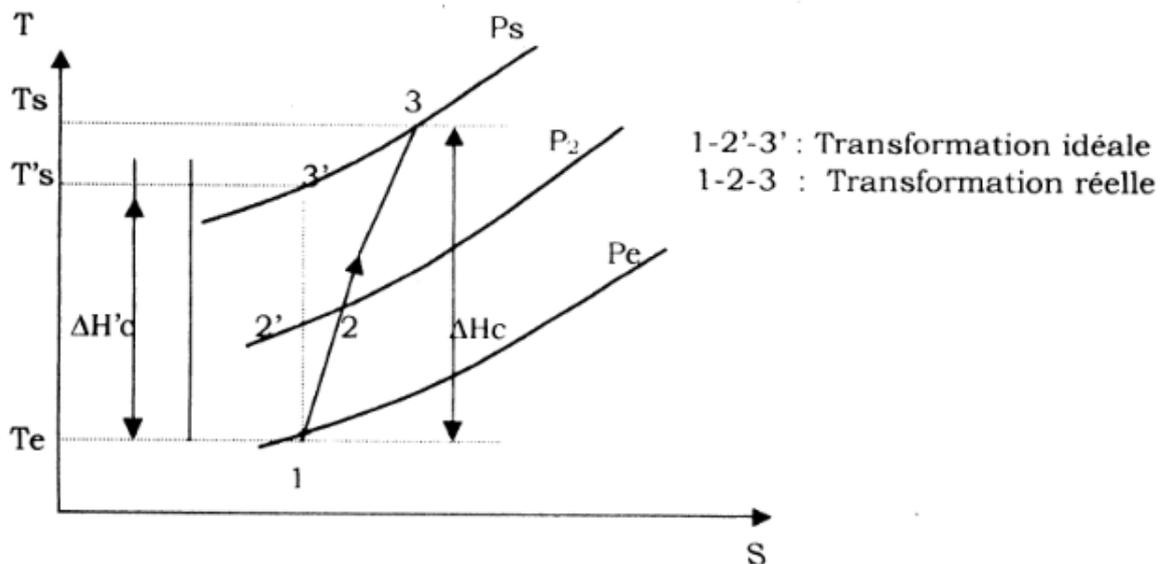
Vitesse de rotation du comp :  $N = 6250 \text{ tr/mn}$

Température de refoulement :  $T_s = 360 \text{ K}$

Nombre d'étage : 5

## IV -A Dimensionnement et calcul thermodynamique

### IV-1 Thermodynamique du turbocompresseur (Calculs pr éliminaires)



#### IV-1.1 Détermination de la hauteur totale idéale H' du Turbocompresseur (ou charge totale idéale en m de fluide)

##### IV-1.1.1 Travail de compression idéal (isentropique)

$$W'_c = \Delta H'_c = cp(T'_s - T_e) + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2} \quad ; \text{ Avec } V_e = 0$$

$$W'_c = cp(T'_s - T_e)$$

On a:  $q_v = V_a \cdot S_a \Rightarrow V_s = \frac{q_v}{S_s} \quad ; \quad S_s = \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,390)^2}{4}$

$$V_s = \frac{2,47}{0,12} = 20,58 \quad ; \quad V_s = 20,58 \text{ m/s}$$

D'après l'équation de Poisson :

$$\frac{T'_s}{T_c} = \left( \frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\Rightarrow W'_c = cpT_e \left[ \left( \frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{V_s^2}{2}$$

$$W'_c = 1004,303[(7)^{0,280} - 1] + \frac{(20,58)^2}{2} \quad ; \quad W'_c = 226730,67 \text{ [J/Kg]}$$

##### IV-1.1.2 Rendement de compression (efficacité adiabatique)

$$\eta_c = \frac{\Delta H'_c}{\Delta H_c}$$

On choisit  $\eta_c = 0,85$  (valeur qui sera vérifiée plus loin)

##### IV-1.1.3 Travail de compression réelle : (absorbé)

$$W_c = \frac{W'_c}{\eta_c} = \frac{226730,67}{0,85} = 266741,9 \text{ [J/kg]}$$

#### IV-1.1.4 Hauteur ou charge idéale du compresseur (H)

$W_c = g \cdot H$  , Soit :

$$H = \frac{W_c}{g} = \frac{266741,9}{9,81}$$

$$H = 27190,8 \text{ [m d'air]}$$

Le travail de compression  $W_c$  est identique au travail donné par l'équation d'Euler :

Soit :  $W_c = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}$

Comme l'entrée d'air est radiale :  $C_{1u} = 0$

D'où :

$$W_c = U_2 C_{2u} \Rightarrow gH_{t\infty} = gH \Rightarrow gH_{t\infty} = H$$

$H_{t\infty}$  hauteur idéale correspondant à  $Z = \infty$ , c'est une hauteur max,

#### IV-1.1.5 Charge idéale par étage

On a 5 étages :

$$H_1 = \frac{H}{i} = \frac{27190,8}{5} = 5438,16 \text{ [m]}$$

Soit  $H_i = 5438$  [m d'air]

Pour déterminer la hauteur théorique  $H_t$  de l'étage correspondant à  $Z$  fini, on choisit un coefficient de « PFLEIDERER »  $\varepsilon$ : [4]

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \varphi \cdot \frac{2}{z \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]}}$$

$$\varphi = 0,55 + 0,6 \sin \beta_2$$

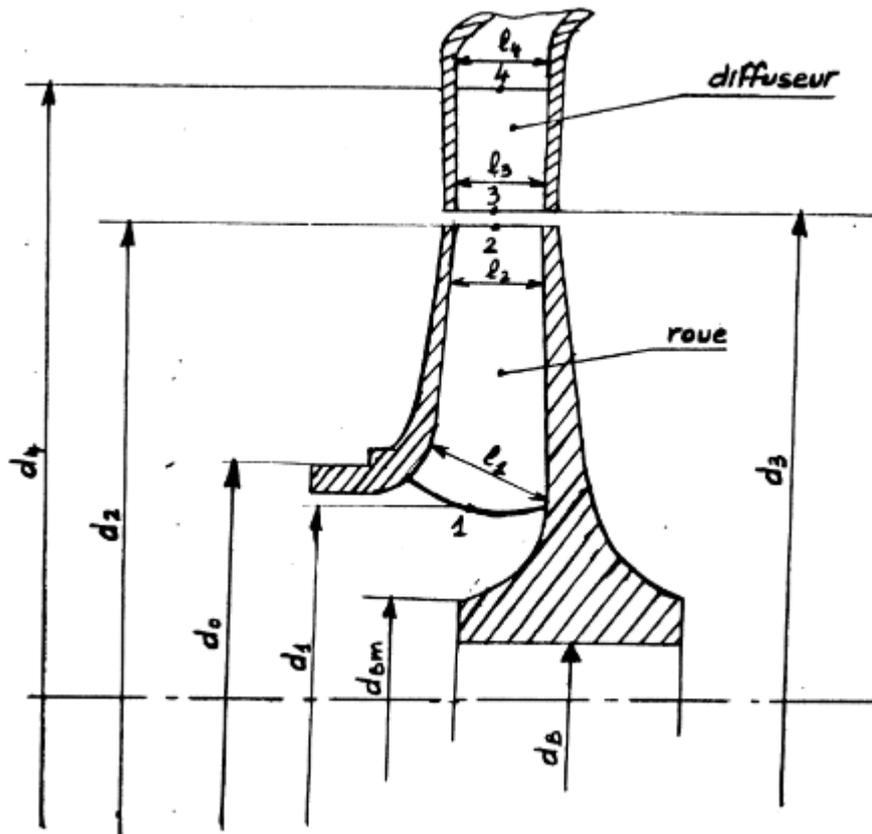


Figure (IV-1) : Schéma d'une roue

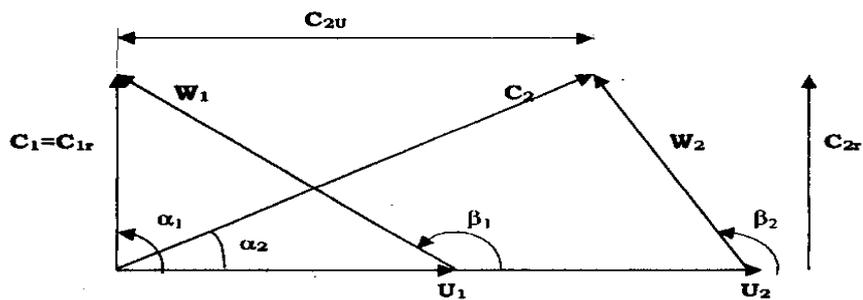


Figure (IV-2) : Triangle de vitesse entrée - sortie roue

## IV-2 Détermination des caractéristiques principales : (1<sup>ère</sup> étage)

### IV-2.1 Calcul de la vitesse périphérique à l'entrée de la roue :

$$U_1 = r_1 \omega = r_1 \frac{2\pi N}{60} = \frac{d_1 \pi N}{60}$$

$$U_1 = 0,550 \cdot \frac{3,14 \cdot 6250}{60} = 197,89 \rightarrow U_1 = 179,89 \text{ [m/s]}$$

### IV-2.2 Calcul de la vitesse périphérique à la sortie de la roue :

$$U_2 = \frac{d_2 \pi N}{60} = \frac{0,95 \cdot 3,14 \cdot 6250}{60} = 310,73 \rightarrow U_2 = 310,73 \text{ [m/s]}$$

D'après la relation d'Euler :

$$H = H_i = \frac{U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}}{g} ; \text{ or } C_{1U} = 0$$

( $\alpha_1 = 90^\circ$  sans prérotation)

Donc :

$$C_{2U} = \frac{g H_i}{U_2} = \frac{9,81 \cdot 5438}{310,73} = 171,68 \rightarrow C_{2U} \approx 172 \text{ [m/s]}$$

### IV-2.3 Calcul de vitesses radiales : $C_{1r}$ , $C_{2r}$

$$C_{1r} = C_1 \sin \alpha_1 ; \alpha_1 = 90^\circ \text{ ( sans prérotation )}$$

$$C_{1r} = C_1$$

On a le coefficient de vitesse  $\varphi$  (7) :  $\varphi = \frac{C_{1r}}{U_2}$  ; avec  $\varphi_1 = (0,2 \rightarrow 0,25)$

Pour  $U_2 = (250 \text{ à } 350) \text{ [m/s]}$

On choisit :  $\varphi_1 = 0,225 \Rightarrow C_{1r} = \varphi_1 \cdot U_2 = 0,225 \cdot 310,73 = 69,91 \text{ [m/s]}$

$$C_{1r} = 69,91 \text{ [m/s]}$$

Donc :  $C_1 = 69,91 \text{ [m/s]}$

Aussi :

$$\varphi_2 = \frac{C_{2r}}{U_2} ; \varphi_2 = (0,1 \rightarrow 0,15)$$

On choisit  $\varphi_2 = 0,125 \Rightarrow C_{2r} = 0,125 \cdot 310,73 = 38,84 \text{ [m/s]}$

$$C_{2r} = 38,84 \text{ [m/s]}$$

#### IV-2.4 Calcul des angles $\beta_1, \beta_2$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{1r}}{U_1} = \frac{69,91}{179,89} \quad \text{d'ou } \beta_1 = 21^\circ$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} = \frac{38,84}{310,73 - 172} \quad \text{d'ou } \beta_2 \approx 16^\circ$$

#### IV-2.5 Calcul des vitesses relatives $W_1, W_2$

$$W_1 = \frac{C_{1r}}{\sin \beta_1} = \frac{69,91}{\sin 21} = 195,07 \quad \text{d'ou } W_1 \approx 195 \text{ [m/s]}$$

$$W_2 = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_2} = \frac{38,84}{\sin 16} = 140,91 \quad \text{d'ou } W_2 \approx 141 \text{ [m/s]}$$

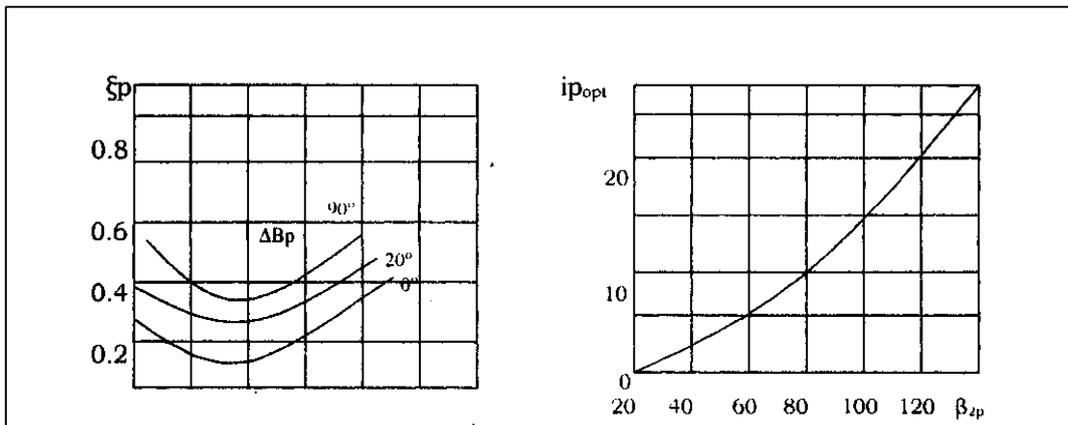
#### IV-2.6 Détermination des angles de profil

