

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de Technologie
Département génie mécanique



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master en : Energétique
Domaine : sciences et de Technologie
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Energétique
Thème

Etude énergétique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge d'air

Présenté Par :

- 1) Melle : Mir Dounia
- 2) Melle : Hadjri Achweq

Devant le jury composé de :

Dr : Belhamiani	M C A	UAT.B.B (Ain Temouchent)
Président		
Dr : Dorbane	M A B	UAT.B.B (Ain Temouchent)
Examineur		
Dr : Guendouz	M C A	UAT.B.B (Ain Temouchent)
Encadrant		

Année Universitaire 2020/2021



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة عين تموشنت - بلحاج بوشعيب
Université Ain Témouchent- Belhadj Bouchaib -
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie



Formulaire de déclaration sur l'honneur

Relatif à l'engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

(Annexe de l'arrêté n°933 du 28 juillet 2016 fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat)

Je soussigné,

Etudiant, M. ou M^{elle}. **HADJRI Achweq**

Détenteur d'une carte d'étudiant N° : **3010.** , délivrée le : **2016**

Inscrit à la faculté : **Sciences et de Technologie**

Département : **Génie mécanique**

Et chargé de préparer un mémoire de fin d'études Master 2 en Energétique

Intitulé : Etude énergétique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge d'air.

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requise dans l'élaboration du projet de recherche suscité.

À Ain Temouchent, le :

Signature



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة عين تموشنت - بلحاج بوشعيب -
Université Ain Témouchent- Belhadj Bouchaib -
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie



Formulaire de déclaration sur l'honneur

Relatif à l'engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

(Annexe de l'arrêté n°933 du 28 juillet 2016 fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat)

Je soussigné,

Etudiant, M. ou M^{lle}. **MIR Dounia**

Détenteur d'une carte d'étudiant N° : **3007** , délivrée le : **2016**.

Inscrit à la faculté : **Sciences et de Technologie**

Département : **Génie mécanique**

Et chargé de préparer un mémoire de fin d'études Master 2 en Energétique

intitulé : Etude énergétique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge d'air.

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requise dans l'élaboration du projet de recherche suscité.

À Ain Temouchent, le :

Signature

Remerciement

Tous d'abord on remercie Allah le tous puissant qui nous a donné la volonté et la patience pour élaborer ce travail.

Nous tenons à remercier nos parentes, qui l'on permit de poursuivre nos études jusqu'à aujourd'hui et qui nous aident moralement et financièrement.

Nous aimerais également remercier Dr. Guendouz notre encadreur qui jeu un rôle Important dans la réalisation de ce mémoire avec ses précieux Conseils et sa contribution.

On tient à remercier tout les personnes qui ont contribuées à la réalisation de ce modeste travail de prés ou de loin et aussi, toute notre gratitude et respects à tous les enseignants du département de mécanique qui on contribué à l'établissement de notre projet de fin d'études.

Dédicaces

Je dédie cette mémoire à :

Ma chère famille, mes frères et mes sœurs et à toute ma famille

Pour leur soutien et abnégation pour m'encourager à Terminer dans bonnes conditions nos travaux.

A tous mes amis qui m'ont aidé de près ou de loin , mes collègues de promos mécanique sur tout K.Riad ,et ma sœur Fatima .

Sans oublier toutes les personnes qui me sont et qui me seront toujours chères A .

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

AchweQ et Dounia

Résumé :

Compte tenu de l'importance d'utilisation des compresseurs dans différents domaines industriels. Nous avons réalisé une étude énergétique sur le fonctionnement du compresseur centrifuge.

On a effectué des calculs thermodynamiques et énergétiques qui permettent de tracer des courbes des trois paramètres (la vitesse de rotation, le rapport de diamètre et le nombre des aubes de la roue) du compresseur centrifuge où on montre l'affection des ces paramètres sur les performances du compresseur centrifuge.

Abstract:

Given the importance of use of compressors in different industrial areas. We did an energy study on the operation of the centrifugal compressor.

We did an energy study on the operation of the centrifugal compressor. Thermodynamic and energetic calculations were carried out to draw curves of the three parameters (the speed of rotation, the diameter ratio and the number of the paddles of the wheel) of the centrifugal compressor where these parameters are shown to affect the performance of the centrifugal compressor.

Sommaire :

Remerciement	
Dédicace	
Résumé	
Sommaire :	I
Liste de figures.....	III
Liste de tableaux	V
Nomenclature.....	VI
Introduction générale	1

Chapitre I: Généralité sue les turbomachine

I.1 histoire de turbomachine :	3
I.2 Définition d'une turbomachine :	5
I.3 Les constituant d'une turbomachine :	5
I.4 Classification de turbomachine :	7
I.5 Quelque exemples de turbomachines :	8
I.5.1 Turbine :	8
I.5.1.1 .Définition :	8
I.5.1.2. les types de turbine:.....	9
I.5.2 Les pompe :	15
I.5.2.1 Définition d'une pompe :	15
I.5.2.2 Fonctionnement de pompe :	15
I.5.2.3 Les types de pompes :	15
I.5.3 les compresseurs :	18
I.5.3.1 définition du compresseur:	18
I.5.3.2 But de la compression:	18
I.5.3.3 Domaine d'application :	19
I.5.3.4 classification des compresseurs:.....	19
I.5.3.5 les types de compresseurs:	20
I.6 les notions de basses :	20

I.7 Équations de conservation de base :	22
---	----

Chapitre II: Les Turbo compresseurs

II. Les compresseurs dynamiques (Les turbocompresseurs) :	26
II.1 les compresseurs axiaux :	26
II.1.1 définition:	26
II.1.2 Fonctionnement d'un compresseur axial:	27
II.1.3 Domaines d'utilisation des compresseurs axiaux :	27
II.2 Les compresseurs Centrifuges :	28
II.2.1 définition:	28
II.2.2 principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :	28
II.2.3 la géométrie d'un compresseur centrifuge :	30
II.2.4 les types de compresseurs centrifuges :	33
II.2.4.1 Compresseurs avec corps ouverts horizontalement :	33
II.2.4.2 Compresseur avec corps ouverts verticalement :	33
II.2.4.3 Compresseurs avec corps en forme de cloche :	34
II.2.5 Domaines d'utilisation des compresseurs centrifuges :	34
II.3 Etanchéités :	35
II.4 le phénomène de pompage dans un compresseur centrifuge:	36

Chapitre III: Modélisation, Résultats et interprétation d'un compresseur centrifuge

III.1. Géométrie de l'écoulement du liquide à travers la roue :	41
III.2. La puissance échangée:	42
III.3 Dimensionnement et calcul thermodynamique :	44
III.4. les résultats :	48
III.4.1. l'effet de la vitesse de la rotation:	48
III.4.2.L'effet de variation de nombre des aubes:	53
III.4.3.L'effet de variation de rapport de diamètre:	58
Conclusion générale:	62
Référence bibliographique	63

Liste de figures

Chapitre I :

Figure I-01 : L'éolipyle de Héron d'Alexandrie	3
Figure I-02: Sketch of Leonardo da Vincis Smocké Jack	4
Figure I-03: exemple d'un constituant de turbomachine (pompe centrifuge).....	6
Figure I-04 : classification de turbomachines	7
Figure I-05: centrale thermique à vapeur	10
Figure I-06: une turbine à gaz pour centrale électrique	10
Figure I-07: vue schématique d'une turbine Pelton.....	12
Figure I-08: les composants d'une turbine Francis.....	13
Figure I-09:turbine Kaplan.....	14
Figure I-10: Vue en coupe d'une turbine Cross flow.....	14
Figure I-11: exemple d'une pompe volumétrique (à piston).....	16
Figure I-12: pompe centrifuge multi-étages.....	17
Figure I-13: pompe centrifuge mono-étages.....	17
Figure I-14: classification des compresseurs.....	19

Chapitre II :

Figure II-01 : les compresseurs dynamiques.....	26
Figure II-02: compresseur axiale.....	27
Figure II-03: schéma d'un compresseur centrifuge multi étage en coupe.....	28
Figure II-04: Parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration.....	29
Figure II-05: Parcours du gaz au niveau de l'impulser.....	29
Figure II-06: volute de refoulement.....	30
Figure II-07: Vue schématique d'un étage de compresseur centrifuge, d'après Baines (2005).....	30
Figure II-08: roue d'un compresseur centrifuge.....	31
Figure II-09: diffuseur d'un compresseur centrifuge.....	32
Figure II-10: volute d'un compresseur centrifuge.....	32

Chapitre III :

Figure III-01 : L'écoulement dans la roue d'un compresseur centrifuge.....	41
Figure III-02: l'effet de glissement sur triangle des vitesses	46
Figure III-03: présente la variation de température de refoulement en fonction de vitesse de rotation.....	49

Figure III-04: la variation de débit massique en fonction de vitesse de rotation.....	50
Figure III-05: présente la variation de pression de refoulement en fonction de la vitesse de rotation.....	51
Figure III-06: présente la variation de puissance par rapport à la vitesse de rotation.....	52
Figure III-07: la variation de la puissance en fonction du nombre des aubes.....	54
Figure III-08: la variation de température de refoulement en fonction du nombre des aubes.....	55
Figure III-09: la variation de débit massique en fonction du nombre des aubes.....	56
Figure III-10: la variation de la pression de refoulement en fonction du nombre des aubes.....	57
Figure III-11: la variation de la pression de refoulement en fonction du rapport de diamètre.....	58
Figure III-12: la variation de température de refoulement en fonction du rapport de diamètre.....	59
Figure III-13: présente la variation de puissance en fonction de rapport de diamètre.....	60
Figure III-14: présente la variation de débit massique en fonction de rapport de diamètre.....	61

Liste de tableaux

Tableau II-01 : Les avantages et les inconvénients des compresseurs dynamique	39
Tableau III-01 : présente les paramètres et leur calcul	48
Tableau III-02 : présente les valeurs de température et la vitesse de rotation	49
Tableau III-03 : présente les valeurs de débit massique et la vitesse de rotation	50
Tableau III-04 : présente les valeurs de pression de refoulement et la vitesse de rotation	51
Tableau III-05 : présente les valeurs de puissance et la vitesse de rotation	52
Tableau III-06 : présente les valeurs de puissance par rapport le nombre des aubes	53
Tableau III-07 : : présente les valeurs de température de refoulement par rapport le nombre des aubes	54
Tableau III-08 : présente les valeurs de débit massique par rapport le nombre des aubes	56
Tableau III-09 : présente les valeurs de pression de refoulement par rapport le nombre des aubes	57
Tableau III-10 : présente les valeurs de pression de refoulement en fonction de rapport de diamètre	58
Tableau III-11 : présente les valeurs de température de refoulement en fonction de rapport de diamètre	59
Tableau III-12 : présente les valeurs de pression de refoulement en fonction de rapport de diamètre	60
Tableau III-13 : présente les valeurs de débit massique en fonction de rapport de diamètre	61

Nomenclature

Ta : la température d'aspiration	[°K]
Pa : la pression d'aspiration	[N/m ²]
N : la vitesse de rotation	[tr/min]
π : Constante d'Archimède.....	
Cp : Capacité massique.....	[j/kg.K°]
R : Constante de gaz	[j/kg.K°]
γ : Coefficient isentropique	
g : Constante de gravité	[m/s ²]
ηc : le rendement isentropique	
D : diamètre	[m]
b : l'épaisseur de la roue	[m]
α : l'angle de construction correspondant à l'aubages	[°]
Z : nombre des aubes	
t : épaisseur d'aube	[m]
β : angle correspondant à l'aubages	[°]
ρ : la masse volumique	[kg/m ³]
A : la surface	[m ²]
Qm : débit massique	[kg/s]
Qv : le débit volumique	[m ³ /s]
C1r : la composante radiale de vitesse absolue	[m/s]
C1 : la vitesse absolue	[m/s]
U1 : la vitesse périphérique	[m/s]
W1 : la vitesse relative	[m/s]
W2u : la composante périphérique de la vitesse relative.....	[m/s]
Wc : le travail réel.....	[j/kg]
P : la puissance.....	[j/kg]

τ : le taux de compression

P_r : la pression de refoulement[N/m²]

T_r : la température de refoulement [°K]

ε : coefficient de surface de passage.....

σ : le coefficient de glissement.....

Introduction générale

La technologie a apporté un changement important dans la vie humaine, Cela lui a facilité la tâche, après de nombreuses inventions on assiste aujourd'hui au développement de la turbomachine et à sa diffusion dans de nombreux domaines (aéronautique, chimie et industriel)

Les turbomachines sont des appareils ayant un rôle primordiale dans les domaines d'activités industrielles. Ce sont des machines rotative impliquant l'utilisation d'un fluide pour la création d'énergie, dans plusieurs applications (ventilation, transport de fluide, compression de gaz, récupération d'énergie).

Elles présentent de nous jours une grande variété et peuvent être suivant leurs: la géométrie, mode de fonctionnement, mode de transformation d'énergie, circulation du fluide.

Les compresseurs constituent une gamme importante des turbomachines, sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie d'une machine motrice en énergie de pression (ont pour rôle d'augmenter la pression).

On distingue plusieurs types des compresseurs le choix doit être selon les exigences technologiques, et les paramètres principaux (la forme géométrique, débit, vitesse....)

Dans notre étude on est intéressé par les compresseurs centrifuges qui sont des machines dynamiques à un écoulement continu, augmenter l'énergie de gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoqué par le mouvement de rotation des roues à aubes. Un compresseur centrifuge se présente En extérieur en forme d'une machine à un ou plusieurs corps (mono-étage et multi-étagés. Le taux de compression dépend au nombre d'étages.

Notre mémoire est structuré en trois chapitres à un but de connaître les compresseurs et faire une étude énergétique de fonctionnement de compresseur centrifuge. Pour cela nous allons voir en premier chapitre une recherche bibliographique générale sur les turbomachines et leur classification, Le deuxième chapitre se consiste d'une présentation des compresseurs dynamiques et leurs domaines d'utilisations. Finalement on fait une étude énergétique du fonctionnement d'un compresseur centrifuge.

Chapitre I :

Généralité sur les turbomachines

I.1 histoire de turbomachine :

Turbomachines Environ 300 ans après le pigeon de bois, l'éolipile est venu à la vie par un autre grec appelé Héros d'Alexandrie. Encore une fois, la vapeur était le fluide de travail ici, et a été utilisé pour tourner une sphère creuse montée avec des tuyaux dans un bassin d'eau chauffée par le feu. L'eau liquide qui se transformait en vapeur montait dans les tuyaux, remplissait la sphère, puis s'échappait par 2 tuyaux en forme de L situés dans des positions diamétralement opposées. Cette configuration a permis à l'éolipile de tourner en lui donnant une poussée circonférentielle. C'est essentiellement de cette façon que les turbines à réaction fonctionnent et elles utilisent le même principe fondamental que le pigeon d'Archytas.[1]



Figure I-01: L'éolipyle de Héron d'Alexandrie [1]

Dans environ 200 AEC, des roues à eau ont commencé à émerger dans la région méditerranéenne. On pense que ce sont les premières turbomachines à avoir existé dans le but de produire des travaux mécaniques (habituellement pour mouliner les grains) qui finiront par devenir des turbines à eau hydroélectriques pratiques dans les années 1880. D'autres formes de turbines primitives incluent des applications telles que le cric de fumée dans lequel une turbine à 4 pales (dans la conception de Leonardo da Vinci de 1607) a été actionnée au moyen de la fumée montante dans une cheminée. La turbine a été placée dans la partie la plus étroite de la cheminée pour utiliser l'énergie la plus cinétique de la fumée. [1]

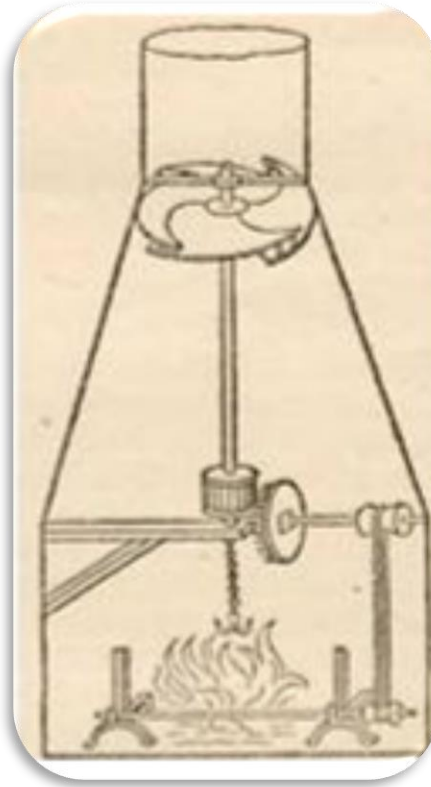


Figure I-02: Sketch of Leonardo da Vinces Smocké Jack [1]

On a alors compris que la force de la machine dépendait du tirant d'eau de la cheminée (débit d'air) et de la force du feu (température de l'air) qui étaient des concepts fondamentaux à l'époque et qui ont conduit à divers développements technologiques, notamment dans le domaine du refroidissement.

Il a fallu environ 200 ans entre les premières mentions de turbines à vapeur entre 1629 (Giovanni Brancas en Italie) et 1648 (John Wilkins en Angleterre) et la naissance de la turbine à vapeur telle que nous la connaissons aujourd'hui. La première turbine à impulsion a été inventée par Carl Gustav de Laval en 1883, puis la première turbine à réaction l'année suivante par Charles Parsons. Pendant la révolution industrielle, ces turbines ont été largement utilisées et ont commencé à remplacer d'autres moyens de production d'énergie qui avaient des rendements inférieurs comme l'énergie éolienne et l'énergie hydraulique. La turbine de Parsons produisait à l'origine 7,5 kW d'électricité et était facile à mettre à l'échelle (jusqu'à 50 MW pendant la durée de vie de Parsons). [1]

À l'échelle (jusqu'à 50 MW pendant la durée de vie de Parsons). Le concept de turbine à gaz, tel que nous le connaissons, a été introduit en 1791 dans un brevet écrit par John Barber en Angleterre et qui a été conçu pour alimenter une voiture sans chevaux. Ce n'est toutefois qu'en 1903 qu'un Norvégien, Egidius Elling, construit la première turbine à gaz capable de

produire une puissance nette positive. Depuis lors, la course à l'efficacité a été dans l'esprit des ingénieurs du monde entier. Comme le montrent les observations de Da Vinci, l'augmentation de la température d'entrée de la turbine entraîne une puissance élevée. Cependant, il faut veiller à ce que l'intégrité thermo structurale des composants de la turbine ne soit pas compromise, même lorsqu'ils fonctionnent à des températures supérieures au point de fusion du métal, ce qui nécessite diverses méthodes de refroidissement. [1]

I.2 Définition d'une turbomachine :

Une turbomachine est une machine qui échange de l'énergie entre le flux continu d'un fluide et un système de pales en rotation continue, avec l'échange d'énergie basée sur les forces générées par le flux. L'énergie peut être transférée du flux vers les composants de la machine rotative ou vice versa. Dans le premier cas, l'énergie extraite du flux est utilisée pour entraîner un composant rotatif, généralement appelé rotor (tambour à aubes, roue à aubes ou collection de roues à aubes), conduisant sur son tour une charge externe utile. La machine peut alors être appelée la puissance d'arbre livrant, ou pour court, la puissance livrant, mais typiquement elle est appelée une turbine, indépendamment du fluide. [2]

I.3 Les constituent d'une turbomachine :

Une turbomachine se consiste de deux parties très important statorique et ratorique .Une machine monocellulaire se compose de plusieurs organes :

➤ Rotor (la roue) :

Le rotor c'est un organe essentielle dans une turbomachine, dans laquelle s'effectue l'échange d'énergie par le travail des foies aérodynamique sur les aubes en rotation, transmettre le couple moteur, éviter leur desserrage aux hautes vitesses de vibration à cause des contraintes dues aux forces centrifuges et éviter la formation d'un déséquilibre étant donné que la roue ne serait plus concentrique par rapport à l'arbre.

➤ Stator :

C'est la partie fixe dans un turbomachine qui transforme l'énergie cinétique en énergie de pression.

Le stator à un rôle de transformation d'énergie cinétique en d'énergie de pression ou l'inversement, l'aubages étant fixe alors il n'y'a pas de déplacement de point d'application de la force donc pas d'échange d'énergie pas de travail.

➤ **Distributeur de turbine axiale:**

C'est le premier élément que le fluide rencontre sur sa trajectoire, il conduit le fluide depuis l'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor en lui donnant une vitesse et direction appropriés.

➤ **Diffuseur de compresseur centrifuge:**

C'est un amortisseur qui collecte le fluide et le redresse de façon à le remmener à sa direction primitive générant axiale avant son dégagement vers l'extérieur de la machine.

- **Paliers** qui supportent l'arbre de transmission.
- **Butées** contrebutée assurant le positionnement du rotor dans le stator et encaissent les forces axiales.
- **Des dispositifs d'étanchéité** qui limitent les fuites du fluide pendant le travail

✚ **Remarque :**

L'importance de certains organes change d'une machine à l'autre, nous pouvons donc les distribuer ou les remplacer (exemple : les turbines hydrauliques, le diffuseur est inexistant et il est remplacé par une simple tuyauterie divergente. Les hélices ne contiennent ni distributeur, ni diffuseur)

Les machines multicellulaires comportent généralement deux éléments dans chaque étage (rotor et distributeur) ou (rotor et diffuseur).

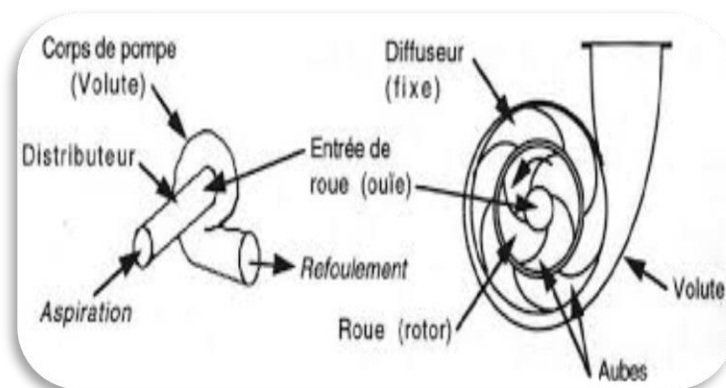


Figure I-03: exemple d'un constituant de turbomachine (pompe centrifuge)

I.4 Classification de turbomachine :

On peut classifie les turbomachines selon plusieurs paramètre comme la montré la figure ci-dessous :

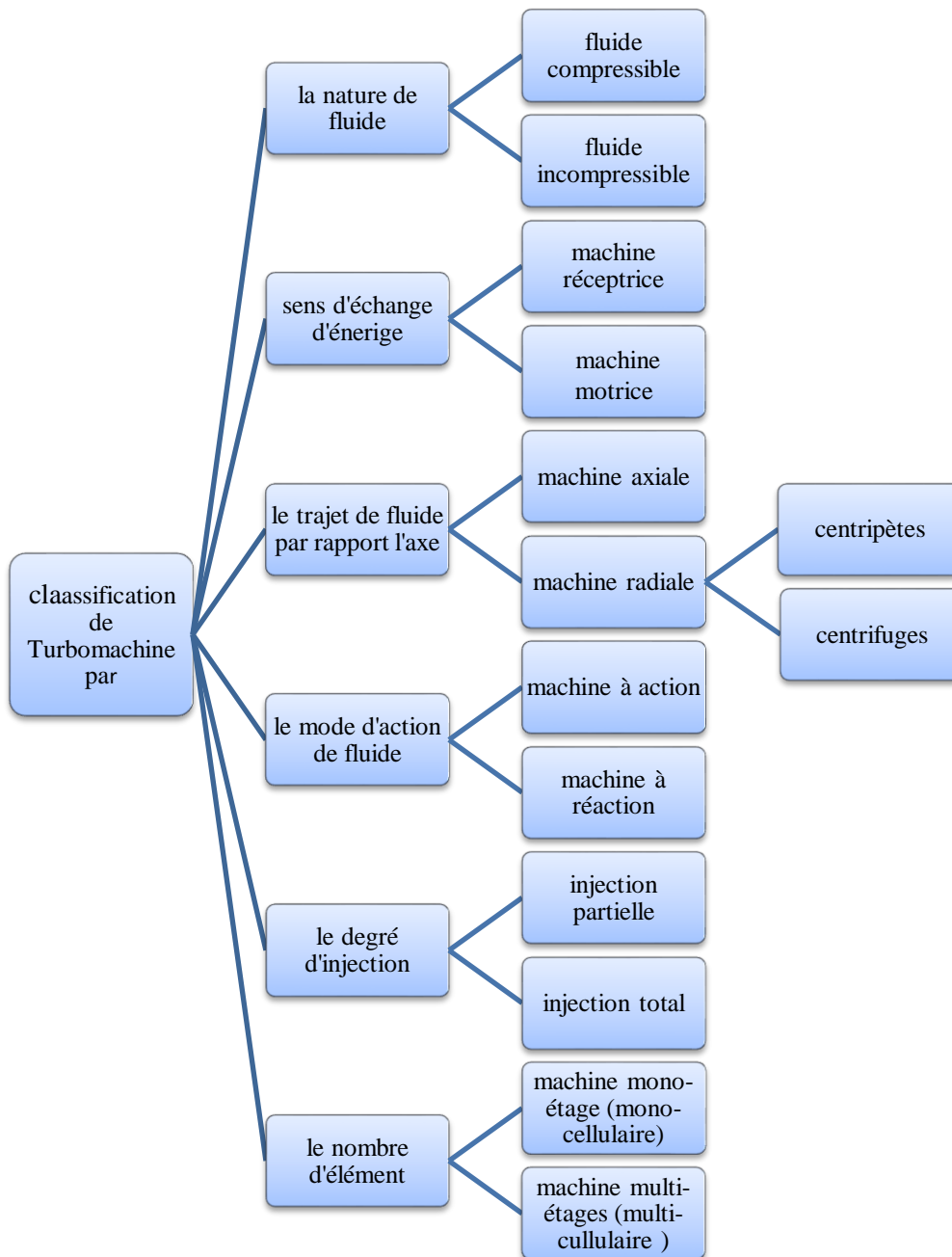


Figure I-04 Classifications des turbomachines.