On a l'angle d'attaque ou incidence :  $i_p = \beta_{1P} - \beta_1$

Avec  $i_p = (-2 \rightarrow 5^\circ)$  ; (minimum de perte)

On choisit  $\bar{i}_p = 1,5^\circ$  ; (diagramme ci-dessous)

$$\Rightarrow \beta_{1P} = \bar{i}_p + \beta_1 = 22,5^\circ ; \quad \beta_{1P} = 22,5^\circ$$



On à l'angle de sortie du flux (ou angle de déviation)  $\bar{\sigma}_p = \beta_{2P} - \beta_2$   
 $\bar{\sigma}_p = (5 \rightarrow 10^\circ) \rightarrow \text{minimum de pertes}$  ; on choisit  $\bar{\sigma}_p = 7,5^\circ$

**D'où :**  $\beta_{2P} = 23,5^\circ$

#### IV-2.7 Détermination de la vitesse absolue $C_2$ :

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = \frac{38,84}{172} ; \quad \alpha_2 = 12^\circ, 72'$$

$$\text{D'où } C_2 = \frac{C_{2r}}{\sin \alpha_2} = \frac{38,84}{\sin 12,72} = 176,4 \text{ [m/s]}$$

$$C_2 = 176,4 \text{ [m/s]}$$

#### IV-3 Evolution dans la roue

Dans le canal d'aspiration, la vitesse du fluide est accélérée et devient  $C_1$ , on suppose la vitesse  $V_1 = 0$  (aspiration de l'atmosphère)

### Chute réelle d'enthalpie

$$\text{On a : } h_t = h + \frac{C^2}{2}$$

$$h_A - h_1 = \frac{C_1^2}{2} \quad , h_A - h_1 = 2443,7 \text{ [J/kg]}$$

#### IV-3.1 Calcul des paramètres du fluide

- Température à l'entrée et sortie roue

$$T_1 = T_A - \frac{h_A - h_1}{C_p} \quad ,$$

$$T_1 = 300 - \frac{2443,7}{1004} = 300,56$$

$$T_1 = 300,56^\circ[\text{K}]$$

$$T_2 = T_1 - \frac{\frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2} + W_{12}}{C_p} \quad ; \quad W_{12} = g \cdot H_1 = 53346,78 \text{ [J/kg]} \quad ,$$

$$T_2 = 300,56 - \frac{\frac{((69,91)^2 - (176,4)^2)}{2} + 53346,78}{1004} = 341^\circ \quad ,$$

$$T_2 = 341^\circ [\text{K}]$$

#### Pression à l'entrée et sortie roue

$$P_1 = P_A - \left( \frac{T_1}{T_A} \right)^{\gamma-1}$$

$$P_1 = 10^5 \cdot \left( \frac{300,56}{303} \right)^{3,5} = 97209,8$$

$$P_1 = 97209,8 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$P_2 = P_1 - \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_2 = 92709,8 \cdot \left( \frac{341}{300,56} \right)^{3,5} = 151213,7$$

$$P_2 = 151213,7 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

#### Masse volumique entrée sortie roue :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1} = 1,126 \quad ; \quad \rho_1 = 1,126 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2} = 1,544 \quad ; \quad \rho_2 = 1,544 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

### IV-3.2 Calcul des pas $t_1$ et de $t_2$

• à l'entrée de la roue :

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{z} = \frac{3,14 \cdot 0,55}{19} = 0,0909 \text{ [m]}$$

$$t_1 = 91 \text{ [mm]}$$

• à la sortie de la roue :

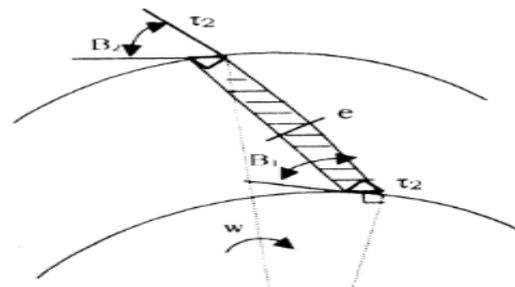
$$t_2 = \frac{\pi d_2}{z} = \frac{3,14 \cdot 0,95}{19} = 0,157 \text{ [m]}$$

$$t_2 = 157 \text{ [mm]}$$

### Calcul de l'épaisseur de la 1<sup>ère</sup> roue

$$\tau_1 = \frac{e}{\sin \beta_1}$$

$$\tau_2 = \frac{e}{\sin \beta_2}$$



L'équation de continuité nous donne :

$$C_{1r} = \frac{q_{mt}}{\rho_1 (\pi d_1 - z \tau_1) \cdot l_1}$$

Avec :  $q_{mt} = \frac{q_m}{\eta_v}$

$$\eta_v = \frac{q_m}{q_{mt}} = \frac{\text{débit imposé}}{\text{débit théorique}}$$

On choisit un rendement volumétrique du compresseur qui est de l'ordre de 95% (qui sera vérifié par la suite)

$$D'où : q_{mt} = \frac{q_m}{\eta_v} = \frac{q_v \cdot \rho_0}{0,95} = \frac{2,47 \cdot 1,149}{0,95} = 2,98 \text{ [kg/s]} \quad ; \quad q_{mt} = 2,98 \text{ [kg/s]}$$

$$\tau_1 = \frac{\pi d_1}{z} - \frac{q_{mt}}{\tau_1 \cdot \rho_1 \cdot l_1 \cdot z}$$

$$\tau_1 = 0,078 \text{ m} = 78 \text{ mm} \rightarrow e = \tau_1 \sin \beta_1 = 0,028 \text{ m} = 28 \text{ [mm]}$$

### IV-4 Détermination de la hauteur théorique exacte correspondant à Z fini

On utilise la méthode de « PFLEIDERER » pour déterminer  $H_T$  exacte

$$H_T = \varepsilon = H_{t\infty}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \varphi \cdot \frac{z}{z \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]}}$$

Avec :  $\varphi = 0,55 + 0,6 \sin \beta_2$   
 $\varphi = 0,715$

D'où :  $\varepsilon = 0,89$

Donc :  $H_T = \varepsilon \cdot H_{t\infty} = 0,89 \cdot 5438 = 4839,82 \text{ [m]}$

$H_T = 4839,82 \text{ [m d'air]}$

#### IV-5 Calcul du diffuseur

Le diffuseur d'une machine centrifuge est un organe destiné pour transformer en pression l'énergie cinétique du fluide de la roue. L'écoulement du fluide suit la loi des aires :  $rC_u = \text{cte}$ .

$\frac{C_{2r}}{U_2} = 0,21 \text{ à } 0,26$  : Emploi du diffuseur à aubes

$\frac{C_{2r}}{U_2} = 0,21 \text{ à } 0,32$  : Emploi du diffuseur lisse

$\frac{C_{2r}}{U_2} > 0,32$  : Emploi du colimaçon

##### IV-5.1 Calcul du diffuseur du 1<sup>ère</sup> étage

$\frac{C_{2r}}{U_2} = \frac{69,91}{310,73} = 0,225$  : Diffuseur aube.

##### IV-5.2 Détermination de la constante

$\text{Cte} = r_2 \cdot C_{2U} = 0,475 \cdot 172 = 81,7 \text{ [m}^2/\text{s]}$

$\text{Cte} = rC_U = 81,7 \text{ [m}^2/\text{s]}$

##### IV-5.3 Dimensions du diffuseur

On a :  $l_3 = l_2 + 2 \text{ à } 12 \text{ [mm]}$   
 $d_3 = d_2 + 6 \text{ à } 12 \text{ [mm]}$

$\frac{d_4}{d_2} = 1,35 \text{ à } 1,6$

Soit :  $l_3 = l_2 + 2 = 100 + 2 = 102 \text{ [mm]}$   
 $d_3 = d_2 + 10 = 950 + 10 = 960 \text{ [mm]}$

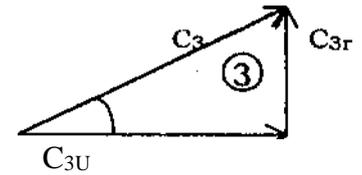
$Z_d = 24 \text{ aubes}$

$\frac{d_4}{d_2} = \frac{1430}{950} = 1,5$

#### IV-5.4 Triangle de vitesse au pt (03) (entr ée diffuseur)

$$C_{3U} = \frac{C_{te}}{r_3} = \frac{81,7}{0,480} = 170,2 \text{ [m/s]}$$

$$C_{3U} = 170,2 \text{ [m/s]}$$



On a :  $\tau_3 = \frac{e}{\sin \alpha_3}$  avec  $\tau_3 = \tau_1 + (1 ; 10) \text{ [mm]}$

On choisit  $\tau_3 = 78 + 5 = 83 \text{ [mm]}$  ;  $e = 20 \text{ [mm]}$

D'où :

$$\sin \alpha_3 = \frac{e}{\tau_3} = \frac{20}{83} \Rightarrow \alpha_3 = 14^\circ$$

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{3r}}{C_{3U}} \Rightarrow C_{3r} = \tan \alpha_3 \cdot C_{3U} \Rightarrow C_{3r} = \tan 14 \cdot 170,2 = 42,43 \text{ [m/s]}$$

$$C_{3r} = 42,43 \text{ [m/s]}$$

D'où :

$$C_3 = \frac{C_{3r}}{\sin \alpha_3} \Rightarrow C_3 = 175 \text{ [m/s]}$$

#### IV-5.5 Triangle de vitesse au pt (4) (sortie diffuseur)

$$r_4 C_{4U} = 81,7$$

D'où :

$$\frac{81,5}{r_4} = \frac{81,7}{0,715}$$

$$\Rightarrow C_{4U} = 114,26 \text{ [m/s]}$$

Aussi :  $\tau_4 = e / \sin \alpha_4$  ; avec  $e = 20 \text{ [mm]}$   
Et  $\tau_4 = \tau_1 + 7 \text{ mm}$   
Donc  $\tau_4 = 85 \text{ [mm]}$

$$\Rightarrow \alpha_4 = 13,6^\circ$$

$$C_{4r} = \tan \alpha_4 \cdot C_{4U} = \tan 13,6 \cdot 114,26 = 27,64 ;$$

$$\Rightarrow C_{4r} = 27,64 \text{ [m/s]}$$

D'où :  $C_4 = C_{4r} / \sin \alpha_4 = 27,64 / \sin 13,6 = 117,5 \text{ m/s}$

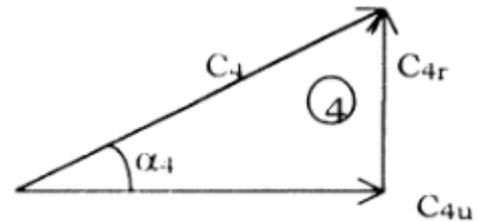
$$\Rightarrow C_4 = 117,5 \text{ [m/s]}$$

#### IV-5.6 Evolution dans le diffuseur

• Gain réel d'enthalpie :

$$h_3 - h_2 = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} = \frac{(176,4)^2 - (175)^2}{2}$$

$$h_3 - h_2 = 245,98 \text{ [J/kg]}$$



$$h_4 - h_3 = \frac{C_3^2 - C_4^2}{2} = \frac{(175)^2 - (175,5)^2}{2}$$

$$h_4 - h_3 = 8409,37 \text{ [J/kg]}$$

- **Température entrée, sortie diffuseur**

$$T_3 = T_2 + \frac{h_3 - h_2}{C_p} = 341 + \frac{245,98}{1004} = 341,24 \Rightarrow T_3 = 341,24^\circ\text{[K]}$$

$$T_4 = T_3 + \frac{h_4 - h_3}{C_p} = 341,24 + \frac{8409,37}{1004} = 349,62 \Rightarrow T_4 = 349,62^\circ\text{[K]}$$

- **Pression entrée - sortie diffuseur**

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_3 = 151213,7 \cdot \left(\frac{341,24}{341}\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 151586,52 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$\Rightarrow P_3 = 151586,52 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow P_4 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow P_4 = 170672 \cdot \left(\frac{349,62}{341,24}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\Rightarrow P_4 = 165020,44 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

**Masse volumique entrée - sortie diffuseur :**

$$\rho_3 = \frac{P_3}{rT_3} = \frac{151586,85}{287,16 \cdot 341,24} \Rightarrow \rho_3 = 1,547 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

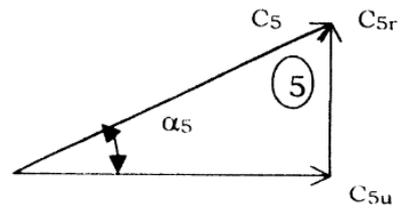
$$\rho_4 = \frac{P_4}{rT_4} = \frac{165020,44}{287,16 \cdot 349,62} \Rightarrow \rho_4 = 1,644 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

## IV-6 Canal du retour

L'air est guidé dans le canal par des aubes pour éviter des décollements d'air, la température est supposée constante dans le canal car il y a d'abord apport de chaleur par frottement du fluide sur les parois et d'autre part il y a des pertes de chaleurs vers l'extérieur l'écoulement dans le canal suit aussi la loi des aires  $rC_u = \text{cte}$ .