- **fluide compressible :**

C'est un fluide dont on peut changer le volume, donc ça peut être compressé (les gaz). Sa masse volumique ρ (kg/m³) est varie.

- **fluide incompressible :**

Un fluide est dit incompressible lorsque ne peut pas varier leur volume donc en ne peut pas le comprimer. Comme les liquides (le sang, jus, l'eau). Sa masse volumique ρ (kg/m³), est constante.

- **machine réceptrice :**

C'est une machine qui amène l'énergie dans un fluide, ces machines ont besoin d'énergie mécanique ou de travail pour fonctionner (compresseurs, pompes, ventilateur).

- **machine motrice :**

C'est une machine où l'on prélève l'énergie sur un fluide et la transforme en travail mécanique (turbine à vapeur, turbine à gaz, turbine hydraulique).

- **Les machines axiales :**

Dans ces machines le fluide prend un chemin axial de l'entrée jusqu'à la sortie.

- **Les machines radiales (centrifuges) :**

Le fluide dans ces machines sort dans un chemin radial mais il l'entre qui pourrait ne pas être radialement.

- **Les machines à action et à réaction :**

On dit machine à action lorsque le degré de réaction dans le rotor est nul et que les canaux mobiles ne sont donc le siège que d'une variation d'énergie cinétique, et contrairement on dit que c'est une réaction.

I.5 Quelques exemples de turbomachines :

I.5.1 Turbine :

I.5.1.1 Définition :

Une turbine est une machine tournante qui récupère l'énergie cinétique d'un fluide pour mettre en mouvement l'arbre de transmission.

La turbine est constituée :

- D'une partie mobile comprenant un arbre sur lequel sont fixées les roues à aubes du compresseur et de la turbine.

- D'une partie fixe couramment appelée "carter de la turbine" et dans lequel on retrouve les chambres de combustion, les déflecteurs pour correctement diriger le fluide sur les aubes de la turbine.
- La turbine montée sur l'arbre de transmission est mise en rotation par la force exercée sur le fluide (liquide, gaz) sur les aubes. Cette action engendre une diminution de la pression du fluide ou détente. Dans le cas de la cogénération, l'arbre est couplé à un alternateur pour la production d'électricité.
- La turbine est une machine qui nécessite un fonctionnement idéalement en continu. Ce type d'équipement présente, entre autres comme avantage, de demander moins d'entretien que les moteurs. [3]

I.5.1.2. les types de turbine:

On distingue trois catégories de turbines sont :

Une turbine à vapeur est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre solidaire des pales de la turbine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif. [4]

- **Fonctionnement d'une turbine à vapeur:**

L'énergie thermique contenue dans la vapeur est convertie en énergie mécanique par expansion à travers la turbine. L'expansion se fait à travers une série de pales fixes (buses), qui orientent le flux de vapeur en jets à grande vitesse. Ces jets contiennent une énergie cinétique importante, qui est convertie en rotation de l'arbre par les pales du rotor en forme de godet, lorsque le jet de vapeur change de direction. Le jet de vapeur, en se déplaçant sur la surface incurvée de la lame, exerce une pression sur la lame en raison de sa force centrifuge. Chaque rangée de buses fixes et de lames mobiles est appelée une étape. Les pales tournent sur le rotor de turbine et les pales fixes sont disposées concentriquement à l'intérieur du carter de turbine circulaire. [5]

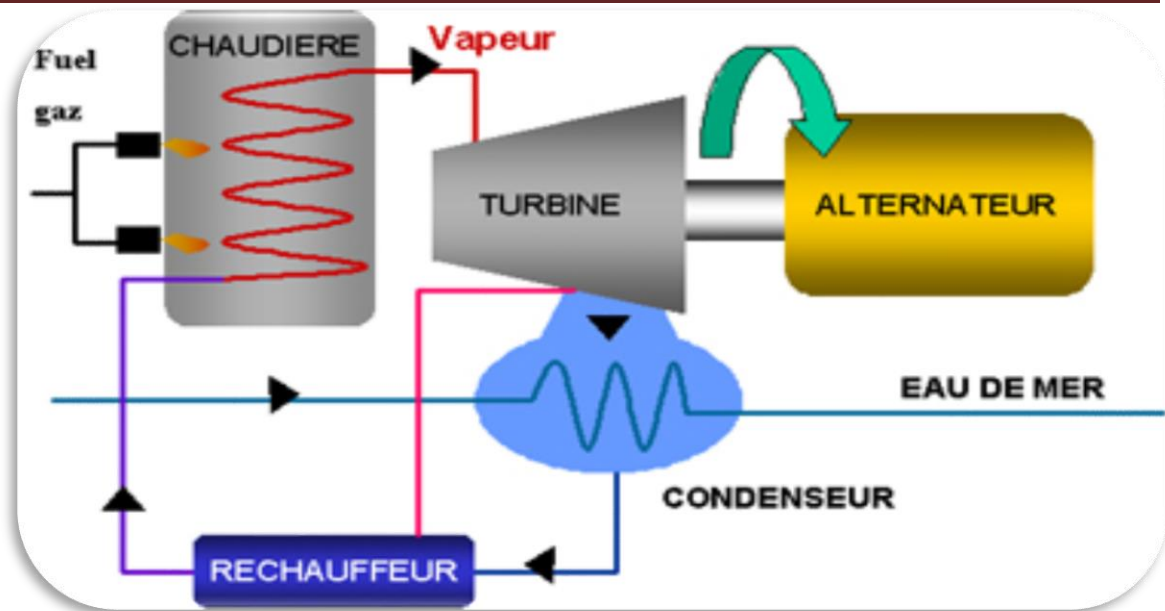


Figure I-05 : centrale thermique à vapeur.

- **Domaines d'utilisation :**

- Les turbines à vapeur sont notamment utilisées dans la production d'électricité à partir d'énergie thermique ou pour la propulsion des bateaux
- Dans les systèmes de cogénération les turbines à vapeur peuvent être utilisées en cycle combiné avec un générateur de vapeur qui récupère la chaleur.
- Les unités industrielles sont utilisées pour entraîner des machines, des pompes, des compresseurs et des générateurs. [4]

Turbine à gaz est une machine motrice tournante écoulement continue équipée d'un compresseur axial et des chambres de combustion .elle est en mesure de produire elle même un fluide sous pression et température très élevée qui en subissant sa phase d'expansion dans les différents étages de la turbine, fournit de l'énergie mécanique à l'extérieur. [6]

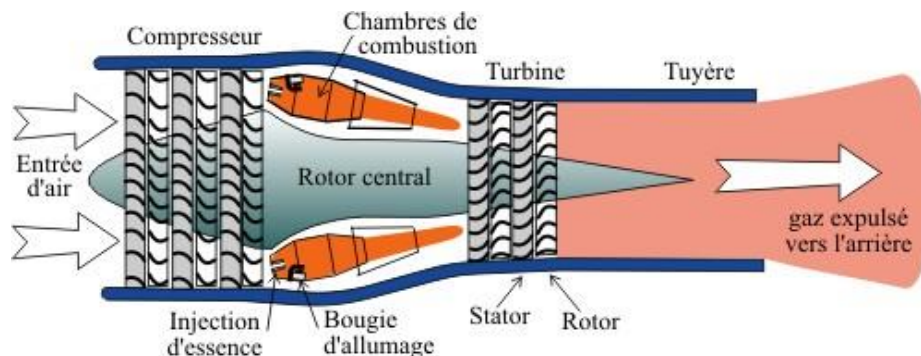


Figure I-06: une turbine à gaz pour centrale électrique

- **Fonctionnement d'une turbine à gaz :**

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. Elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé par la chaleur dégagée dans la chambre de combustion, et convertit cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut-être un compresseur, un alternateur,...etc. [7]

- **Domaine utilisation d'une turbine à gaz:**

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des : générateur d'électricité, les compresseurs et les pompes

Aussi comme système générateur de poussée, notamment dans : Chemin de fer, propulsion maritime, aviation. [7]

Les turbines hydrauliques font partie des turbomachines. Elles convertissent l'énergie potentielle de l'eau en énergie mécanique. Pour ce faire, l'énergie potentielle gravitationnelle est tout d'abord convertie en énergie cinétique. L'eau en écoulement est accélérée à une vitesse la plus élevée possible à l'intérieur d'un distributeur ou d'une buse. L'impulsion du fluide est rendue exploitable comme force périphérique en le déviant dans une roue.

Selon l'endroit où a lieu la transformation énergétique, on distingue :

Turbine à action :

L'énergie potentielle totale est transformée en vitesse dans le distributeur fixe. Il n'y a pas de chute de pression entre l'entrée et la sortie de la roue. L'écoulement est uniquement dévié dans le rotor. C'est le cas des turbines Pelton, Banki-Mitchell ou Cross flow.

Turbine à réaction :

L'énergie potentielle est convertie en partie dans le distributeur, et en partie dans le rotor. Dans le rotor, une différence de pression existe entre l'entrée et la sortie. L'écoulement est dévié et accéléré dans le rotor. C'est le cas des turbines Francis, Kaplan.[8]

- **Fonctionnement des turbines hydraulique:**

L'eau accumulée dans les barrages ou dérivées par les prises d'eau constitue une énergie potentielle disponible pour entraîner en rotation la turbine d'une génératrice. L'énergie hydraulique se transforme alors en énergie mécanique. Cette turbine accouplée mécaniquement à un alternateur l'entraîne en rotation afin de convertir l'énergie mécanique en énergie électrique. [8]

- **Les principaux types de turbine hydraulique :**

Les turbines Pelton :

La turbine Pelton est une machine à action parce que les pressions d'entrée et de sortie de la roue sont égales, cette turbine est utilisée pour les hautes chutes (10 à 500 m) et petits débit (20 à 1000 l/s) la turbine Pelton est constituée de:

Une roue à augets qui est mise en mouvement par un jet d'eau provenant d'un injecteur. Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Un injecteur qui conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion. Une turbine Pelton peut être équipée de plusieurs injecteurs, jusqu'à 6.

La turbine Pelton comporte aussi dans la majorité des cas un déflecteur qui se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet, ceci pour éviter l'emballement de la turbine en cas de déclenchement brusque de la génératrice.

La turbine Pelton caractérisé par un très bon rendement sur toute la plage des débits, aussi sa simplicité mécanique. [9]

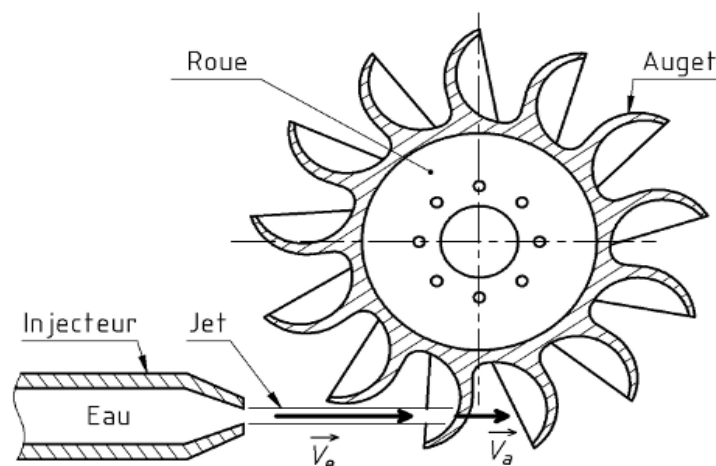


Figure I-07: vue schématique d'une turbine Pelton

Les turbines Francis :

Les machines Francis sont des machines compactes, robustes et particulièrement adaptées aux moyennes chutes. Elles réalisent la transformation d'énergie hydraulique en énergie mécanique avec un rendement élevé dans une plage de fonctionnement étendue. L'écoulement en rotation à la sortie du distributeur et le devient pour ne lui laisser qu'une rotation minime. Le moment cinétique ainsi absorbé produit le couple transmis à l'arbre de la turbine. Le diffuseur reçoit l'eau à la sortie de la roue et le conduit à la sortie de la turbine. Comme son nom l'indique, il permet d'abaisser la pression en sortie de roue, sous l'effet du d'ennoyage éventuel de la machine et grâce à une augmentation progressive de sa section de passage. [10]

La turbine Francis est constituée de:

- une bêche spirale alimentant un distributeur à aubages orientables.
- une roue à pales fixe placées à l'intérieur du distributeur.
- un diffuseur recevant l'eau à la sortie de la roue.

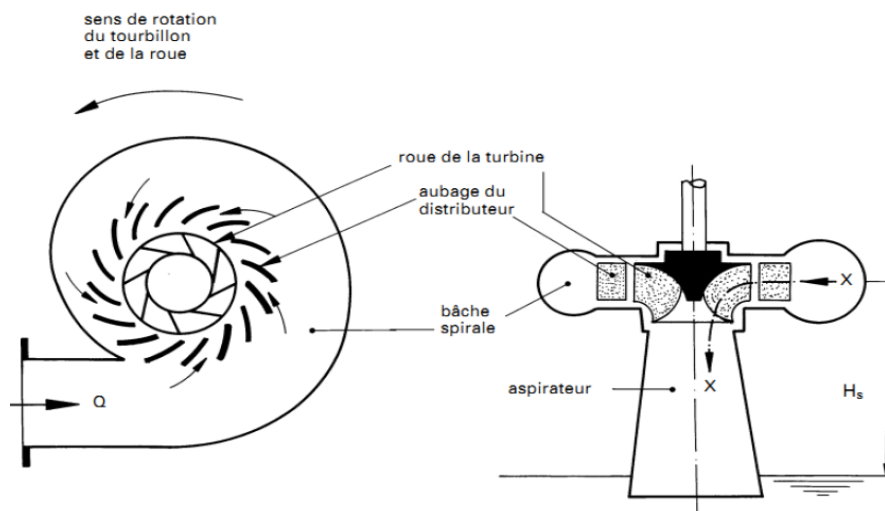


Figure I-08: les composants d'une turbine Francis.

Les turbines Kaplan :

les turbines Kaplan se caractérisent par la roue qui est similaire à une hélice de bateau dont les pales sont réglables en marche (Kaplan) ou fixes (hélices). l'eau est dirigée vers le centre de la roue par un distributeur orientable ou fixe. A la sortie, un aspirateur permet de limiter les effets de turbulence. Ces turbines dont la vitesse de rotation est faible présentent l'avantage d'avoir de très bons rendements. [9]

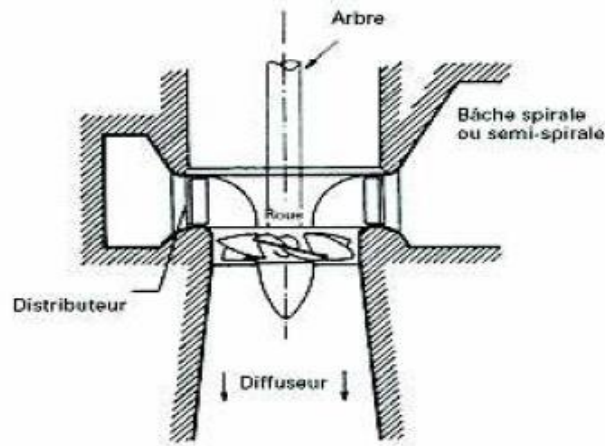


Figure I-09 : turbine Kaplan

Les turbines Bank-Mitchell (Cross flow) :

La turbine Cross flow est une machine à action qui a ceci de particulier que l'eau traverse deux fois la roue. Elle est constituée de trois parties principales :

- ❖ Un injecteur de section rectangulaire et dont le débit est réglé à l'aide d'une aube profilée rotative, similaire à une vanne papillon. Afin d'assurer un arrêt de la turbine sans énergie d'appoint, la fermeture est souvent réalisée à l'aide d'un contrepoids, et l'ouverture par un vérin hydraulique ;
- ❖ Une roue en forme de tambour, dotée d'aubes cylindriques profilées ;
- ❖ Un bâti enveloppant la roue et sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.

La turbine cross flow répondes à débit de 20 à 100 l/s et de chutes de 1 à 200 m. le rendement maximum de ce type de turbine est moyen et reste compris, pour une machine de bonne qualité, entre 80 et 83%. [9]

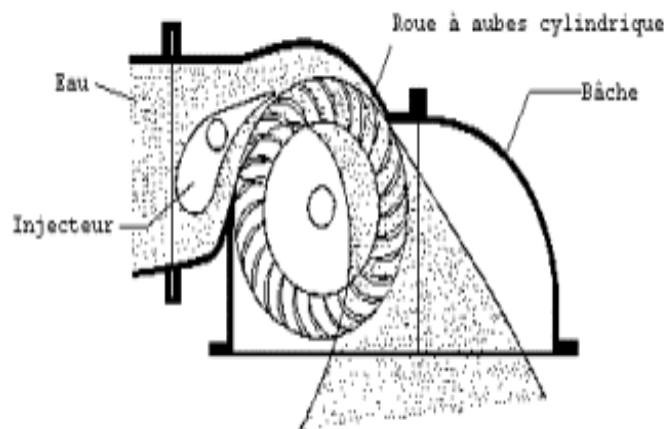


Figure I-10: Vue en coupe d'une turbine Cross flow.

I.5.2 Les pompe :**I.5.2.1 Définition d'une pompe :**

On appelle pompe tout appareil qui aspire un fluide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à plus grande pression. Ainsi d'après cette définition on peut dire que le rôle de la pompe consiste à augmenter la pression du fluide liquide.

L'augmentation de la pression du fluide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe.[11]

I.5.2.2 Fonctionnement de pompe :

La pompe se fonctionne en utilisant des forces mécaniques pour pousser le matériau par la force de compression, Le principe de base des pompes repose sur la mise en rotation du fluide à pomper en le faisant circuler dans une roue tournant à une vitesse plus ou moins élevée.

I.5.2.3 Les types de pompes :

Les pompes se divisent en deux catégories: les pompes volumétriques, qui forcent le fluide d'une chambre scellée à une autre avec peu de fuites, et les pompes dynamiques, qui utilisent l'élan du fluide pour le déplacer à travers une chambre non scellée. [12]

➤ Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques Ce type de pompe force le fluide d'une chambre à une autre en réduisant le volume de la première chambre tout en augmentant le volume de la seconde. Une telle pompe produit un débit constant quelle que soit la pression d'admission ou la pression de sortie, sauf si la pression d'admission chute en dessous d'une certaine limite, provoquant une cavitation, ou si la pression de sortie dépasse la capacité de la pompe, provoquant une panne de la pompe. [12]

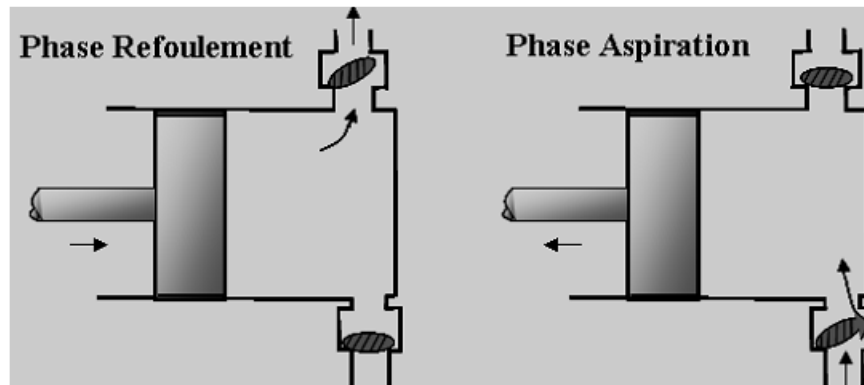


Figure I-11: exemple d'une pompe volumétrique (à piston)

-Pompe volumétrique alternative :

- Béliet hydraulique
- Pompe-jack
- Pompe à étrier
- Pompes inductives
- Pompes à piston
- Pompe à membrane, parfois également appelée pompe à membrane. [12]

-Pompe volumétrique rotative :

- Pompe à vis (ou à cavité progressive)
- Pompes à palettes (avec aubes flexibles ou rigides)
- Pompes à engrenages (internes et externes)
- Pompes à lobes
- Pompe péristaltique (utilise un processus similaire au péristaltisme chez les animaux)
- Pompe à pistons circonférentiels
- Pompe à cavité progressive: pompe le fluide par la rotation d'un rotor hélicoïdal en acier à l'intérieur d'un corps de pompe en caoutchouc avec une ouverture hélicoïdale Souffleurs de racines. [12]

➤ **Les Pompe dynamique :**

Les turbopompes sont des machines qui provoquent d'abord un accroissement considérable de l'énergie cinétique du liquide pompé à l'aide de rotors ou d'hélices tournant à grande vitesse et ensuite convertissent en grande partie cette énergie cinétique en énergie de pression, ce qui va permettre le refoulement du liquide. On peut les classer en trois

catégories: les pompes centrifuges, les pompes hélices et les pompes hélico-centrifuges ou à écoulement mixte.

On classe les turbopompes en trois types principaux suivant la direction du liquide à l'intérieur de la roue:

- pompes centrifuges ;
- pompes à hélice (pompes axiales) ;
- pompes à tourbillon. [13]

-Pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Et on peut voir deux types.

- Pompes centrifuges multi-étages.
- Pompes centrifuges mono-étage. [14]



Figure I-12: pompe centrifuge multi-étages.

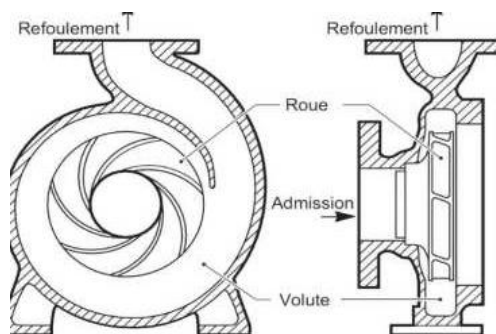


Figure I-13: pompe centrifuge mono-étages

-Pompe à hélice (pompes axiales) :

Dans les pompes à hélice, le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation. [13]

-Pompes à tourbillon :

Ce type de pompes ressemble fortement à des pompes centrifuges multicellulaires. Pour ces pompes, l'angle à la sortie de la roue est égal à 90° . [13]

I.5.3 les compresseurs :**I.5.3.1 définition du compresseur:**

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression; (en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux) et est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression. [15]

➤ Critères de choix des compresseurs :

Les critères de choix de compresseur dépendent des paramètres suivants :

- Qualité du gaz ;
- Propreté du gaz ;
- Nocivité du gaz ;
- Débit de gaz ;
- pression (taux de compression). [15]

I.5.3.2 But de la compression:

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée. Cette opération a pour but de:

- ✓ Faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- ✓ Produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- ✓ Envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- ✓ Obtenir de l'air comprimé pour la combustion. [16]

I.5.3.3 Domaine d'application :

Les applications des compresseurs sont très diversifiées, on donne quelques exemples d'utilisation de ces machines :

- Production d'air comprimé ou gaz comprimé (air ou gaz instrument nettoyage de pièces, etc...).
- Compression et déplacement des gaz procédés.
- Transport des matières pulvérulentes (transport pneumatiques des poudres).
- Réalisation de vide et de dépression (cristallisation sous vide, distillation, évaporation, etc...).
- Asservissement des locaux (ventilation, climatisation, etc...).
- Réinjection du gaz vers les puits. [15]

I.5.3.4 classification des compresseurs:

Les compresseurs peuvent être classés selon caractéristiques suivants :

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique) ;
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif) ;
- les compresseurs d'air ;
- les compresseurs des gaz.