#### IV-6.1 Caractéristiques du pt(5) entrée canal :

$$C_{4U} = C_{5U} = 114,26 \text{ [m/s]}$$



On a :

$$\tau_5 = \frac{e}{\sin \alpha_5} ; \tau_5 = 83 \text{ [mm]}$$

$$\sin \alpha_5 = \frac{20}{83} \quad \Rightarrow \quad \alpha_5 = 14^\circ$$

$$C_{5r} = \tan \alpha_5 \cdot C_{5U} = \tan 14 \cdot 114,26 = 28,48 \text{ [m/s]}$$

$$C_{5r} = 28,48 \text{ m/s}$$

D'où :

$$C_5 = \frac{C_{5r}}{\sin \alpha_5} = 117,72 \text{ [m/s]}$$

$$C_5 = 117,72 \text{ [m/s]}$$

#### IV-6.2 Evolution dans le canal :

$$T_5 = 313 \text{ K (Sortie réfrigérant)}$$

Aussi :  $P_5 = P_4$  (évolution isobare)

#### IV-7 Degré de Réaction

On définit le degré de réaction (%) comme étant le rapport de charge statique (hauteur) à la charge totale (hauteur), les charges étant définies suivant :

$$\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \text{Charge statique en hauteur de fluide}$$

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \text{Pression dynamique en hauteur de fluide}$$

$$\frac{(C_2^2 - C_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{2g} = \text{charge totale en hauteur de fluide}$$

$$\text{D'où : } X = \frac{W_1^2 - W_2^2}{(C_2^2 - C_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)} = \frac{(195)^2 - (141)^2}{(176,4)^2 - (69,91)^2 + (195)^2 - (141)^2}$$

$$X = 0,41 \quad ; \quad X = 41$$

## IV-8 Calcul du nombre de Mach entrée - sortie roue

• Entrée :

$$M_1 = \frac{W_1}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_1}}$$
$$M_1 = \frac{195}{\sqrt{1,4 \cdot 287,16 \cdot 300,56}} = 0,56 ; \quad M_1 = 0,56$$

• Sortie :

$$M_2 = \frac{C_2}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_2}} = \frac{173}{\sqrt{1,4 \cdot 287,16 \cdot 341}} = 0,47 ; \quad M_2 = 0,47$$

**N.B.** : Donc l'écoulement à travers le canal est subsonique ( $M < 1$ )

## IV-9 Calcul de la vitesse ( $C_0$ )

On a le coefficient de vitesse [1] :

$$\varepsilon_V = \frac{C_0}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_T}} = (0,29 \rightarrow 0,55) \left( \frac{N_5}{100} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Vitesse spécifique :

$$N_s = \frac{N \sqrt{q_V}}{H_T^{\frac{3}{4}}} = \frac{6250 \sqrt{2,47}}{(4839,82)^{0,75}} ; \quad N_s = 16,93 \text{ [tr/min]}$$
$$\varepsilon_V = (0,29 \rightarrow 0,55) \left( \frac{16,39}{100} \right)^{\frac{2}{3}} = (0,29 \rightarrow 0,55) \left( \frac{N_5}{100} \right)^{\frac{2}{3}}$$
$$\Rightarrow C_0 = (0,0897 \rightarrow 0,170) \sqrt{2 \cdot g \cdot H_T} \quad ; \quad [1]$$

On prend la moyenne, donc  $C_0 = 40 \text{ [m/s]}$

## IV-10 Calcul de la volute ET du convergent d'entrée:

Pour avoir la vitesse d'entrée  $C_0 = 40 \text{ m/s}$ , nous utilisons une volute précédée d'un convergent à l'entrée de la machine. Nous avons une vitesse d'entrée  $C_e = 20 \text{ m/s}$  (choix arbitraire)

### IV-10.1 Calcul de la section d'entrée convergent ( $S_c$ ) :

L'équation de continuité nous permet d'écrire :

$$q_{mt} = C_e S_c \rho_0 \quad \Rightarrow \quad S_c = \frac{q_{mt}}{C_e \rho_0} = \frac{2,98}{20 \cdot 1,149} \quad ; \quad S_c = 0,1296 \text{ [m}^2\text{]}$$

Prenant une section circulaire :

$$d_c = \sqrt{\frac{4S_c}{\pi}} = 0,406 \text{ [m]} \quad ; \quad d_c = 406 \text{ [mm]}$$

#### IV-10.2 Calcul de la volute

A la sortie du convergent, le fluide entre dans un collecteur appelé volute ou colimaçon. La section de la volute est choisie circulaire l'écoulement du fluide à la sortie du convergent suit l'équation de la spirale logarithmique (loi des aires)  $r C_u = \text{cte}$ . Cette équation détermine le tracé de la volute. On peut tracer la volute en considérant la Fig. (IV-10.)

La section 1 est traversée par 1/8 du débit total

La section 2 est traversée par 2/8 du débit total

La section 3 est traversée par 3/8 du débit total

La section 8 est traversée par la totalité du débit (8/8)

Donc :

$$S_n = \frac{q_{mt} \cdot n}{\rho_0 C_0} = 0,064[n] \quad ; \quad S_n = 0,064[n]$$

#### Calcul des différentes sections

$$S_1 = 0,064.1/8 = 0,008[m^2] \rightarrow d_1 = 101[mm]$$

$$S_2 = 0,064.2/8 = 0,016[m^2] \rightarrow d_2 = 143[mm]$$

$$S_3 = 0,064.3/8 = 0,024[m^2] \rightarrow d_3 = 175[mm]$$

$$S_4 = 0,064.4/8 = 0,032[m^2] \rightarrow d_4 = 202[mm]$$

$$S_5 = 0,064.5/8 = 0,040[m^2] \rightarrow d_5 = 226[mm]$$

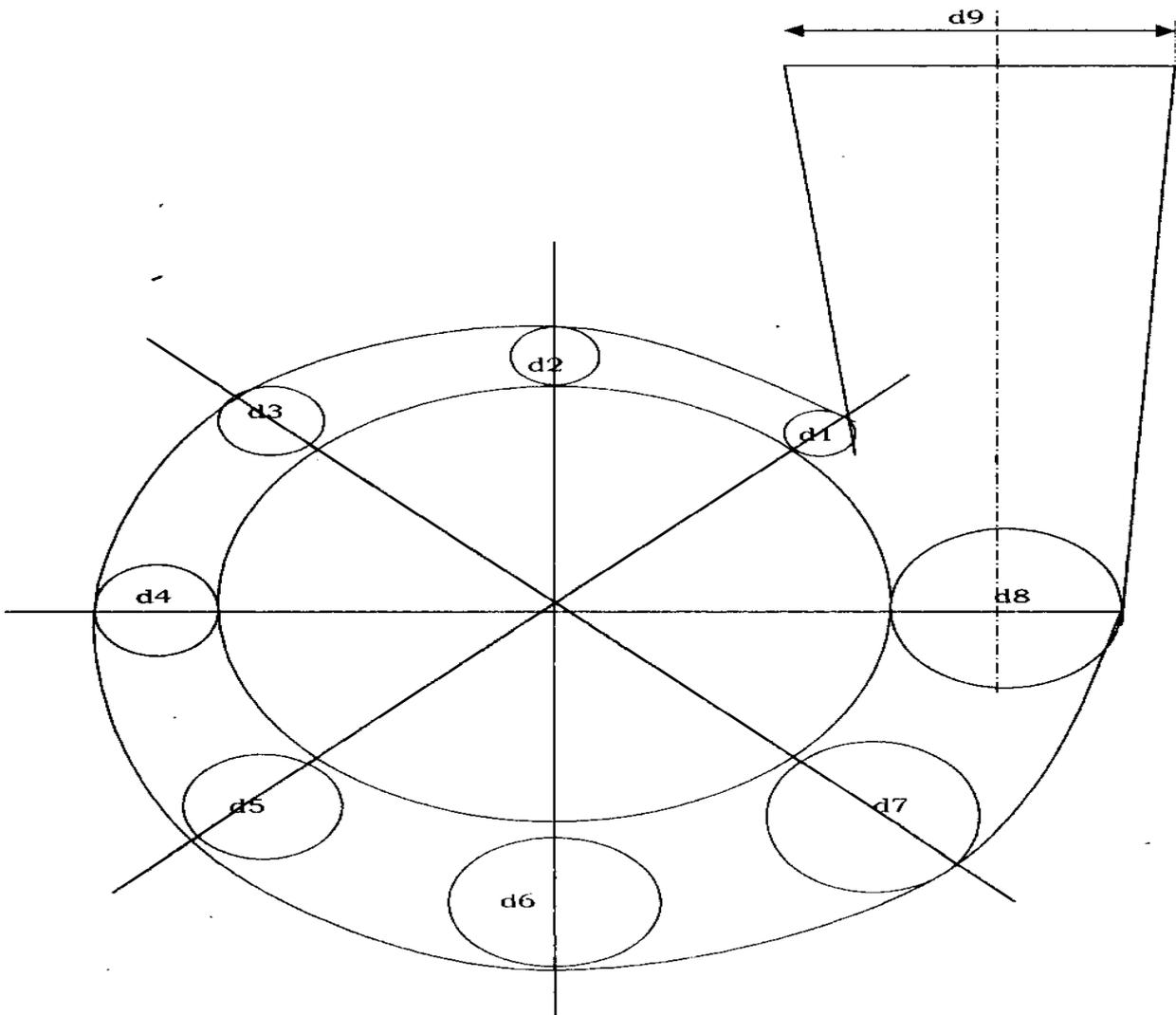
$$S_6 = 0,064.6/8 = 0,048[m^2] \rightarrow d_6 = 247[mm]$$

$$S_7 = 0,064.7/8 = 0,056[m^2] \rightarrow d_7 = 267[mm]$$

$$S_8 = 0,064.8/8 = 0,064[m^2] \rightarrow d_8 = 286[mm]$$

#### Remarque Générale :

Les caractéristiques des étages 2-3-4-5 seront calculées de la même manière que l'étage 1



**Figure (IV-10) : La volute**

## I IV-11 Caractéristiques des 5 Étages Étage - 1 -

Roue	Entrée (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	$U_1 = 179,89$	$U_2 = 310,73$
	$C_{1u} = 0$	$C_{2u} = 172$
	$C_{1r} = 69,91$	$C_{2r} = 38,84$
	$W_1 = 195$	$W_2 = 141$
	$C_1 = 69,96$	$C_2 = 176,4$
Angle [°]	$\alpha_1 = 90$	$\alpha_2 = 12,72$
	$\beta_1 = 21$	$\beta_2 = 16$
Température [K]	$T_1 = 300,56$	$T_2 = 341$
Pression [N/m <sup>2</sup> ]	$P_1 = 97209,8$	$P_2 = 151213,7$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_1 = 1,126$	$\rho_2 = 1,544$
Pas d'aube [mm]	$t_1 = 91$	$t_2 = 157$
Dimensions [mm]	$d_1 = 550$	$d_2 = 950$

Diffuseur	Entrée (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesses [m/s]	$C_{3u} = 170,2$	$C_{4u} = 114,26$
	$C_{3r} = 42,43$	$C_{4r} = 27,64$
	$C_3 = 175$	$C_4 = 117,5$
Angle [°]	$\alpha_3 = 14$	$\alpha_4 = 13,6$
Température [K]	$T_3 = 341,24$	$T_4 = 349,62$
Pressions [N/m <sup>2</sup> ]	$P_3 = 151586,52$	$P_4 = 165020,44$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_3 = 1,547$	$\rho_4 = 1,644$
Dimensions [mm]	$d_3 = 960$	$d_4 = 1430$

### Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] :  $C_{5u} = 114,26$  ;  $C_{5r} = 28,48$  ;  $C_5 = 117,72$   
 Angle [°] :  $\alpha_5 = 14$   
 Température [K] :  $T_5 = 313$   
 Pressions [N/m<sup>2</sup>] :  $P_5 = 165020,44$   
 Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>] :  $\rho_5 = 1,896$

## Etage - 2 -

Roue	Entrée (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	$U_1 = 150,46$	$U_2 = 294,37$
	$C_{1u} = 0$	$C_{2u} = 181,12$
	$C_{1r} = 66,23$	$C_{2r} = 36,79$
	$W_1 = 164,44$	$W_2 = 119$
	$C_1 = 66,23$	$C_2 = 185$
Angle [°]	$\alpha_1 = 90$	$\alpha_2 = 11,47$
	$\beta_1 = 23,75$	$\beta_2 = 18$
Température [K]	$T_1 = 313$	$T_2 = 341,27$
Pression [N/m <sup>2</sup> ]	$P_1 = 165020,44$	$P_2 = 247102$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_1 = 1,896$	$\rho_2 = 2,449$
Pas d'aube [mm]	$t_1 = 90$	$t_2 = 176$
Dimensions [mm]	$d_1 = 460$	$d_2 = 900$