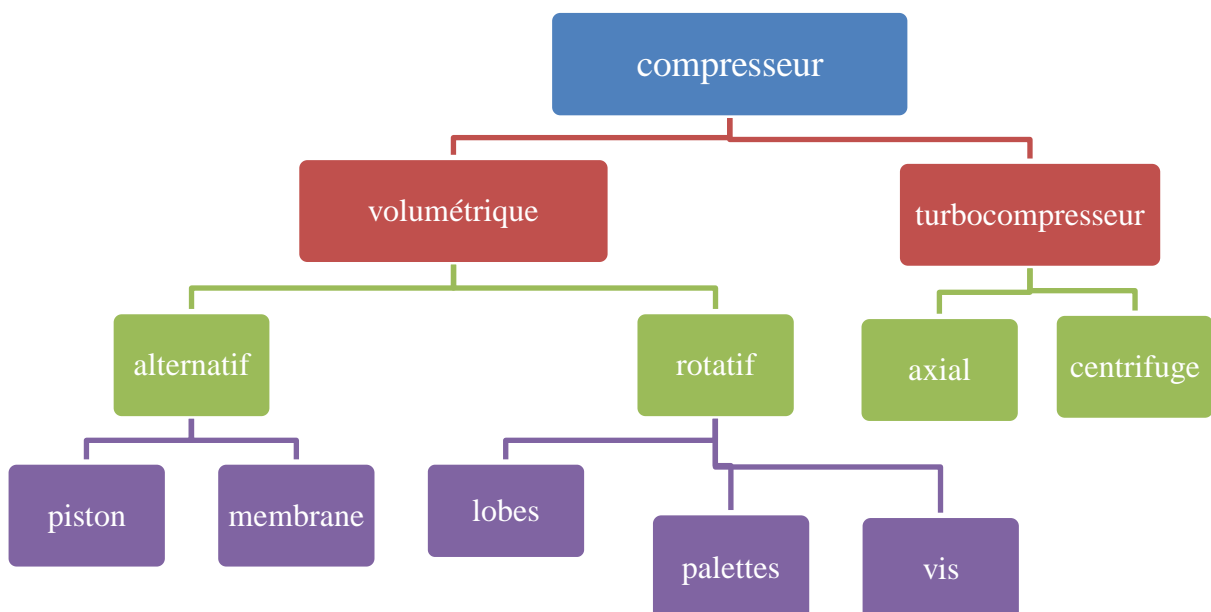


Figure I-14: classification des compresseurs

I.5.3.5 les types de compresseurs:

➤ Les compresseurs volumétriques:

Dans les compresseurs volumétriques, l'énergie nécessaire pour produire l'élévation de pression est dépensée sous forme de travail qui est fourni par un moteur d'entraînement. Les compresseurs volumétriques sont divisés en deux types (alternatifs et rotatifs). [17]

➤ Les turbocompresseurs:

Les turbocompresseurs sont des compresseurs dynamiques mini d'aube. Ils sont des compresseurs dans lesquels l'augmentation de pression du fluide s'obtient par transformation d'énergie cinétique en énergie potentielle, avec écoulement continu de l'aspiration au refoulement.

I.6 les notions de basses :

➤ Le rendement : [18]

De nombreuses définitions de rendements sont utilisées en thermodynamique industrielle. Ce sont toujours des nombres sans dimension, rapports de deux énergies ou de deux puissances la même machine peut être qualifiée par des rendements différents, avec des valeurs numériques différentes. Une valeur de rendement n'a donc de sens que si elle est accompagnée de sa définition cependant l'esprit de ces diverses définitions est toujours le même, c'est le rapport d'un "effet obtenu" par une "dépense consentie" pour obtenir cet effet.

-Le rendement volumétrique : [18]

Le rendement volumétrique permet de comparer le débit volumique de gaz aspiré au débit volumique balayé (cylindrée totale fois la vitesse de rotation).

$$\eta_v = \frac{Q_{v_{asp}}}{Q_{v_{bal}}}$$

-Le rendement indiqué : [18]

Le rendement indiqué permet de comparer le travail des forces de pression (travail indiqué) reçu par l'unité de masse de fluide pour un compresseur parfait (w_{th}) par rapport un compresseur réel de même cylindrée (w_{in}).

$$\eta_{in} = \frac{w_{th}}{w_{in}}$$

- Le rendement mécanique : [18]

Le rendement mécanique traduit la fraction d'énergie fournie au compresseur qui n'est pas transmise sous forme d'énergie mécanique au fluide et qui correspond à toutes les pertes se produisant lors du fonctionnement.

$$\eta_m = \frac{W_{in}}{W_{eff}}$$

- Le rendement effectif : [18]

Le rendement effective, encore appelé rendement global compare le travail massique effectif sur l'arbre d'un compresseur parfait à celui d'un compresseur réel.

$$\eta_{eff} = \frac{W_{th}}{W_{eff}}$$

- Le rendement isentropique : [18]

Le rendement isentropique de compression compare la variation d'enthalpie massique du fluide dans un compresseur réel et à celui d'un compresseur parfait de même cylindrée.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

➤ les pertes de charges : [19]

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.

- **les pertes mécaniques:**

Lors de la rotation de la roue, les frottements au niveau des paliers absorbent une certaine puissance appelée 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.

I.7 Équations de conservation de base :

→ Équation de continuité : [20]

En termes simples, cette équation exprime le fait que la variation de la masse de fluide, par rapport au temps, dans un volume défini de l'espace, est égale à la somme des flux de masse entrant et sortant de ce volume. Pour un volume unitaire, l'équation de conservation de la masse s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\vec{\nabla}(\rho \vec{V}) + \sum_i \rho q_{v_i}$$

Où la vitesse absolue \vec{V} et l'origine

□ Coordonnées cartésiennes

$$\vec{V} = V_x \cdot \vec{i}_x + V_y \cdot \vec{i}_y + V_z \cdot \vec{i}_z \quad \nabla = \vec{i}_x \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x} \right) + \vec{i}_y \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} \right) + \vec{i}_z \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} \right)$$

□ Coordonnées cylindriques

$$\vec{V} = V_r \cdot \vec{i}_r + V_\theta \cdot \vec{i}_\theta + V_z \cdot \vec{i}_z \quad \nabla = \vec{i}_r \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} \right) + \vec{i}_\theta \cdot \frac{1}{r} \cdot \left(\frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \vec{i}_z \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} \right)$$

➤ Cas particulier :

- Écoulement conservatif

$$\sum_i q_{v_i} = 0$$

- Écoulement permanent ou (stationnaire) :

$$\frac{\partial}{\partial t} = 0 \quad \Rightarrow \quad \vec{\nabla}(\rho \vec{V}) = 0$$

- Écoulement d'un fluide incompressible : $\rho = C^{te}$

$$\rightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad \vec{\nabla}(\vec{V}) = 0$$

→ **Équations de la quantité de mouvement : [20]**

La forme différentielle de l'équation de conservation des quantités de mouvement peut être obtenue à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence. Si le fluide considéré est newtonien et la pesanteur est la seule force de volume agissant sur le domaine considéré, les équations régissant l'écoulement peuvent être exprimées ainsi:

$$\underbrace{\rho \frac{d\vec{V}}{dt}}_{\text{accélération par unité de volume}} = \underbrace{\rho \vec{B}}_{\text{force de volume}} - \underbrace{\vec{\nabla} P}_{\text{force de pression}} + \underbrace{\rho \vec{f}}_{\text{force de frottement}}$$

→ **Équation de conservation de l'énergie : [20]**

Cette équation de conservation d'énergie est donnée sous la forme

$$\frac{\partial \rho h_{\text{tot}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{\text{tot}} + \rho \overline{u h} - \lambda \nabla T) = \frac{\partial P}{\partial t}$$

L'enthalpie totale moyenne peut être reformulée comme suit :

$$h_{\text{tot}} = h + \frac{1}{2} U^2 + k$$

$\frac{1}{2} U^2$: est l'énergie cinétique de l'écoulement moyen.

k : est l'énergie cinétique de turbulence.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u^2}$$

Afin de minimiser le nombre d'inconnues du système, et comme on l'a déjà cité auparavant, on peut lui adjoindre l'équation d'état d'un gaz parfait. Cependant, cette équation fait apparaître une deuxième inconnue : la température T . On a utilisé comme équation complémentaire : l'équation liant l'enthalpie du fluide à la température est définie comme suite

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

- ❖ Équations de conservation de l'énergie totale

$$\frac{de}{dt} + \frac{d(V^2/2)}{dt} = \frac{dq}{dt} + \frac{dw_e}{dt}$$

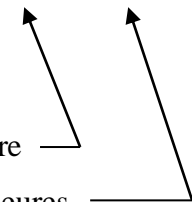
- e est l'énergie interne
- q représente l'énergie calorifique massique échangée avec l'extérieur
- w_e est le travail des forces extérieures par unité de masse.
-

- ❖ Équations de conservation de l'énergie cinétique

Cette équation peut se substituer à l'équation de la dynamique ou à celle de la quantité de mouvement. Elle s'exprime par :

$$\frac{d(V^2/2)}{dt} = \frac{dw_e}{dt} + \frac{dw_i}{dt}$$

Ou

Puissance de force intérieure 

Puissances des forces extérieures

Chapitre II :

Les turbocompresseurs (les compresseurs dynamiques)

II. Les compresseurs dynamiques (Les turbocompresseurs) :

Les turbocompresseurs (compresseurs centrifuges ou axiaux) sont des composants soumis à des vitesses de rotation élevées, nécessitées par l'échange d'énergie entre le fluide à comprimer ou détendre et les aubes tournantes (transformation entre énergie cinétique et niveau de pression par l'enthalpie).

Contrairement aux compresseurs volumétriques à piston ou rotatifs, les turbocompresseurs ne réalisent pas la compression d'un gaz par réduction du volume qui lui est offert, mais le gaz entraîné dans une roue mobile y prend une certaine vitesse relative qui se transforme pour une part en accroissement de pression à l'intérieur même de la roue, et pour l'autre se compose avec la vitesse d'entraînement pour former la vitesse absolue de sortie, laquelle dans un diffuseur en fournissant un nouvel accroissement de pression. [21]

On distingue dans cette classe les compresseurs suivants :

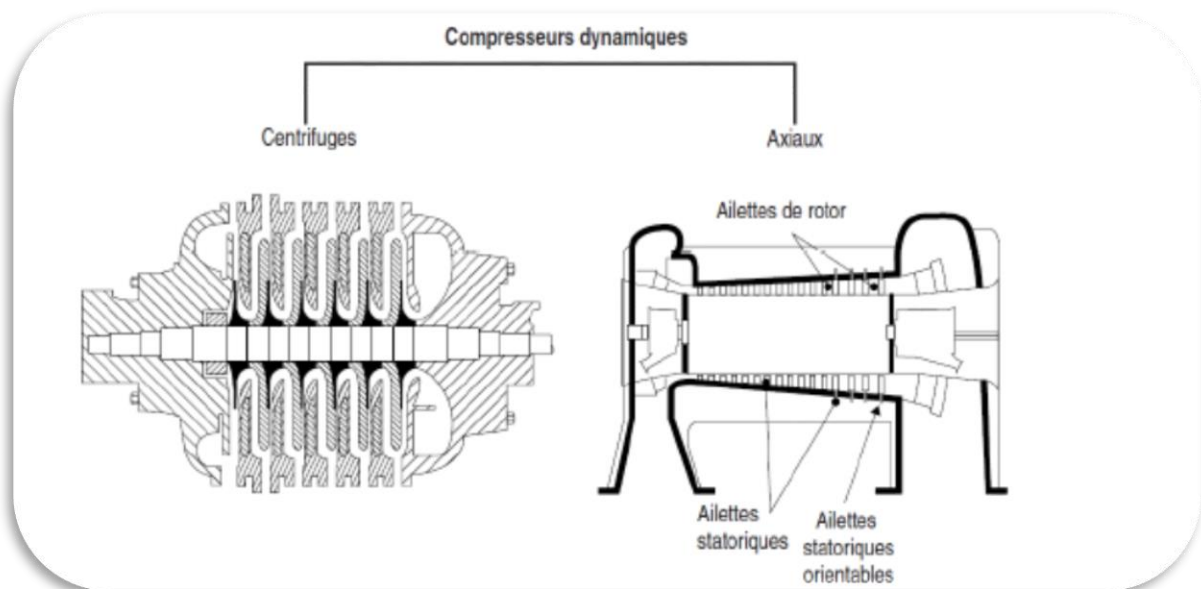


Figure II-01 : les compresseurs dynamiques

II.1 les compresseurs axiaux :

II.1.1 définition:

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation, et dont le fluide de sortie a un mouvement radial. Le compresseur axial génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des

pressions élevées et des taux de compression équivalent à ceux d'un compresseur centrifuge.[22]

Ces compresseurs sont très coûteux à l'achat. Il y a un gros travail d'usinage pour les ailettes, l'axe doit-être parfaitement aligné et solide pour assurer la compression à des hautes vitesses de rotation (de 5000 à 12 000 tour/min) et il ne faut pas négliger le fait qu'il y ait beaucoup de matière (acier traité contre les hautes températures). [23]

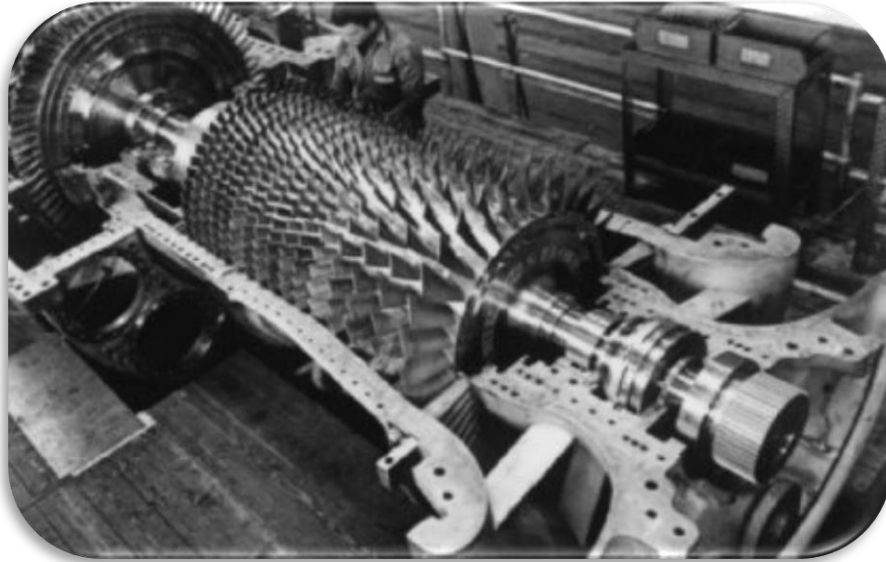


Figure II-02: compresseur axiale [31]

II .1.2 Fonctionnement d'un compresseur axial:

Un compresseur axial est constitué par une série d'un certain nombre d'étages axiaux. Chacun comporte un aube mobile et un aube fixe.