Diffuseur	Entrée (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesses [m/s]	$C_{3u} = 179,12$	$C_{4u} = 117,26$
	$C_{3r} = 43,89$	$C_{4r} = 28,04$
	$C_3 = 184,42$	$C_4 = 120,63$
Angle [°]	$\alpha_3 = 13,77$	$\alpha_4 = 13,44$
Température [K]	$T_3 = 351,37$	$T_4 = 361,06$
Pressions [N/m <sup>2</sup> ]	$P_3 = 247348,29$	$P_4 = 446091,14$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_3 = 2,451$	$\rho_4 = 2,624$
Dimensions [mm]	$d_3 = 910$	$d_4 = 1390$

### Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] :  $C_{5u} = 117,26$  ;  $C_{5r} = 28,73$  ;  $C_5 = 120,7$   
 Angle [°] :  $\alpha_5 = 13,77$   
 Température [K] :  $T_5 = 313$   
 Pressions [N/m<sup>2</sup>] :  $P_5 = P_4 = 446091,14$   
 Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>] :  $\rho_5 = 3,0$

### Etage -3-

Roue	Entrée (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	$U_1 = 140,64$	$U_2 = 261,66$
	$C_{1u} = 0$	$C_{2u} = 203,87$
	$C_{1r} = 58,87$	$C_{2r} = 32,7$
	$W_1 = 152,49$	$W_2 = 66,4$
	$C_1 = 58,87$	$C_2 = 206,53$
Angle [°]	$\alpha_1 = 90$	$\alpha_2 = 9,11$
	$\beta_1 = 22,7$	$\beta_2 = 29,5$
Température [K]	$T_1 = 313$	$T_2 = 346,61$
Pression [N/m <sup>2</sup> ]	$P_1 = 272057,28$	$P_2 = 388775,58$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_1 = 3,026$	$\rho_2 = 3,906$
Pas d'aube [mm]	$t_1 = 84$	$t_2 = 157$
Dimensions [mm]	$d_1 = 430$	$d_2 = 800$

Diffuseur	Entrée (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesses [m/s]	$C_{3u} = 201,33$	$C_{4u} = 119,03$
	$C_{3r} = 41,42$	$C_{4r} = 23,86$
	$C_3 = 205,63$	$C_4 = 121,46$
Angle [°]	$\alpha_3 = 11,62$	$\alpha_4 = 11,33$
Température [K]	$T_3 = 346,79$	$T_4 = 360,5$
Pressions [N/m <sup>2</sup> ]	$P_3 = 389482,67$	$P_4 = 446091,14$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_3 = 3,911$	$\rho_4 = 4,309$
Dimensions [mm]	$d_3 = 810$	$d_4 = 1370$

#### Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] :  $C_{5u} = 119,03$  ;  $C_{5r} = 23,84$  ;  $C_5 = 121,35$   
 Angle [°] :  $\alpha_5 = 11,33$   
 Température [K] :  $T_5 = 313$   
 Pressions [N/m<sup>2</sup>] :  $P_5 = P_4 = 446091,14$   
 Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>] :  $\rho_5 = 4,963$

### Etage - 4-

Roue	Entrée (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	$U_1 = 150,45$	$U_2 = 261,66$
	$C_{1u} = 0$	$C_{2u} = 203,87$
	$C_{1r} = 58,87$	$C_{2r} = 32,7$
	$W_1 = 161,55$	$W_2 = 66,4$
	$C_1 = 58,87$	$C_2 = 206,53$
Angle [°]	$\alpha_1 = 90$	$\alpha_2 = 9,11$
	$\beta_1 = 21,37$	$\beta_2 = 29,5$
Température [K]	$T_1 = 313$	$T_2 = 346,62$
Pression [N/m <sup>2</sup> ]	$P_1 = 446091,14$	$P_2 = 637538$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_1 = 4,963$	$\rho_2 = 6,405$
Pas d'aube [mm]	$t_1 = 90$	$t_2 = 157$
Dimensions [mm]	$d_1 = 460$	$d_2 = 800$

Diffuseur	Entrée (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesses [m/s]	$C_{3u} = 201,23$	$C_{4u} = 118,97$
	$C_{3r} = 38,09$	$C_{4r} = 21,98$
	$C_3 = 204,77$	$C_4 = 120,95$
Angle [°]	$\alpha_3 = 10,72$	$\alpha_4 = 10,47$
Température [K]	$T_3 = 346,98$	$T_4 = 360,57$
Pressions [N/m <sup>2</sup> ]	$P_3 = 639858,52$	$P_4 = 731950,93$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_3 = 6,421$	$\rho_4 = 7,069$
Dimensions [mm]	$d_3 = 810$	$d_4 = 1370$

#### Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] :  $C_{5u} = 118,97$  ;  $C_{5r} = 22,52$  ;  $C_5 = 121,08$   
 Angle [°] :  $\alpha_5 = 10,72$   
 Température [K] :  $T_5 = 313$   
 Pressions [N/m<sup>2</sup>] :  $P_5 = P_4 = 731950,93$   
 Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>] :  $\rho_5 = 8,143$

## Etage -5-

Roue	Entrée (point 1)	Sortie (point 2)
Vitesse [m/s]	$U_1 = 147,18$	$U_2 = 245,31$
	$C_{1u} = 0$	$C_{2u} = 217,46$
	$C_{1r} = 55,19$	$C_{2r} = 30,66$
	$W_1 = 157,22$	$W_2 = 41,42$
	$C_1 = 55,19$	$C_2 = 219,75$
Angle [°]	$\alpha_1 = 90$	$\alpha_2 = 8,02$
	$\beta_1 = 20,55$	$\beta_2 = 47,74$
Température [K]	$T_1 = 313$	$T_2 = 343,6$
Pression [N/m <sup>2</sup> ]	$P_1 = 731950,93$	$P_2 = 1014525,17$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_1 = 8,143$	$\rho_2 = 10,28$
Pas d'aube [mm]	$t_1 = 83$	$t_2 = 138$
Dimensions [mm]	$d_1 = 450$	$d_2 = 750$

Diffuseur	Entrée (point 3)	Sortie (point 4)
Vitesses [m/s]	$C_{3u} = 214,47$	$C_{4u} = 118,97$
	$C_{3r} = 35,24$	$C_{4r} = 19,02$
	$C_3 = 217,4$	$C_4 = 120,54$
Angle [°]	$\alpha_3 = 9,33$	$\alpha_4 = 9,08$
Température [K]	$T_3 = 344,11$	$T_4 = 360,41$
Pressions [N/m <sup>2</sup> ]	$P_3 = 1019805,40$	$P_4 = 1199128,41$
Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_3 = 10,32$	$\rho_4 = 11,58$
Dimensions [mm]	$d_3 = 760$	$d_4 = 1370$

### Evolution dans le canal

Vitesses [m/s] :  $C_{5u} = 118,97$  ;  $C_{5r} = 19,54$  ;  $C_5 = 120,56$   
 Angle [°] :  $\alpha_5 = 9,33$   
 Température [K] :  $T_5 = 360,41$   
 Pressions [N/m<sup>2</sup>] :  $P_5 = P_4 = 1199128,41$   
 Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>] :  $\rho_5 = 11,58$

#### IV-12 Calcul de la Volute de sortie

$C_{5u} = C_{4u} = 118,97$  m/s, nous avons l à une grande vitesse d'où l'utilisation d'une volute de sortie.

Il s'agit de canaliser le fluide de la sortie du diffuseur à la tubulure de refoulement. Le fluide entre en (4) dans la volute qui ne fait que prolonger le diffuseur. Le fluide obéit à la loi des aires :  $rC_u = cte$ .

Nous admettons que  $C_{4u}$  reste cte dans toute la volute.

$$C_{4u} \gg C_{4r}$$

Calcul des sections de la volute

Equation de continuité :

$$\frac{Q_{mt}}{\bar{\rho}} = C_{4U} \cdot S \cdot n \Rightarrow S = \frac{Q_{mt}}{\bar{\rho} \cdot C_{4U}} = 0,0027n$$

$$S_1 = 0,0027.1/8 = 0,00033[m^2] \rightarrow d_1 = 0,02 [m]$$

$$S_2 = 0,0027.2/8 = 0,00067[m^2] \rightarrow d_2 = 0,029[m]$$

$$S_3 = 0,0027.3/8 = 0,001[m^2] \rightarrow d_3 = 0,03 [m]$$

$$S_4 = 0,0027.4/8 = 0,0013[m^2] \rightarrow d_4 = 0,04 [m]$$

$$S_5 = 0,0027.5/8 = 0,00168[m^2] \rightarrow d_5 = 0,046[m]$$

$$S_6 = 0,0027.6/8 = 0,002[m^2] \rightarrow d_6 = 0,05 [m]$$

$$S_7 = 0,0027.7/8 = 0,0023[m^2] \rightarrow d_7 = 0,054[m]$$

$$S_8 = 0,0027.8/8 = 0,0027[m^2] \rightarrow d_8 = 0,058[m]$$

## IV-13 Paramètres Thermodynamiques des Cinq Etages

Paramètres	1 <sup>er</sup> Etage	2 <sup>eme</sup> Etage	3 <sup>eme</sup> Etage	4 <sup>eme</sup> Etage	5 <sup>eme</sup> Etage
P <sub>1</sub> [N/m <sup>2</sup> ]	97209,80	165020,44	272057,28	446091,14	731950,93
P <sub>2</sub>	151213,70	247102,00	388775,58	637538,00	1014525,17
P <sub>3</sub>	151586,52	247348,29	389482,67	639858,52	1019805,40
P <sub>4</sub>	165020,44	272057,28	446091,14	731950,93	1199128,41
P <sub>5</sub>	-	-	-	-	-
T <sub>1</sub> [°K]	300,56	313	313	313	313
T <sub>2</sub>	341	341,27	346,61	346,62	343,6
T <sub>3</sub>	341,24	351,37	346,79	346,98	344,11
T <sub>4</sub>	349,62	361,06	360,5	360,57	360,41
T <sub>5</sub>	313	313	313	313	
ρ <sub>1</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]	1,126	1,896	3,026	4,963	8,143
ρ <sub>2</sub>	1,544	2,449	3,906	6,405	10,28
ρ <sub>3</sub>	1,547	2,451	3,911	6,421	10,32
ρ <sub>4</sub>	1,644	2,624	4,309	7,069	11,58
ρ <sub>5</sub>	1,896	3,026	4,963	8,143	
h <sub>3</sub> – h <sub>2</sub>	245,98	107,13	185,47	361,94	513,65
h <sub>4</sub> – h <sub>3</sub>	8409,37	9729,56	13765,58	13650,92	16366,43
Π	1,69	1,65	1,64	1,64	1,64

## IV-B Calcul des pertes d'énergie

### IV-14 Pertes d'Énergie dans le 1<sup>er</sup> Etage

#### IV-14.1 Pertes hydraulique

Elles comprennent :

-Pertes par frottement dans les canaux :  $h''_P$

-Pertes de transformation d'énergie :  $h'_P$

Nous allons employer des formules publiées par Kovats pour déterminer les pertes de charges (Formules expérimentales).

#### IV-14.1.1 Pertes de charges dans la volute d'entrée (en %) : [6]

$$\frac{h'_P - h''_P}{H_i} = \frac{\Psi}{4} 0,05 + \lambda \cdot \Psi 0,075 \left[ \left( 0,05y + \frac{1}{1,5y} \right) \cdot \left( 1 + \frac{1}{1+y} \right)^2 \right]$$

Avec: Coefficient de hauteur(ou manométrique) :

$$\Psi = \frac{2g \cdot H_T}{U_2^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 483,82}{(310,73)^2} ; \Psi = 0,98$$

$\lambda$ : Coefficient de frottement donné par le diagramme (voir Annexe -1- )

Soit :

$$\left\{ \begin{array}{l} A=0,017 \\ \Psi = 0,98 \\ y = d_8/d_2=286/950=0,3 \end{array} \right.$$

En remplaçant, on trouve :

$$\frac{h'_P - h''_P}{H_i} = 0,0945$$

Soit  $(h'_P - h''_P)_{\text{volute}} = 0,0945 H_i$  ; (9,45%)

#### IV-14.1.2 % des pertes dans la 1<sup>ère</sup> roue [6]

$$\frac{h'_P - h''_P}{H_i} = \left( 1 - \frac{\Psi}{4} \right) 0,05 + \lambda \left[ 0,125 \frac{x}{4} \left( \frac{0,64 Z}{(1+A) \sin \beta_m} + \frac{B}{13} \right) \cdot \left( \frac{1+A+0,75\Psi}{\cos \beta_m} \right)^2 \right]$$

(IV-14.1.2)

Avec :

$$A = \frac{d_0}{d_2} = \frac{630}{950} = 0,66$$

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{21 + 16}{2} = 18,5$$

$$B = \frac{d_2}{l_2} = \frac{950}{100} = 9,5$$

Donc, soit :  $A=0,66$  ;  $\lambda=0,017$  ;  $\beta_m=18,5$  ;  $\Psi=0,98$  ;  $B=9,5$

Longueur d'une aube :

$$B = \frac{d_2 - d_1}{2 \sin \beta_m} = \frac{950 - 550}{2 \sin 18,5} = 630,3 \text{ [mm]}$$

$$X = \frac{L}{d_2} = \frac{630,3}{950} = 0,66$$

Après calcul on trouve :

$$\frac{h'_P - h''_P}{H_i} = 0,0457 ; (4,57\%)$$

#### IV-14.1.3 % des pertes de charges dans le diffuseur

$$\frac{h'_P - h''_P}{H_i} = 0,012\Psi + \frac{\lambda \cdot \Psi \cdot 0,01}{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha} \left( \frac{0,27 \cdot Z_d + B}{\sin \alpha} \right); (IV - 14.1.3)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \alpha_m = \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} = \frac{20 + 19}{2} = 19,5 \\ Z_d = 24 \\ B = 9,5 ; \Psi = 0,98 \end{array} \right.$$

Après calcul on trouve :

$$\frac{h'_P - h''_P}{H_i} = 0,0288 ; (2,88\%)$$

#### IV- 14.2 Pertes de charges singuli ères dans les coudes

On a à faire à 2 coudes de  $90^\circ$

- Si nous prenons  $R/D = 1$ , le diagramme nous donne :

$$\alpha = 90^\circ \Rightarrow \xi = 0,5 \text{ (Voir Annexe 2)}$$

$$h_P = 2\xi \frac{C_{r_m}^2}{2g} ; \quad C_{r_m}^2 = \text{Moyenne de la vitesse radiale}$$

$$C_{r_m} = 28,06 \text{ [m/s]} \text{ d'où : } h_P = 40,13 \text{ [m].}$$

#### IV- 14.3 Pertes par frottement des flasques (pertes internes)

Ce sont des pertes mécaniques PF causées par le frottement des disques (flasque des roues). Elles varient avec la vitesse donc elles sont proportionnelle au travail utile.

On va exprimer ces pertes au moyen du rendement interne ou polytropique : on ajoute ces pertes  $h_i$  (m) aux pertes hydrauliques et on appelle l'ensemble pertes internes.

- **Calcul de la puissance absorbée par frottement du 1<sup>er</sup> étage**

$$P_{F1} = C \cdot U_2^3 \cdot d_2 \left[ 1 + 5 \frac{l_2}{d_2} \right] ; [\text{Ch}]$$

[IV-14.3]

C : facteur dépendant du coefficient des frottements du disque sur le fluide.

Pour l'air  $C = 2 \cdot 10^{-6}$

Donc :

$$P_{FI} = 2 \cdot 10^{-6} (310,73)^3 (0,95)^2 \left[ 1 + 5 \cdot \frac{0,1}{0,95} \right]$$

$$P_{FI} = 82,85 \text{ [Ch]} = 60977,6 \text{ [w]}$$

Equivalent de cette perte en perte par mètre de fluide :

$$h_{FI} = \frac{P_{FI}}{q_{mt} \cdot g} ; \text{ soit } h_{FI} = 2107 \text{ [m]}$$

#### IV-14.4 Pertes par fluide

Des fuites se produisent aux jeux des roues centrifuges et aussi des fuites vers l'extérieur. Pour diminuer ces fuites on utilise des labyrinthes. Le poids d'air passant par une garniture à labyrinthes est donné par la formule de Stodola : [4]

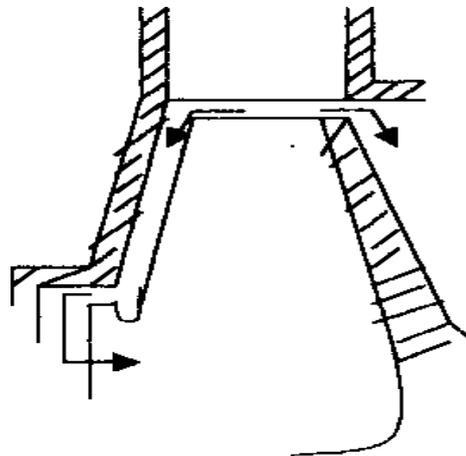
$$q_{MFI} = S \sqrt{\frac{(P_b^2 - P_a^2) \bar{\rho}}{Z \cdot P_b}} ; \text{ soit } h_{FI} = 2107 \text{ [m]} ; \text{ [IV - 14.4]}$$

Avec :

S : Section de passage

$P_b, P_a$  : Pression des deux côtés du labyrinthe

Z : Nombre de chambres de détente



#### IV-14.4.1 Fuite à rentrer de l'ouïe de la roue 1 : ( $q_{Mf1}$ )

Soit :

- **Section de fuite**

$$S_1 = \pi \cdot d_0 \cdot j \quad ; \text{ jeu } j = 0,5 \text{ mm}$$

D'où  $S_1 = 9,891 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

- **La pression  $P_b$**

Est diminuée par suite de la rotation du fluide

Elle est égale à:  $P_b = P_2 - \Delta P_w$

- **Calcul de la chute de pression**

$$\Delta h_w = \frac{1}{2g} \left[ 3/4 U_2 + \frac{U_0^2}{4} - (U_2 - C_{2u})^2 \right]$$

En remplaçant, on trouve :

$$\Delta h_w = 3020 \text{ [m]}$$

$$\Delta P_w = \bar{\rho} \cdot g \cdot \Delta h_w$$

$$\Delta P_w = 1,34 \cdot 9,81 \cdot 3020 = 39699 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$P_b = P_2 - \Delta P_w = 112214,3 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

- **Calcul de la fuite ( $q_{Mf1}$ )**

Avec :  $P_a = P_1 = 972098 \text{ [N/m}^2\text{]}$

$$Z = 2$$

$$\bar{\rho} = 1,34$$

$$P_b = 112214,3$$

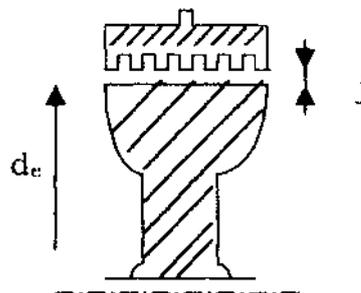
$$S_1 = 9,891 \cdot 10^{-4}$$

En remplaçant dans la formule [IV-14.4], on trouve :  $q_{Mf1} = 0,135 \text{ [kg/s]}$

#### IV-14.4.2 Fuite à l'extérieure : ( $q_{Mf2}$ )

Cette fuite se calcule au niveau de la dernière roue. Elle est d'une importance capitale.

Avec :  $S_1 = \pi d_e \cdot j$



#### IV-14.5 Somme des pertes hydrauliques ET perte dans les coudes

La somme des pertes dans le 1<sup>er</sup> étage est de :

$$\sum h = 733,99 \text{ [m]}$$

Avec :  $h_I = (h'_P + h''_P)_1 H_1$

#### IV-15 Pertes D' énergie Dans Le 2<sup>eme</sup> Etage

##### IV-15.1 Pertes hydrauliques

##### IV-15.1.2 % des pertes dans la 2<sup>ème</sup> roue

Soit les données :

$$\begin{aligned} A &= 0,744 \\ \beta_m &= 20,87^\circ \\ B &= 13,84 \\ \lambda &= 0,017 \\ \Psi &= 1,08 \\ L &= 617,54 \text{ mm} \\ x &= 0,68 \end{aligned}$$

En remplaçant ces données dans la formule [IV-14.1.2], on trouve :

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,0993 ; 09,93\%$$

##### IV-15.1.3 % des pertes de charge dans le diffuseur

Soit :  $\alpha_m = 13^\circ, \beta' = \alpha$  ;  $\Psi = 1,08$   
 $Z_d = 12$   
 $B = 13,84$

En remplaçant ces données dans la formule [IV- 14. 1.3], on trouve :

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,0729 ; 07,29\%$$

##### IV-15.2 Pertes de charge singulières dans les coudes

Soit  $C_{rm} = 28,38 \text{ [m/s]}$  d'où  $h_P = 41,05 \text{ [m]}$

##### IV- 15. 3 Pertes par frottement

De la forme [IV-14.3], on trouve :  $P_{F2} = 56,69 \text{ ch} = 41723,84 \text{ [w]}$

D'où :

$$h_{F2} = \frac{P_{F2}}{q_{mt} \cdot g} = 1427,24 \text{ [m]}$$

##### IV- 15. 4 Pertes par fuite

Soit les données :

$$\begin{aligned} S_1 &= 10,5 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \\ \Delta h_w &= 3271,02 \text{ m} \\ P_b &= 177389,28 \text{ N/m}^2 \\ P_a = P_1 &= 165020,44 \text{ N/m}^2 \\ Z &= 4 \end{aligned}$$

$$\bar{\rho} = 2,17 \text{ kg/m}^3$$

En remplaçant dans la formule [IV- 14. 4], on trouve :  $q_{mF2} = 0,119 \text{ [kg/s]}$ .

#### IV- 15. 5 Somme des pertes hydrauliques et perte dans les coudes

La somme des pertes dans le 2<sup>ème</sup> étage est :

$$\sum h = 730,02 \text{ [m]}$$

#### IV-16 Pertes d' énergie dans le 3<sup>ème</sup> Etage

##### IV-16.1 Pertes hydrauliques

##### IV-16.1.2 % des pertes dans la 3<sup>ème</sup> roue

Soit les donn ées :

$$A = 0,725$$

$$\beta_m = 26^\circ$$

$$B = 16$$

$$\lambda = 0,019$$

$$\Psi = 1,36$$

$$L = 422 \text{ mm}$$

$$x = 0,527$$

En rempla çant ces donn ées dans la formule [IV-14.1.2], on trouve :

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,035 ; 03,35\%$$

##### IV-16.1.3 % des pertes de charge dans le diffuseur

Soit:  $a = a_m = 11^\circ, 47'$  ;  $\Psi = 1,36$

$$Z_d = 24$$

$$B = 16$$

En rempla çant ces donn ées dans la formule [IV-14.1.3], on trouve

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,169 ; 16,90\%$$

##### IV-16.2 Pertes de charge singuli ère dans les coudes

Soit  $C_{rm} = 23,85 \text{ [m/s]}$  d'où  $h_p = 28,99 \text{ [m]}$

##### IV-16.3 Pertes par frottement

De la formule [IV-14.3] ; on trouve :  $P_{F3} = 30,09 \text{ Ch} = 22151,29 \text{ [W]}$ .

D'où  $h_{F3} = 757,72 \text{ [m]}$

##### IV-16.4 Pertes par fuite

Soit les donn ées :

$$S_1 = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\Delta h_w = 114382,61 \text{ N/m}^2$$

$$P_b = 274392,97 \text{ N/m}^2$$

$$P_a = P_1 = 272057,28 \text{ N/m}^2$$

$$Z = 4$$

$$\bar{\rho} = 3,466 \text{ kg/m}^3$$

En rempla çant dans la formule [IV-14.4], on trouve :

$$q_{mF3} = 0,057 \text{ [kg/S]}$$

##### IV-16.5 Somme des pertes hydrauliques ET perte dans les coudes

La somme des pertes dans le 3<sup>ème</sup> étage est :

$$\bar{Z}h = 831,67 \text{ [m]}$$

## IV-17 Pertes d'énergie dans le 4<sup>ème</sup> Etage

### IV-17.1 Pertes hydrauliques

#### IV-17.1.2 % des pertes dans la 4<sup>ème</sup> roue

Soit les données :

$$\begin{aligned}A &= 0,725 \\ \beta_m &= 25^\circ,43' \\ B &= 20 \\ \lambda &= 0,019 \\ \Psi &= 1,34 \\ L &= 395,89 \text{ mm} \\ x &= 0,49\end{aligned}$$

En remplaçant ces données dans la formule [IV-14.1.2], on trouve :

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,036 ; 03,60\%$$

#### IV-17.1.3 % des pertes de charge dans le diffuseur :

Soit :  $\alpha = 10^\circ,59'$  ;  $\Psi = 1,34$   
 $Z_d = 24$   
 $B = 20$

En remplaçant ces données dans la formule [IV-14.1.3], on trouve :

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,222 ; 22,20\%$$

### IV-17.2 Pertes de charge singulière dans les coudes

Soit  $C_m = 22,25$  [m/s] d'où  $h_p = 25,23$  [m].

### IV-17.3 Pertes par frottement

De la formule [IV-14.3] ; on trouve :  $P_{F4} = 28,66$  Ch = 21096,47 [W].