Le compresseur axial fonctionne en débit continu, il convertit l'énergie mécanique en énergie de pression et en énergie cinétique. Ce transfert se fait par le déplacement du fluide d'un étage à l'autre, chaque étage contenant une crémaillère d'aubes qui dirigent le fluide avec une vitesse de rotation et une augmentation de pression.

II.1.3 Domaines d'utilisation des compresseurs axiaux :

- Dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation.
- Dans les moteurs de navires à grande vitesse.
- Ils sont utilisés pour diverses applications industrielles comme la déshydrogénation au propane et les hauts fourneaux. [24]

II.2 Les compresseurs Centrifuges :

II.2.1 définition:

Les compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement continu de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en une augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator c'est-à-dire dans les diffuseurs.

Ce type de machine est constitué par un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble des diaphragmes ou est introduit un rotor forme par l'arbre, les roues, le piston d'équilibrage et le collet du palier de butée. [25]

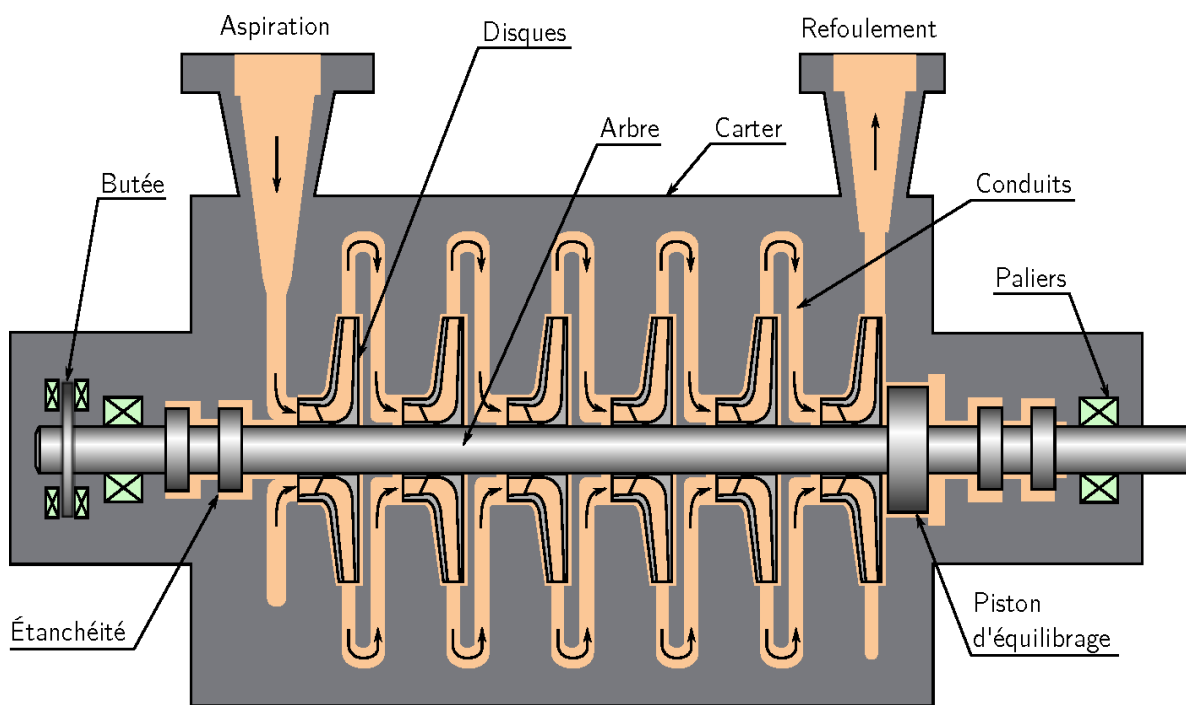


Figure II-03: schéma d'un compresseur centrifuge multi étagé en coupe.

II.2.2 principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales. Dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz. [26]

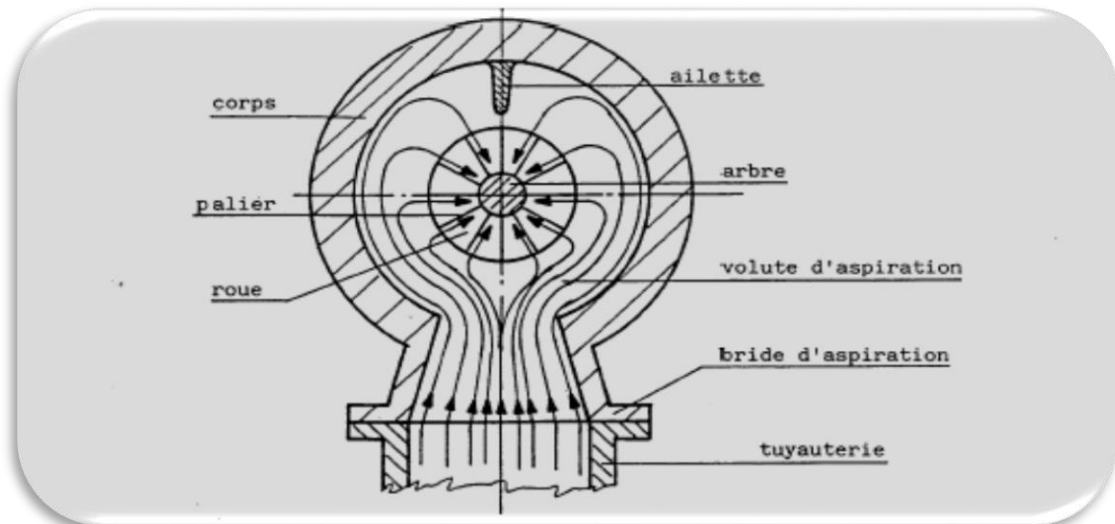


Figure II-04: Parcours du gaz à l'entrée du compresseur brides d'aspiration [26]

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et donc aspiré par la première roue. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression. [26]

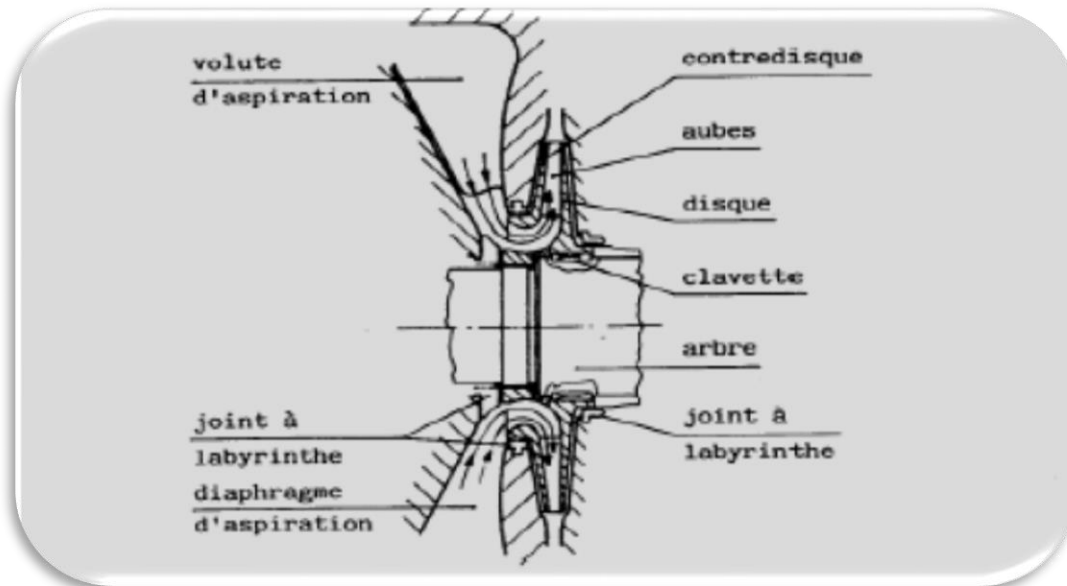


Figure II-05: Parcours du gaz au niveau de l'impulser [26]

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui

empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement. [26]

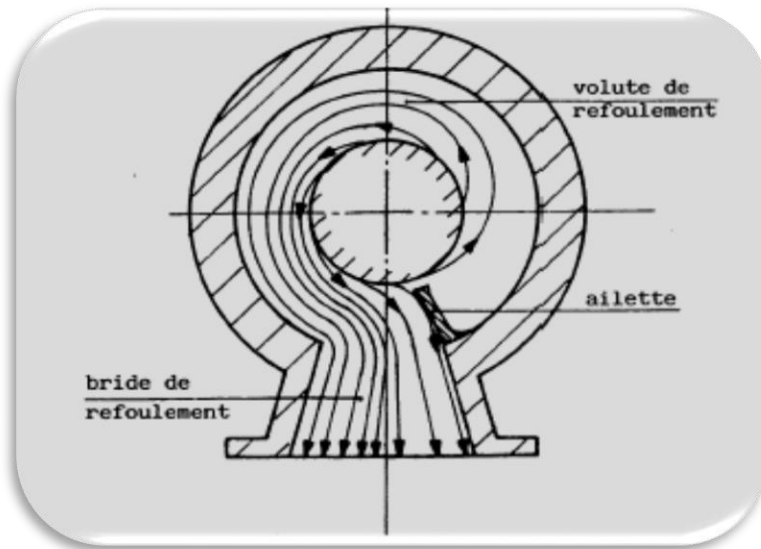


Figure II-06: volute de refoulement [26]

II.2.3 la géométrie d'un compresseur centrifuge :

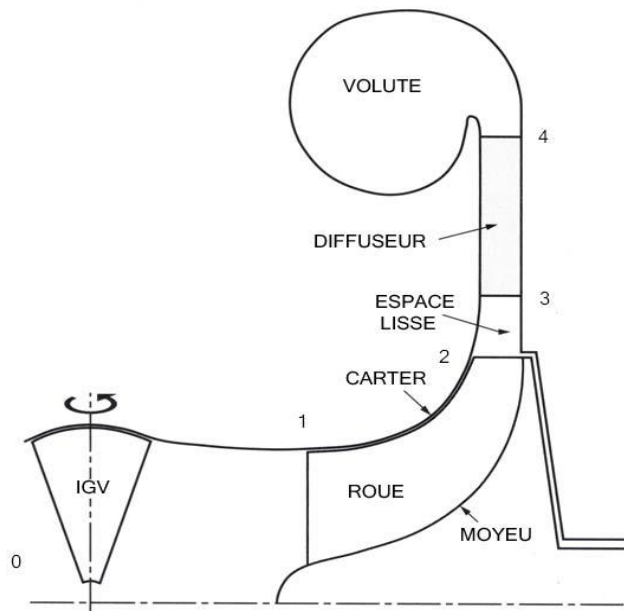


Figure II-07: Vue schématique d'un étage de compresseur centrifuge [27]

La figure II-07 présente une vue schématique d'un étage complet de compresseur centrifuge, c'est-à-dire la juxtaposition.

- ✓ D'une partie amont.

- ✓ D'une roue.
- ✓ D'un diffuseur.
- ✓ D'une volute.

La partie amont : Le rôle de la partie amont est d'amener l'écoulement jusqu'à la roue. On classe sous la dénomination générale de partie amont des éléments aussi divers que : des Vannes de pré-rotation : un canal de retour, un plenum d'alimentation, ou un simple pavillon axial. [27]

La roue : La roue est l'élément fondamental du compresseur, car elle fournit la totalité de l'échange de travail ; il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage.