D'où  $h_{F4} = 721,64$ [m]

### IV-17.4 Pertes par fuite

Soit les données :

$$\begin{aligned}S_1 &= 9,1 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \\ \Delta h_w &= 2905,52 \text{ m} \\ P_b &= 475526 \text{ N/m}^2 \\ P_a = P_1 &= 446091,14 \text{ N/m}^2 \\ Z &= 2 \\ \bar{\rho} &= 5,68 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

En remplaçant dans la formule [IV-14.4], on trouve :

$$q_{mF4} = 0,366 \text{ [kg/s]}$$

### IV-17.5 Somme des pertes hydrauliques et perte dans les coudes

La somme des pertes dans le 4<sup>ème</sup> étage est :

$$\Sigma h = 979,17 \text{ [m]}$$

## IV-18 Pertes d' énergie dans le 5<sup>ème</sup> Etage

### IV-18.1 Pertes hydrauliques

#### IV-18.1.2 % des pertes dans la 5<sup>ème</sup> roue

Soit les donn ées :

$$\begin{aligned}A &= 0,72 \\ \beta_m &= 34^\circ \\ B &= 25 \\ \lambda &= 0,019 \\ \Psi &= 1,54 \\ L &= 268,24 \text{ mm} \\ x &= 0,36\end{aligned}$$

En rempla çant ces donn ées dans la formule [IV-14.1.2], on trouve :

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,032 ; 03,20\%$$

#### IV-18.1.3 % des pertes de charge dans le diffuseur

Soit :  $\alpha = 09^\circ,2'$  ;  $\Psi = 1,54$

$$\begin{aligned}Z_d &= 24 \\ B &= 25\end{aligned}$$

En rempla çant ces donn ées dans la formule [IV-14.1.3] , on trouve

$$\frac{h'_P + h''_P}{H_i} = 0,388 ; 38,80\%$$

### IV-18.3 Pertes par frottement

De la formule [IV-14.3], on trouve :  $P_{F5} = 19,92 \text{ Ch} = 14667,54 \text{ [W]}$ .

D'où :  $h_{F5} = 501,73 \text{ [m]}$

### IV-18.4 Pertes par fuite

Soit les donn ées :

$$\begin{aligned}S_1 &= 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \\ \Delta h_w &= 2658,32 \text{ m} \\ P_b &= 774306,57 \text{ N/m}^2 \\ P_a = P_1 &= 731950 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

$$Z = 4$$

$$\bar{\rho} = 9,2 \text{ kg/m}^3$$

En rempla çant dans la formule [IV-14.4], on trouve :

$$q_{mF5} = 0,51 \text{ [kg/S]}$$

**Fuite à l'extérieur :**

$$\begin{aligned}j = 0,1 \text{ mm} &\longrightarrow S_1 = 0,00016 \text{ m}^2 \\ &Z = 5 \\ &P_a = 10^5 \text{ N/m}^2 \\ &P_b = 774306,57 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

En rempla çant dans la formule [IV-14.4], on trouve :

$$q_{mFe} = 0,189 \text{ [kg/s]}$$

#### IV-18.5 Somme des pertes hydrauliques ET perte dans les coudes

La somme des pertes dans le 5<sup>ème</sup> étage est :

$$\Sigma h = 1637,35 \text{ [m]}$$

#### Remarque :

On constate que les pertes au niveau du 5<sup>ème</sup> étage sont importantes, cela est dû à l'influence des fuites à l'extérieur.

### IV-19 Détermination des pressions et du taux de compression réels Dans chaque étage

#### IV-19.1 Chute de pression dans chaque étage

Elle est définie la relation :

$$\Delta P_i = h_i \cdot x \cdot \bar{\rho} \cdot g \quad (i : \text{Volute, Roue, Diffuseur, Coudes}) \quad \Delta P = \Sigma \Delta P_i$$

•*	1	2	3	4	5
$\Delta P \text{ [N/m}^2\text{]}$	15027,2	22479,6	38417,62	67612,73	156360,83
$P_5 \text{ [N/m}^2\text{]}$	165020,44	272057,28	446091,14	731950,93	1199128,41
$\Pi$	1,69	1,65	1,64	1,64	1,64

Donc, le taux de pression réel (avec perte) moyen du compresseur est :

$$\bar{\pi} = 1,65$$

#### IV-19.2 Détermination des pressions entrée - sortie de chaque étage

	1	2	3	4	5
$P_1 \text{ [Nm}^2\text{]}$	97209,80	165020,44	272057,28	446091,14	731950,93
$P_5 \text{ [Nm}^2\text{]}$	165020,44	272057,28	446091,14	731950,93	1199128,41

#### Conclusion :

Finalement notre Turbocompresseur est caractérisé par les paramètres réels suivants :

- Pression d'aspiration :  $P_A = 1 \text{ bar}$
- Pression de refoulement :  $P_S = 11,99 = 12 \text{ bar}$
- Taux de compression :  $\pi = 8,27$

## IV-C. Calcul des rendements

### IV-20 Calcul des rendements du 1<sup>er</sup> étage

**Rendement hydraulique :**

**Hauteur réelle ou effective du 1<sup>er</sup> étage (H<sub>i</sub>):**

$$\eta_{h1} = \frac{H_i}{H_i + \sum(h'_p + h''_p)} = \frac{H_i}{H_{Total}}$$

$$H_{Total} = H_i + \sum(h'_p + h''_p)$$

$$H_{Total} = H_i + (0,0945 + 0,0457 + 0,0288) H_i + 40,13 = H_T = 4839,82$$

Soit :  $H_T = 0,169 H_i + H_i + 40,13$   
 $H_T = 1,169 H_i + 40,13$

$$H_i = \frac{H_T - 40,13}{1,169} = \frac{4839,82 - 40,13}{1,169} \Rightarrow H_i = 4105,8[m]$$

D'où :

$$\eta_{h1} = \frac{H_i}{H_T} = \frac{4105,8}{4839,82} \Rightarrow \eta_{h1} = 0,85$$

**Rendement Polytropique :**

Il est défini par la relation :

$$\eta_{p1} = \frac{H_i}{H_i + \sum(h'_p + h''_p) + h_{F1}} = \frac{4105,8}{4105,8 + 693,88 + 2107} \Rightarrow \eta_{p1} = 0,60$$

**Rendement volumétrique :**

Il est donné par la relation :

$$\eta_{v1} = \frac{q_{mt}}{q_{mt} + q_{mF1}} = \frac{2,98}{2,98 + 0,135} \Rightarrow \eta_{v1} = 0,95$$

**Rendement mécanique :**

Il est défini par :

$$\eta_{m1} = \frac{P_{t1}}{P_{t1} + P_{m1} + 1\%P_{t1}}$$

On admet 1% de la puissance théorique (P<sub>t</sub>)

Avec :

$$P_{t1} = \frac{q_{mt} \cdot H_T \cdot g}{100} = \frac{2,95 \cdot 4839,82 \cdot 9,81}{100} \Rightarrow P_{t1} = 140[kw]$$

On a :  $P_{m1} = P_{F1} = 60,977 [kw]$

D'où :

$$\eta_{m1} = \frac{140}{140 + 60,977 + 0,01 \cdot 140} \Rightarrow \eta_{m1} = 0,69$$

## IV-21 Calcul des rendements du 2<sup>ème</sup> étage

**Rendement hydraulique :**

**Hauteur réelle du 2<sup>ème</sup> étage (H<sub>i</sub>) :**

$$H_T = H_i + (0,0993 + 0,0729) H_i + 41,05 = 4785,58 \text{ [m]}$$

Soit :

$$H_i = \frac{4785,58 - 41,05}{1,1772} = 4047,54 \text{ [m]}$$

D'où :

$$\eta_{h2} = \frac{H_i}{H_T} = \frac{4047,54}{4785,58} \Rightarrow \eta_{h2} = 0,84$$

**Rendement polytropique :**

Il est défini par la relation :

$$\eta_{p2} = \frac{H_i}{H_i + \sum(h'_p + h''_p) + h_{F2}} = \frac{4047,54}{4047,54 + 688,97 + 1427,24} \Rightarrow \eta_{p2} = 0,66$$

**Rendement Volumétrique**

Il est donné par la relation :

$$\eta_{v2} = \frac{q_{mt}}{q_{mt} + q_{mF2}} = \frac{2,98}{2,98 + 0,119} \Rightarrow \eta_{v1} = 0,96$$

**Rendement mécanique :**

On a : P<sub>t2</sub> = 139,89 kw

$$P_{m2} = 41,72 \text{ kw}$$

$$\eta_{m2} = \frac{139,89}{139,89 + 41,72 + 0,01 \cdot 139,89} \Rightarrow \eta_{m2} = 0,76$$

## IV-22 Calcul des rendements du 3<sup>ème</sup> étage

**Rendement hydraulique :**

**Hauteur réelle du 3<sup>ème</sup> étage (H<sub>i</sub>) :**

$$H_T = H_i + (0,035 + 0,16) H_i + 28,99 = 4731,06 \text{ [m]}$$

Soit :

$$H_i = \frac{H_T - 28,99}{1,195} = 3934,78 \text{ [m]}$$

D'où :

$$\eta_{h3} = \frac{H_i}{H_T} = \frac{3934,78}{4731,06} \Rightarrow \eta_{h3} = 0,83$$

**Rendement Polytropique :**

$$\eta_{P3} = \frac{H_i}{H_i + \sum(h'_p + h''_p) + h_{F3}} = \frac{3934,78}{3934,78 + 767,28 + 757,72} \Rightarrow \eta_{P3} = 0,72$$

**Rendement Volumétrique :**

$$\eta_{V3} = \frac{q_{mt}}{q_{mt} + q_{mF3}} = \frac{2,98}{2,98 + 0,057} \Rightarrow \eta_{V3} = 0,98$$

**Rendement mécanique :**

On a :  $P_{t3} = 138,3 \text{ [KW]}$   
 $P_{m3} = 22,15 \text{ [KW]}$

D'où :

$$\eta_{m3} = \frac{138,3}{138,3 + 22,15 + 0,01 \cdot 139,89} \Rightarrow \eta_{m3} = 0,85$$

#### IV-23 Calcul des rendements du 4<sup>ème</sup> étage

**Rendement hydraulique :**

**Hauteur réelle du 4<sup>ème</sup> étage (H<sub>i</sub>) :**

$$H_T = H_i + (0,036 + 0,222) H_i + 25,23 = 4676,68 \text{ [m]}$$

Soit :

$$H_i = \frac{4676,68 - 25,23}{1,258} = 3697,49 \text{ [m]}$$

D'où :

$$\eta_{h4} = \frac{H_i}{H_T} = \frac{3697,49}{4676,68} \Rightarrow \eta_{h4} = 0,79$$

**Rendement Polytropique :**

$$\eta_{p4} = \frac{H_i}{H_i + \sum(h'_p + h''_p) + h_{F4}} = \frac{3697,49}{3697,49 + 953,95 + 721,64} \Rightarrow \eta_{p4} = 0,70$$

**Rendement Volumétrique :**

$$\eta_{v4} = \frac{q_{mt}}{q_{mt} + q_{mF4}} = \frac{2,98}{2,98 + 0,366} \Rightarrow \eta_{v4} = 0,89$$

**Rendement mécanique :**

On a :  $P_{t4} = 136,71 \text{ [kW]}$   
 $P_{m4} = 21,09 \text{ [kW]}$

D'où :

$$\eta_{m4} = \frac{136,71}{137,71 + 21,09 + 0,01 \cdot 136,71} \Rightarrow \eta_{m4} = 0,86$$

#### IV-24 Calcul des rendements du 5<sup>ème</sup> étage

**Rendement hydraulique :**

**Hauteur réelle du 4<sup>ème</sup> étage (H<sub>i</sub>) :**

$$H_T = H_i + (0,032 + 0,388) H_i + 41,05 = 4567,92 \text{ [m]}$$

Soit :

$$H_i = \frac{4567,92}{1,42} = 3216,84 \text{ [m]}$$

D'où :

$$\eta_{h5} = \frac{H_i}{H_T} = \frac{3216,84}{4567,92} \Rightarrow \eta_{h5} = 0,70$$

**Rendement Polytropique :**

$$\eta_{p5} = \frac{H_i}{H_i + \bar{Z}(h'_p + h''_p) + h_{f5}} = \frac{3216,84}{3216,84 + 1351,07 + 501,73} \Rightarrow \eta_{p5} = 0,63$$

**Rendement Volumétrique :**

$$\eta_{v5} = \frac{q_{mt}}{q_{mt} + q_{mFe} + q_{mF5}} = \frac{2,98}{2,98 + 0,189 + 0,51} \Rightarrow \eta_{v5} = 0,81$$

**Remarque :**

Le rendement volumétrique du 5<sup>ème</sup> étage est plus petit que celui des autres étages à cause des fuites à l'extérieur.

**Rendement mécanique :**

On a :  $P_{t5} = 133,53 \text{ [KW]}$   
 $P_{m5} = 14,66 \text{ [KW]}$

D'où :

$$\eta_{m5} = \frac{133,53}{133,53 + 14,66 + 0,01 \cdot 133,53} \Rightarrow \eta_{m5} = 0,89$$

#### IV-25 Rendements du Turbocompresseur

Rendement Hydraulique (indiqué  $\hat{\eta}$ ) :

$$\eta_h = \frac{\sum H_i}{H_T^*}$$

Somme des hauteurs réelles ou effective :

$$H_i = 4105,8 + 4047,54 + 3934,78 + 3697,49 + 3216,84$$

$$H_i = 19002,45[m]$$

Somme des charges idéales exactes :

$$H_T^* = 22648,927 [m]$$

D'où :

$$\eta_h = \frac{19002,45}{22648,93} = 0,839 \Rightarrow \eta_h \simeq 0,84$$

**NB :**

La valeur prise au départ est 0,85 ; la différence est faible, Terreur est faible :  $(0,85 - 0,84)/0,84 = 0.011$ , donc on peut admettre un rendement de 85%

**Rendement Polytropique :**

$$\eta_P = \frac{\sum H_i}{\sum H_i + \sum (h'_p + h''_p) + \sum h_F}$$

$$\sum Z H_i = 19002,45 [m]$$

$$\sum Z (h'_p + h''_p) = 19002,45[m]$$

$$\sum Z h_F = 5515,33 [m]$$

On remplaçant, on trouve :  $\eta_P = 0,65$

**Rendement Volumétrique :**

$$\eta_V = \frac{q_{mt}}{q_{mt} + q_{mFe}} = \frac{q_{mt}}{q_t} = \frac{2,98}{2,98 + 0,189} \Rightarrow \eta_V = 0,94$$

**N.B :**

La valeur prise auparavant est 0,95, Terreur est faible (1%), donc on peut admettre  $\eta_V = 0,95$

**Rendement Mécanique :**

$$\eta_m = \frac{P_t}{P_t + \sum P_m + 1\%P_t}$$

Avec :

$$P_t = \frac{q_{mt} \cdot H_T^* \cdot g}{1000} = \frac{2,98 \cdot 22648,93 \cdot 9,81}{1000} \Rightarrow P_t = 662,11 [kw]$$
$$\sum P_m = 160,59 [kw]$$

D'où :

$$\eta_m = \frac{662,11}{662,11 + 160,59 + 0,01 \cdot 662,11} = 0,798 \Rightarrow \eta_m \simeq 0,80$$

**Rendement global du compresseur :**

$$\eta_m = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

$$\eta_g = 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,80 = 0,646 \Rightarrow \eta_g \simeq 0,65$$

#### **IV-D Calcul des Puissances**

**IV-D.1 Puissance th éorique pour un nombre d'aube infini ( $Z=\infty$ )**

$$P_{t\infty} = \frac{q_{mt} \cdot H_{t\infty} \cdot g}{1000} = \frac{2,98 \cdot 27190,8 \cdot 9,81}{1000} \Rightarrow P_{t\infty} = 794,89 \text{ [kw]}$$

**IV-D.2 Puissance th éorique pour un nombre d'aube fini**

$$P_t = \frac{q_{mt} \cdot H \cdot g}{1000} = \frac{2,98 \cdot 22866,9 \cdot 9,81}{1000} \Rightarrow P_t = 668,48 \text{ [kw]}$$

**IV-D.3 Puissance Utile :**

$$P_U = \frac{q_{mt} \cdot \sum h_i \cdot g}{1000} = \frac{2,98 \cdot 18955,93 \cdot 9,81}{1000} \Rightarrow P_U = 554,15 \text{ [kw]}$$

**IV-D.4 Puissance Totale**

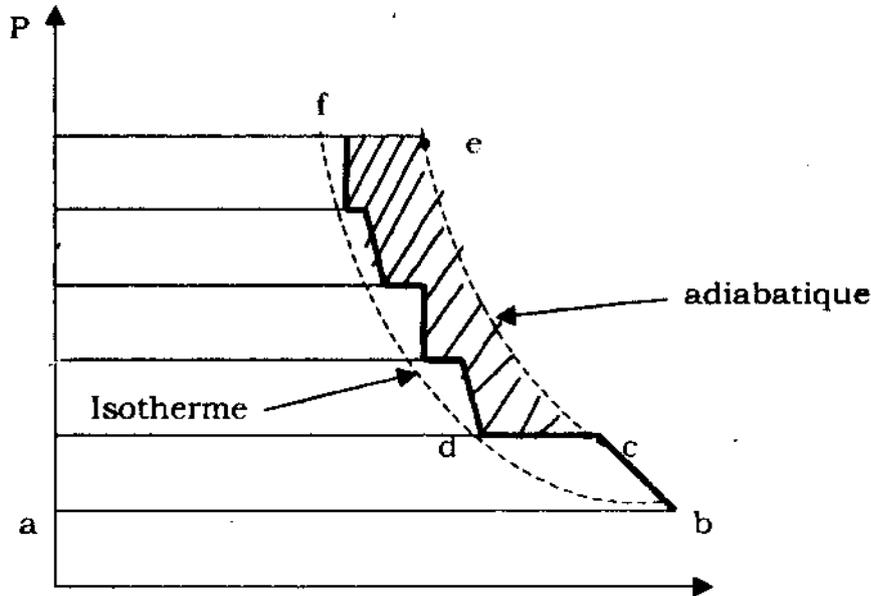
$$P = \frac{P_U}{\eta_g} = \frac{554,15}{0,65} \Rightarrow P = 852,54 \text{ [kw]}$$

# V- Refroidissement intermédiaire

## V. Refroidissement Intermédiaire

Pratiquement, la compression que nous effectuons se rapproche d'isotherme grâce au refroidissement du gaz entre les étages de notre compresseur.

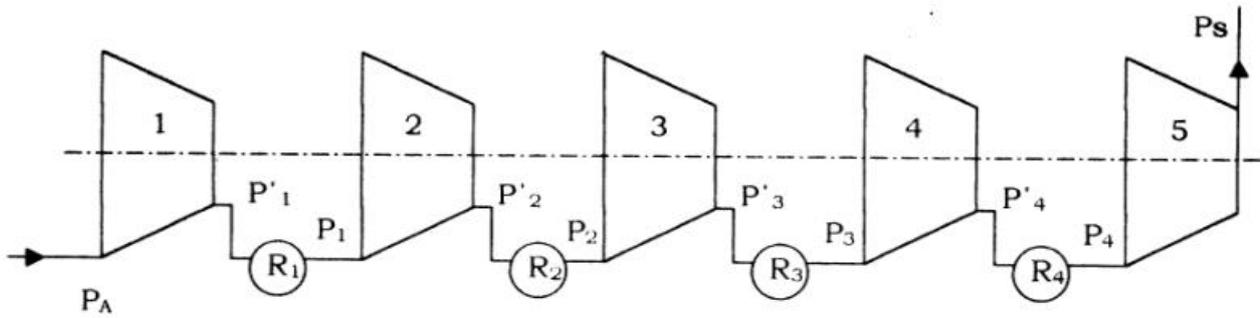
Les réfrigérants ramènent la température du gaz au refoulement à une température proche de celle de l'aspiration. La figure (V-1) ci-dessous représente le diagramme(P.V) isotherme :



La courbe pointillée (bf) est isotherme. Le but est de réaliser une compression aussi proche que possible de (bf). La compression du 1<sup>er</sup> étage est adiabatique (bc), à la sortie du 1<sup>er</sup> étage le gaz est refroidi dans un réfrigérant jusqu'à la température initiale figurée par la courbe isotherme droite (cd). L'opération sera ainsi répétée d'étage en étage.

Si la compression s'était effectuée en un seul étage. Elle aurait été adiabatique dans le prolongement de (bc), jusqu'à e. La partie hachurée montre le travail économisé.

On désire comprimer l'air de la pression atmosphérique à 7 bar. Comme vu précédemment la compression se fera en plusieurs étages (5 étages dans notre cas).



- $R_1 ; R_2 ; R_3 ; R_4$  : Réfrigérant intermédiaires
- $P_A$  : Pression entrée du compresseur
- $P_1 ; P_2 ; P_3 ; P_4$  : Pression d'aspiration des étages
- $P'_1, P'_2, P'_3, P'_4$  : Pression d'échappement des étages

Entre chaque étage les réfrigérant permettent de ramener la température du gaz à l'isotherme, avec un taux de compression constant 1,64 (sans pertes).

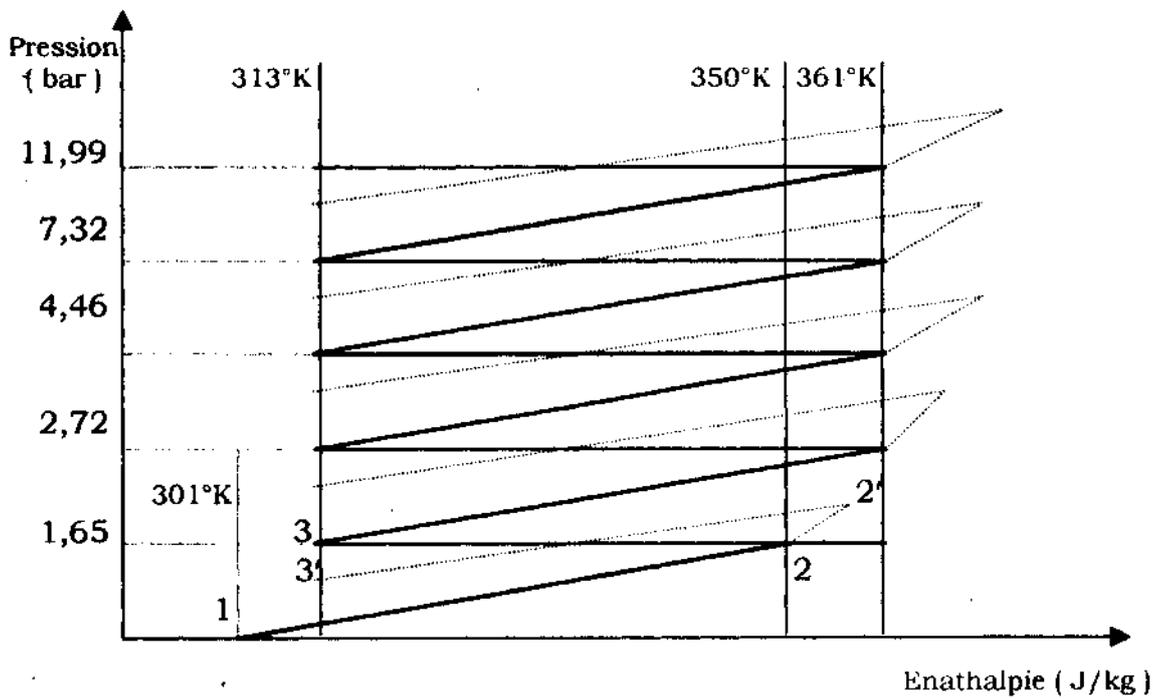
**Détermination de la quantité de chaleur évacuée par les réfrigérant**

Etage	$T_5$ [°K]	$T_1$ [°K]	Q [J/k]
1	349,62	313	36766,48
2	361,06	313	48252,24
3	360,5	313	47690
4	360,57	313	47760,28
		$\sum_1^4 Q$	180469

### Diagramme (P - H) :

Dans ce diagramme (P - H), on représente, l'évolution du gaz dans chaque étage. Cette évolution 1 → 2 est supposée isotrope (adiabatique sans pertes mécaniques).

Pour représenter, les pertes au niveau des réfrigérants uniquement qui sont négligeables par rapport aux autres pertes calculées auparavant.



① → ② : Compression adiabatique

② → ②' : Energie nécessaire pour compenser les pertes en pression dans le réfrigérant

②' → ③' : Refroidissement avec pertes de pression (négligeables)

② → ③ : Refroidissement à pression constante (isobare)

# VI-Etude mécanique du turbocompresseur

## VI. Etude Mécanique du compresseur:

### VI-1 Calcul des pousses axiales:

La pression statique étant différente des deux côtés de la roue, elle donne naissance à une poussée résultante axiale pouvant atteindre des valeurs considérables.

Les poussées agissantes, sur une roue centrifuge sont les suivantes Fig. (VI):

- Celle qui est produite par la pression  $P_2$  diminuée de  $\Delta P_w$ , par la rotation du fluide extérieure sur la face II. Cette poussée est dirigée vers l'aspiration.
- Celle qui est produite par la même pression que ci-dessus, mais diminuée, de la chute de pression  $\Delta P_2$  du diamètre extérieure entre  $d_2$  et  $d_0$  (diamètres des labyrinthes) sur la face I. Cette poussée est dirigée vers le refoulement.
- Celle qui est produite par la vitesse  $C_0$ . Elle est dirigée vers le refoulement et agit sur la section du l'ou iδ.