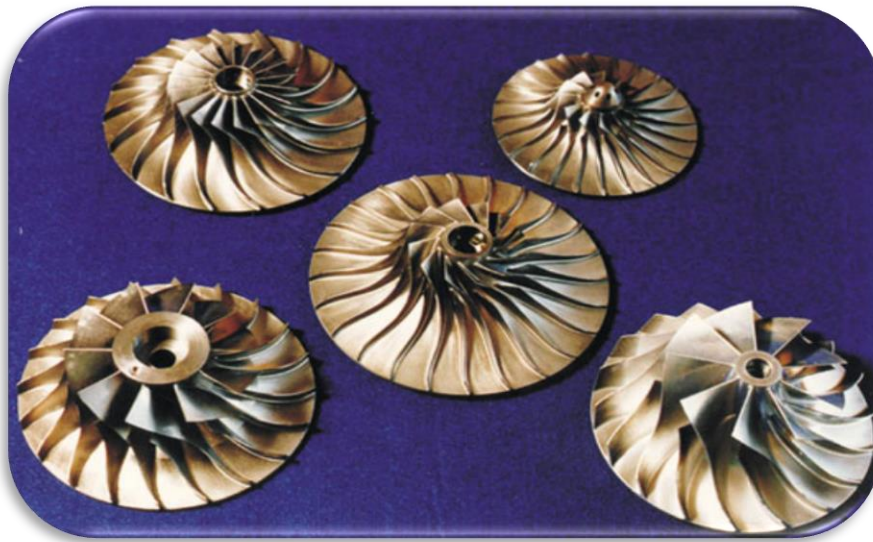


Figure II-08: roue d'un compresseur centrifuge. [27]

Le diffuseur `A la sortie du rotor, la pression statique de l'écoulement a augmenté, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présente sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, car les pertes dans les conduits en aval dépendent fortement du nombre de Mach de l'écoulement. Ce ralentissement permet aussi la conservation d'une partie de l'énergie cinétique en énergie pression statique. [27]

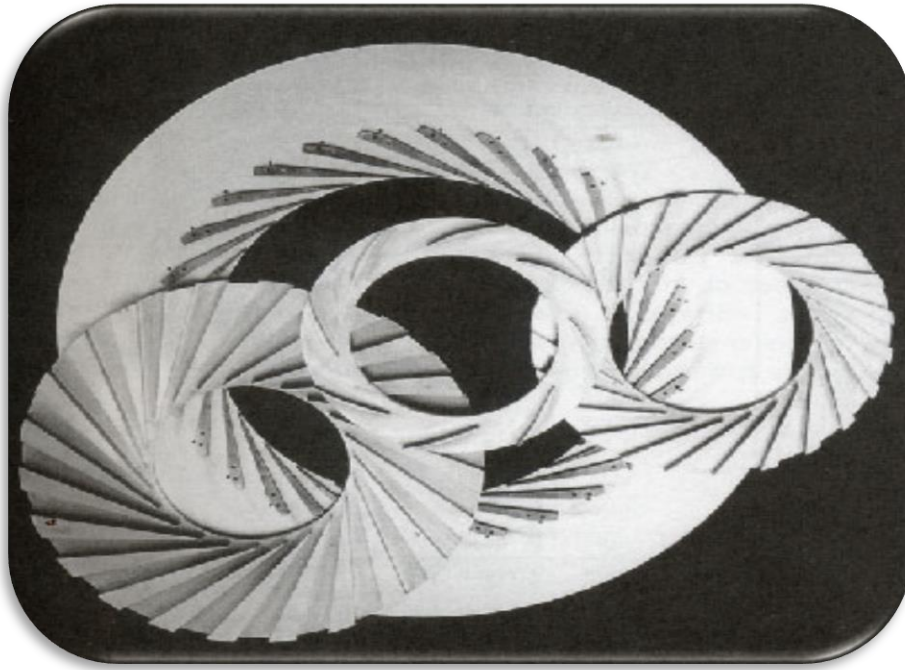


Figure II-09: diffuseur d'un compresseur centrifuge[27]

La volute : Le rôle principal de la volute est de collecter l'écoulement radial en sortie diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire, néanmoins, par le biais d'une évolution de la section de passage, la volute peut convertir une partie de l'énergie cinétique restante en pression statique. [27]

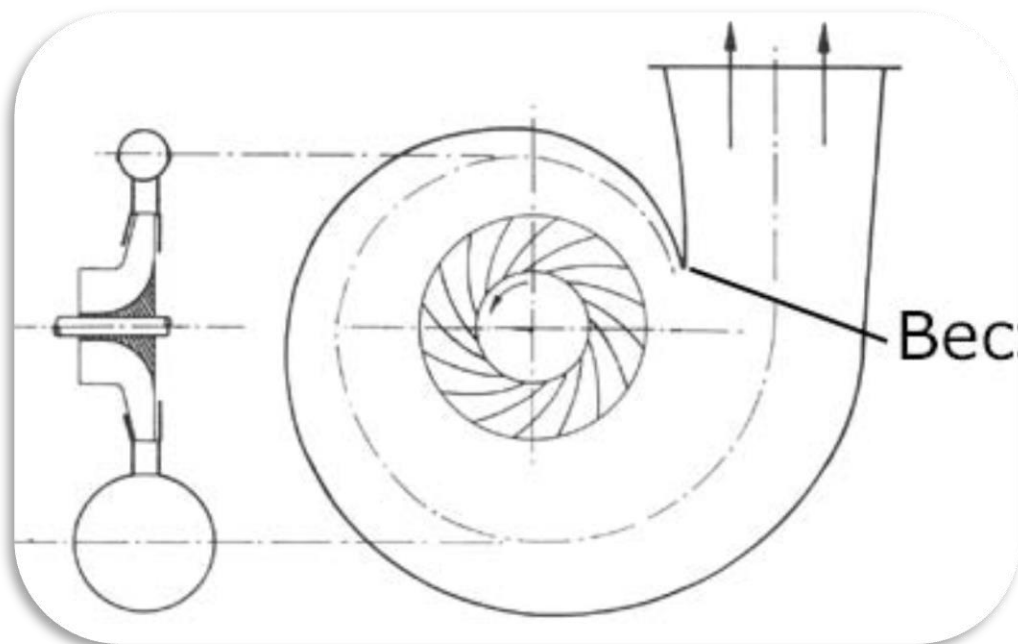


Figure II-10: volute d'un compresseur centrifuge [27]

II.2.4 les types de compresseurs centrifuges :

On peut distinguer deux groupes principaux suivants :

II.2.4.1 Compresseurs avec corps ouverts horizontalement :

Les corps ouverts horizontalement, constitués évidemment de demi-corps unis sur le plan de joint horizontal sont utilisés pour des pressions de fonctionnement restant au-dessous de 60 bars. S'il y en a, les tuyauteries de l'huile de graissage et tous les autres raccordements du compresseur avec le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi-corps inférieur. Grâce à ce système il suffit d'enlever les boulons de liaison le long du plan de joint horizontal pour pouvoir soulever le demi corps supérieur et accéder facilement à tous les organes internes du compresseur tels que rotor, diaphragmes et joints labyrinthe.

Les compresseurs avec corps ouverts horizontalement sont indiqués par le sigle MCL et peuvent être subdivisés à leur tour suivant le nombre d'étages de compression. [25]

- **Compresseurs MCL**

Ce sont des compresseurs multi-étagés comprenant un étage de compression

- **Compresseurs 2MCL**

Il s'agit de compresseurs multi-étages voir Groupant deux étages de compression en série avec réfrigération intermédiaire dans la même machine.

- **Compresseurs 3MCL**

Ce sont des compresseurs multi-étages généralement avec plus de deux étages de compression réalisés dans un seul corps voir) .En général ils sont utilisés pour des services où on a besoin de comprimer des débits de gaz divers à des niveaux de pression différents, soit avec injection ou avec extraction de gaz pendant la compression. [25]

II.2.4.2 Compresseur avec corps ouverts verticalement :

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques.

C'est pour cette raison que ce type de compresseurs est dénommé (barrel) BCL.C'est un compresseur généralement multi-étages, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700 bars). [25]

- **Compresseur BCL**

Ce sont des compresseurs du type "barrel" prévoyant un seul étage de compression.

- **Compresseurs 2BCL**

Il s'agit de compresseurs de type "barrel" avec deux étages de compression en série dans un seul corps. Compresseurs avec corps en forme de cloche. [25]

II.2.4.3 Compresseurs avec corps en forme de cloche :

- **Compresseurs BCL VHP avec corps en forme de cloche:**

Les compresseurs "barrel" à haute pression ont des corps en forme des cloches et sont fermés par des segments à la place des boulons.

- **Compresseurs type PCL**

Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux, comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel voir. Les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc. [25]

II.2.5 Domaines d'utilisation des compresseurs centrifuges :

Le compresseur centrifuge est utilisé :

- ✓ pour le traitement du gaz naturel du site de production au consommateur et à l'intérieur des installations de fabrication.
- ✓ en raffineries de pétrole, en usines pétrochimiques et usines chimiques.
- ✓ comme extracteurs de gaz incondensables par les condensateurs dans des centrales géothermiques électrique: le compresseur extrait les gaz incondensables et la fuite d'air du condenseur afin de maintenir un degré de vide.
- ✓ pour fournir air comprimé un instrumentation de processus.
- ✓ un ventilateur de refroidissement dans les moteurs avec refroidissement à l'air forcé.
- ✓ en évaporateur thermo-compression pour élever la pression de vapeur à des valeurs appropriées pour la condensation.
- ✓ en systèmes de pressurisation et le conditionnement de l'aéronef.
- ✓ Dans les turbines à gaz comment *groupes auxiliaires de puissance* et dans les turbocompresseurs de moteurs à combustion interne.
- ✓ A l'intérieur de cycle de réfrigération. [28]

II.3 Etanchéités :

Les étanchéités situées aux deux extrémités de l'arbre, a la sortie de ce dernier du corps, ont le but d'éviter ou de réduire au minimum la sortie du gaz comprimé ou l'entrée de l'air dans le corps de compresseur. Cette étanchéité peut être de trois types : a labyrinthe, a film d'huile, mécanique. [29]

A- Garniture à labyrinthe :

La réduction au minimum des fuites vers l'extérieur est obtenue, dans le cas où elles sont tolérées par un jeu de garniture à labyrinthe. Dans ce cas, le gaz qui tend à fuir des extrémités de l'arbre est bloqué par une série de lames appelées labyrinthes.

Les garnitures à labyrinthe sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement.

Au cas où la moindre fuite de gaz ne serait pas admise, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

Les garnitures à labyrinthe sont en alliage d'aluminium, l'aluminium n'est pas compatible avec la corrosivité du gaz, on utilise des aciers inoxydables de la série 18%Cr-8%Ni. [29]

B- Garnitures d'étanchéité à huile :

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées de deux anneaux flottants (de haute pression du côté H.P et basse pression du côté B .P) revêtus à l'intérieur de métal anti-frottement l'huile d'étanchéité, a une pression légèrement supérieure à celle de gaz, arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre. L'huile qui est échappée du côté basse pression revient dans le réservoir et ensuite réintroduite dans le système ; l'huile sortie du côté haute pression est purgée par deux purgeurs automatiques.

L'entrée d'huile dans le gaz est empêchée par une large garniture à labyrinthe entre les garnitures d'étanchéité à huile et l'intérieur du compresseur et pour vue de chambre intermédiaire d'équilibrage de la pression. [29]

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées d'une bague de support en acier au carbone revêtue d'une mince couche de métal blanc ou de métal blanc sans cuivre lorsque ce dernier est incompatible avec le gaz comprimé. [29]

C- Garnitures mécaniques :

La garniture mécanique est constituée fondamentalement d'une bague de charbon normalement fixe gardée en contact contre un collet d'acier tournant avec l'arbre du compresseur. Le contact est assuré par l'action combinée d'éléments élastiques (ressorts et soufflet) et par la distribution de la pression agissant sur la bague même.

Le contact entre le collet et la bague produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissement de la garniture avec de l'huile. Pour garantir le graissage de l'interstice contenant le film de lubrifiant entre le collet et la bague il faut avoir une pression différentielle entre huile et gaz assez élevée. Pour garder ce ΔP il est nécessaire de créer une chambre de pression et donc il faut avoir une garniture BP entre l'huile sous pression et l'atmosphère.

Chaque constructeur étudie des garnitures ayant des caractéristiques de construction particulière.

Les garnitures mécaniques sont employées surtout où il est important de limiter au maximum la quantité d'huile pouvant polluer le gaz : en effet la perte d'huile de la bague H.P est environ 5 à 10 fois plus petite que les pertes des garnitures d'étanchéité à huile ordinaires.