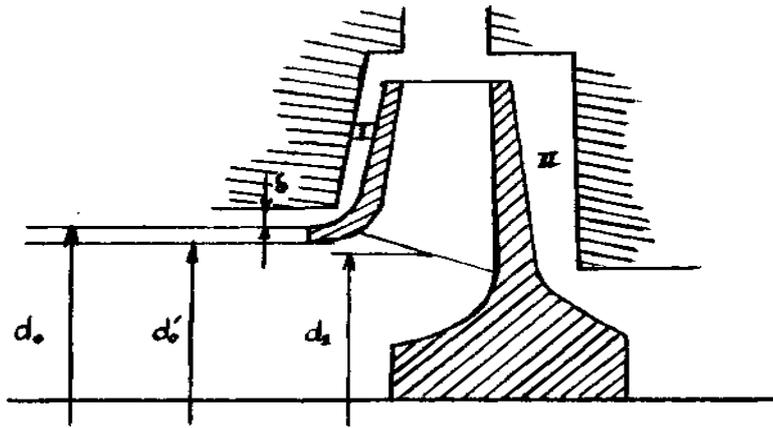


Fig. (VI): Les poussées agissantes

La poussée axiale résultante est donnée par la formule : [4]

$$F_a = \frac{\pi}{4} \left[ (d_2^2 - d_0^2) \Delta P_2 + (d_0^2 - d_B^2) \left[ (P_2 - \Delta P_w) - \bar{\rho} \left( \frac{U_0^2 - U_0'^2}{16} - \bar{\rho} C_0^2 \right) \right] \right]$$

[VI-1]

#### VI-1.1 Calcul de la Poussée axiale de la 1<sup>ère</sup> roue

Calcul de  $\Delta P_w$  :

$$\Delta P_w = \frac{U_0^2 - U_0'^2}{8} = \frac{(310,73)^2 - (225,68)^2}{8}$$

$$\Delta P_w = 5702,28 [\text{N/m}^2] \quad (\text{chute de pression})$$

$$P_2 = \frac{\bar{\rho}}{2} [U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2]$$

$$P_2 = \frac{\bar{\rho} 1,335}{2} [(310,73)^2 - (179,89)^2 + (195)^2 - (141)^2] ;$$

$$P_2 = 54959,76 [\text{N/m}^2]$$

### Calcul de $\Delta P_2$

Soit  $q_{F1}$  le débit de fuite On peut écrire :

$$q_F = \mu_2 S_2 \sqrt{2\Delta P_2 \bar{\rho}}$$

D'où :

$\mu_2$  = coeff de débit de fuite, ce coeff est donné par la relation :

$$\mu_2 = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\lambda L}{2b}\right) + 1,5}}$$

$$\text{Avec } \begin{cases} \lambda = 0,017 \\ L = l_2 + 10\text{mm} = 110 \text{ [m]} \\ b = (d_3 - d_2)/2 = 960 - 950/2 = 5 \text{ [mm]} \end{cases}$$

→  $\mu_2 = 0,7782$

S : section du jeu =  $\pi d_2 b$

$$S_2 : 3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,11$$

$$S_2 : 0,328 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$q_{F1} = 0,135 \text{ [kg/s]} ; \quad \bar{\rho} = 1,335 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\Rightarrow \Delta P_2 = \frac{(0,135)^2}{2 \cdot 1,335 \cdot (0,77 \cdot 0,328)^2}$$

$$\Delta P_2 = 0,10 \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (\text{c'est négligeable})$$

**Calcul du terme :  $\bar{\rho} C_0^2$**

$$\bar{\rho} C_0^2 = 1,335 (40)^2 = 2136 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

**Calcul du terme  $\bar{\rho} \frac{U_0^2 - U_0'^2}{16}$**

$$\bar{\rho} \frac{U_0^2 - U_0'^2}{16} = \frac{1,335}{8} [(225,58)^2 - (206,06)^2] = 707,05 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

En remplaçant tous les termes dans la relation (VI-1) on peut ainsi déterminer la force axiale agissant sur la roue :

$$F_{a1} = \frac{3,14}{4} = [[(0,69)^2 - (0,38)^2](54959,76 - 5702,28 - 707,05 - 2136)]$$

$$F_{a1} = 12085,59 \text{ N}$$

### VI-1. 2 Poussé Axiale de la 2<sup>me</sup> Roue

Application de la formule (VI-1) avec les données :

$$P_2 = \bar{\rho}[U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2] ; \quad \bar{\rho} = 2,172[\text{kg/m}^3] \Rightarrow P_2 = 167015,93[\text{N/m}^2]$$

$$\Delta P_W = \bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{8} \right) = 10487,71 ; \quad \Delta P_W = 10487,71 [\text{N/m}^2]$$

$\Delta P_2$  négligeable

$$\bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{16} \right) = 1633,49 [\text{N/m}^2]; \quad \bar{\rho} C_0^2 = 3475,2 [\text{N/m}^2]$$

$$F_{a2} = 22821,95 \text{ N}$$

### VI-1. 3 Poussé Axiale de la 3<sup>eme</sup> Roue

Application de la formule (VI-1) avec les données:

$$P_3 = \bar{\rho}_2[U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2] ; \quad \bar{\rho} = 3,4466 [\text{kg/m}^3] \Rightarrow P_2 = 234061 [\text{N/m}^2]$$

$$\Delta P_W = \bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{8} \right); \quad \Delta P_W = 14070,53 [\text{N/m}^2]$$

$\Delta P_2$  négligeable

$$\bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{16} \right) = 1528,88 [\text{N/m}^2]; \quad \bar{\rho} C_0^2 = 5545,6 [\text{N/m}^2]$$

$$F_{a3} = 22821,95 \text{ N}$$

#### VI-1. 4 Poussé Axiale de la 4<sup>ème</sup> Roue

Application de la formule (VI- 1) avec les données :

$$P_2 = \bar{\rho}_2[U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2] \quad ; \quad \bar{\rho} = 2,172 \text{ [kg/m}^3 \text{]} \Rightarrow P_2 = 383784,79 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_W = \bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{8} \right); \quad \Delta P_W = 23074,69 \text{ [N/m}^2 \text{]}$$

$\Delta P_2$  n'égligeable

$$\bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{16} \right) = 2507,26 \text{ [N/m}^2 \text{]}; \quad \bar{\rho} C_0^2 = 9094,4 \text{ [N/m}^2 \text{]}$$
$$F_{a4} = 34530,31 \text{ [N]}$$

#### VI-1. 5 Poussé Axiale de la 5<sup>ème</sup> Roue

Application de la formule (VI-1) avec les données :

$$P_2 = \bar{\rho}_2[U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2] \quad ; \quad \bar{\rho} = 9,21 \text{ [kg/m}^3 \text{]} \Rightarrow P_2 = 566576,68 \text{ [N/m}^2 \text{]}$$

$$\Delta P_W = \bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{8} \right); \quad \Delta P_W = 33363,92 \text{ [N/m}^2 \text{]}$$

$\Delta P_2$  n'égligeable

$$\bar{\rho} \left( \frac{U_2^2 - U_0^2}{16} \right) = 3170,47 \text{ [N/m}^2 \text{]}; \quad \bar{\rho} C_0^2 = 14736 \text{ [N/m}^2 \text{]}$$

$$F_{a5} = 38712,12 \text{ [N]}$$

#### VI-2 Poussé Axiale du Turbo Compresseur

$$F_a = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} + F_{a5}$$

$$F_a = 129209,49 \text{ [N]}$$

Afin d'équilibrer la poussée axiale exercée sur la dernière roue, on dispose des buttés en Bronze d'un ajustement glissant fixés au socle extérieur pour s'opposer à la force axiale.

Ces buttés sont faites en Bronze puisque ce dernier a la qualité d'être un bon absorbeur de frottement.

## Conclusion

Finalement, le but de notre étude sur le Turbocompresseur RI 805 a été de recueillir le maximum de données sur le dimensionnement et sur les paramètres thermodynamiques de celui-ci, suite à la proposition et la collaboration du service **Cox Sider**

La méthode établie, les références bibliographiques et les résultats de calcul obtenus seront d'une grande contribution et une référence pour l'amélioration et la compréhension des différents phénomènes physiques du Turbocompresseur RI 805 et autres Turbocompresseur centrifuge. Donc, nous avons développé une méthode de calcul détaillée (différents rendements, triangles de vitesses, les efforts et le dimensionnement).

On est arrivé à trouver un rendement global acceptable comparable à ceux présentes par les constructeurs (**BROWN-BOVERI**).

Une étude ultérieure plus détaillée des pertes d'énergie peut mener à minimiser ces derniers -et delà augmenter le rendement du Turbocompresseur.

# Annexe

## Annexe 1

**Tableau des valeurs de  $\lambda$ , (Coefficient de frottement) en fonction de h et Re**

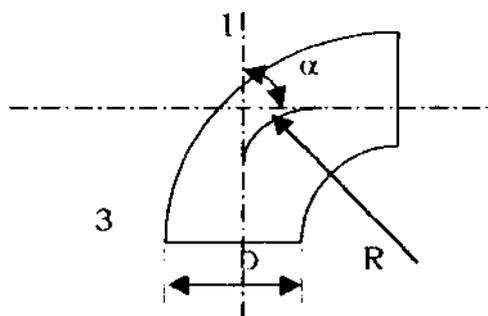
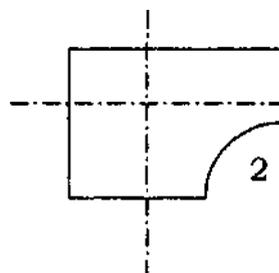
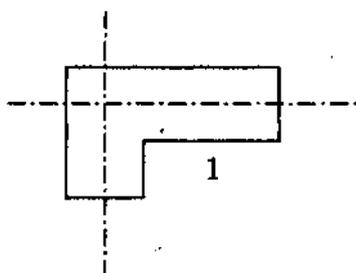
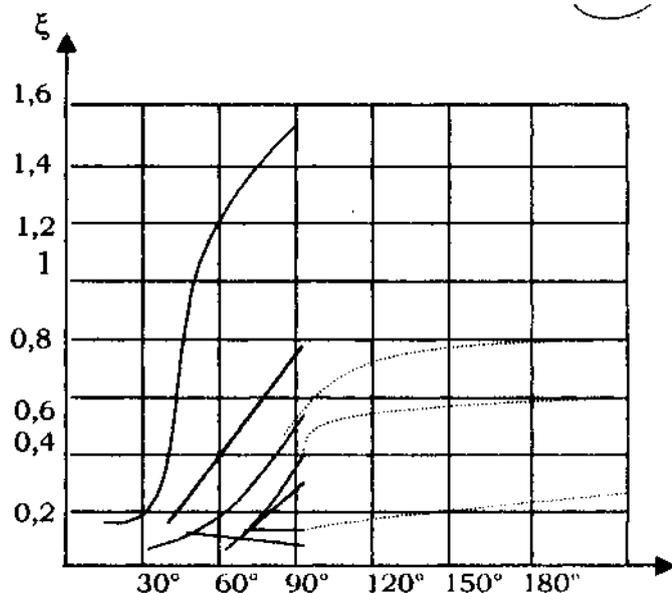
$h = 10 \text{ à } 500 [\text{mm}]$	10	20	50	100	200	500		
Re	- $10^6$	$2 \cdot 10^4$ $2 \cdot 10^6$	$10^5$ $10^7$	$2 \cdot 10^5$ $2 \cdot 10^7$	$4 \cdot 10^5$ -	- -		
Pour l'air	λ <sub>P</sub>	- 0,023	0,026 0,02	0,016 0,015	0,015 0,014	- 0,014	- 0,014	
		λ <sub>t</sub>	- 0,025	- 0,022	- 0,019	- 0,017	- 0,018	- 0,016
			λ <sub>F</sub>	- -	- -	0,027 -	0,024 -	0,020 -

-L'indice P se rapporte à des surfaces polies.

-L'indice t se rapporte à des surfaces tôle.

-L'indice F se rapporte à des surfaces en fonte nettoyée.

**Annexe 2 : Coefficient de perte de charge  $\xi$  dans un coudre**



## BIBLIOGRAPHIE

[1] Ventilateurs et compresseur centrifuges et Axiaux.

Massonand Cie  
Tome 1 et 2  
Mercel Sedile

[2] Turbomachines - Théorie Générale

Jan Krysinski

[3] Thermodynamique Appliquée aux machines

R - Vichnievsky

[4] Projet de Fin d'Etude

Thème : Soufflante centrifuge à 2 étages  
Promoteur : Mer Todicescur Alexandru Professeur. Docteur  
Etudié par : Amarouche. A

Ecole Polytechnique Université d'Alger

[5] Thermodynamique Technique. 2b.

M. Bailly

[6] Pompes, Ventilateurs, Compresseurs centrifuges et Axiaux.

Kovats & Desmur Dunod

[7] Pompe, Ventilateur et Compresseur

A.N.Cherstok

CH. Scoia Mascot 1972

[8] Compresseurs

A.N.Cherstok  
G.E.I Moscou 1959

[9] Brochures « Air liquide » (Centre de Perfectionnement)

[10] Brochures Sulzer Escher Wyss

[11] Revue ABB 4/94 Brown Bovri

[12] Revue ABB 9/94 Brown Bovri

[13] Revue BBC 5 Brown Bovri

[14] Techniques d'ingénieur

Série B