En outre, en cas d'arrêt d'urgence du compresseur par manque d'huile, la garniture est même de continuer à barrer le gaz, à machine à l'arrêt (même si de manière imparfaite pour la présence éventuelle d'égratignures et d'usures sur les surfaces de contact entre le collet et la bague). [29]

II.4 le phénomène de pompage dans un compresseur centrifuge:

➤ Explication:

La condition de pompage peut être définie comme une instabilité d'écoulement qui se produit lorsque le compresseur n'est plus en mesure de produire une pression suffisamment haute pour vaincre la résistance en aval. Plus simplement, la pression de décharge du compresseur est inférieure à la pression du système en aval. [21]

Dans un compresseur centrifuge, il existe pour toute vitesse une certaine capacité en-dessous de laquelle le fonctionnement est instable. Ce point de rupture est appelé le point de pompage. Le fonctionnement instable pulsative en dessous de ce point est appelé pompage.[30]

Un compresseur passera inévitablement en pompage quand la capacité à travers lui est trop réduite pour une vitesse donnée où si l'on lui impose une pression différentielle supérieure à celle qu'il peut développer à une vitesse donnée.

Un pompage violent ou prolongé peut provoquer la défaillance du palier de butée. Le pompage pendant une période prolongée provoquera également une surchauffe du compresseur. [30]

Si le poids moléculaire du gaz pompé augmente au-dessus du poids moléculaire pour lequel le compresseur a été conçu, la stabilité du compresseur se trouve diminuée à une vitesse donnée. Ici, la -stabilité est définie comme étant la différence de la capacité de calcul et la capacité au point de pompage à la vitesse de calcul, divisée par la capacité de calcul et elle est indiquée en % de la capacité de calcul. [30]

➤ **Les causes de pompage d'un compresseur centrifuge :**

Les causes de pompage d'un compresseur centrifuge sont basées sur les points suivants :

- Débit d'aspiration faible à cause de l'ouverture réduite de la vanne de recyclage et mauvais réglage au niveau des aero-réfrigérant.
- Perturbations des pressions d'aspiration
- Montée en pression au refoulement à cause de mauvais travail au niveau des aero (bouchage au niveau des tubes...).
- Mauvaise régulations de la chaine de régulation.
- Déréglage de la vitesse. [30]

➤ **Les conséquences de pompage :**

Etant un phénomène très violent, le pompage met en jeu toute ou une partie de la masse de gaz présente dans la machine. Le gaz ne traverse plus la machine régulièrement mais subit des mouvements alternatifs dans une partie ou la totalité du compresseur. Il s'accompagne de:

- Vibrations des aubages des roues
- Inversion de la poussée axiale du rotor
- Vibrations a très basse fréquence de l'ensemble du compresseur

En effet, sa conduit a des conséquences mécaniques désastreuses dont :

- Ces vibrations qui peuvent provoquer la rupture des aubes du compresseur par fatigue, car ayant une faible hauteur et étant longues et reliées en tête par flasque sa leurs confère beaucoup de rigidité et de résistance.
- Charge excessive sur les butées provoquant la détérioration de celles-ci.
- L'excitation radiale sur le rotor qui réponde sur son premier mode propre de flexion. Les amplitudes vibratoires au centre du rotor sont importantes et conduisent a la destruction des garnitures d'étanchéité internes, en l'occurrence les étanchéités labyrinthe, ce qui est préjudiciable au rendement de la machine, et nécessite son arrêt pour remise en état.

Cependant, un système contre ce phénomène a été prévue et installée pour que le compresseur n'atteigne pas la limite de pompage et ainsi d'éviter les conséquences cites avant. [15]

➤ **Les méthodes utilisées pour éviter le pompage:**

Plusieurs cas peuvent être réalisés pour sortir le compresseur du pompage :

- Augmenter le débit du circuit vers l'aspiration du compresseur.
- Augmenter le débit à travers le compresseur en retournant par un by-pass et un réfrigérant une partie du gaz pompé du refoulement à l'aspiration de l'unité.
- diminuer le rapport de pression à travers le compresseur en diminuant la pression de refoulement ou en augmentant la pression d'aspiration, ou les deux si le débit doit rester constant.

Les mesures à prendre pour sortir un compresseur du pompage dépendant de ce qui peut être fait avec le processus concerné. Si la vitesse reste constante, il faut augmenter le débit dans le compresseur ou diminuer le rapport de pression à travers le compresseur pour éliminer le pompage.

Si le processus exige un rapport de pression plus élevé que celui que le compresseur peut développer à une vitesse donnée, une augmentation du rapport de pression peut être obtenu en augmentant la vitesse du compresseur. Cette augmentation de vitesse sera limitée par la vitesse de service maximale admise du compresseur et de l'entraînement.

Si le processus exige une capacité plus faible que celle que le compresseur peut développer à une vitesse donnée, la vitesse peut être diminuée si le rapport de pression peut être réduit. Pour la diminution de vitesse, la 1^{ère} vitesse critique du compresseur de l'entraînement peut être le facteur de limitation. [30]

Tableau II-01 : les avantages et les inconvénients des compresseurs dynamiques

➤ **Avantage :**

Compresseur axial	Compresseur centrifuge
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Ces compresseurs dynamiques ont un grand débit massique. ✓ Excellente fiabilité. ✓ Rendement maximal élevé par rapport au compresseur centrifuge. ✓ La capacité à obtenir un rapport de pression du compresseur plus élevé. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Bien adaptés aux moyens débits des gaz. ✓ Taux de compression élevé par rapport au compresseur axial. ✓ Relativement souple à exploiter ✓ Réduit les frottements mécaniques grâce à la compacité axiale qui se traduit par une bonne efficacité mécanique. ✓ Faible coût de fabrication.

➤ **Inconvénients :**

Compresseur axial	Compresseur centrifuge
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Efficaces dans une plage de vitesse étroite. ✓ Prix élevé par rapport au compresseur centrifuge. ✓ Le compresseur axial a un poids lourd. ✓ Demande de puissance élevée sur la puissance de démarrage. ✓ Le compresseur axial a une conception complexe par rapport au compresseur centrifuge. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Les compresseurs centrifuges ont limite inférieure la vitesse de fonctionnement, en dessous de laquelle le fonctionnement de la machine ne se produit pas ou ne sont pas garanties. ✓ Existence d'un la vitesse maximale de fonctionnement au-delà duquel les vibrations reçues par le rotor ne sont pas admissibles du point de vue mécanique (ce qui est connu comme impulseur asymétriques). ✓ Phénomène de pompage à faible débit rend l'exploitation délicate. ✓ Pas adapté aux faibles débits.

Chapitre III :

Modélisation, Résultats et
Interprétation d'un compresseur centrifuge

III.1. 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 α_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 α_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 ω sont représentés par le schéma suivant [19].

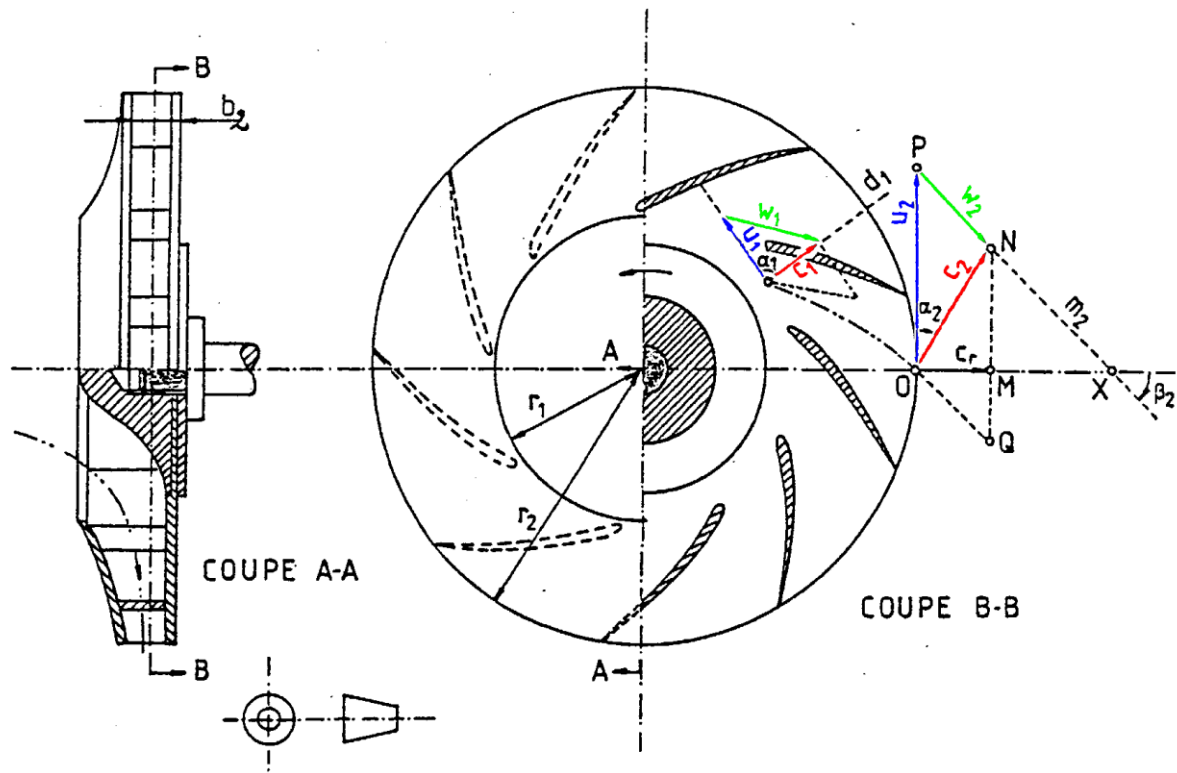


Figure III-01 : L'écoulement dans la roue d'un compresseur centrifuge

Le triangle de vitesse dans une roue d'un compresseur centrifuge construit comme suit :

Décomposons vectorielle de la vitesse absolue sur le bord d'attaque C_1 en vitesse périphérique $U_1 = r_1\omega$ 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} .

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

La composante radiale de la vitesse C_2 sera désignée par C_{2r} , et la composante périphérique C_{2u} . Les angles α_1 et α_2 sont appelés angles de vitesses absolues. Les angles β_1 et β_2 sont appelés angles de vitesses relatives d'entrée et de sortie de la roue [19].

III.2. La puissance échangée:

En partant d'un bilan classique de quantité de mouvement, il est possible de relier les états amont et aval d'un écoulement traversant une machine tournante au travail échangé durant cette traversée.

- L'équation d'Euler stipule que, pour un compresseur :

$$P_{ech} = q_m (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (1)$$

Cette équation exprime le fait que le travail que peut recevoir le fluide à travers la machine est lié à la capacité de celle-ci à produire sur l'écoulement une variation du rayon moyen ($U = r \omega$) et une déviation (C_u).

Ceci montre pourquoi la géométrie même du compresseur centrifuge (variation de rayon) lui permet d'atteindre des taux de compression supérieurs à ceux rencontrés dans les compresseurs axiaux, c'est ce qu'on appelle l'effet centrifuge [27].

- Le premier principe de la thermodynamique :

$$dh + dE_c = \delta Q_{ech} + \delta W_{ech} \quad (2)$$

Cette équation montre que le travail absorbé par le compresseur (W_{ech}) se traduit par une variation d'enthalpie statique et d'énergie cinétique (E_c).

En note que les conditions totales traduisent l'intégration de l'équation (2) entre l'écoulement et un arrêt ($E_{c0} = 0$), adiabatique $Q_{ech} = 0$ et sans transfert de travail $W_{ech} = 0$. On introduit l'enthalpie totale :

$$h_t = h + C^2/2 \quad (3)$$

Dans le cas d'une évolution adiabatique, l'intégration du premier principe montre que :

$$P_{ech} = q_m \cdot \left[\left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} \right) \right] = q_m \cdot (h_{t2} - h_{t1}) \quad (4)$$

Il apparait donc que la totalité de la puissance échangée entre l'arbre et le fluide *via* le compresseur (au rendement mécanique et aux pertes externes près) se retrouve dans la variation d'enthalpie totale.

La combinaison des équations (1) et (4) permet alors de relier la variation d'enthalpie totale à la variation du produit $U \cdot V_u$ à travers l'étage :

$$h_{t2} - h_{t1} = U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u} \quad (5)$$

Cette équation montre notamment que les composantes en V_u du triangle des vitesses déterminent le travail échangé à travers la roue.

La température totale étant définie par :

$$T_0 = h_t / C_p \quad (6)$$

Cette relation précédente permet de quantifier la variation de température totale à la traversée de la roue. À ce stade la variation de pression totale associée n'est accessible que si l'on suppose la transformation isentropique, auquel cas la loi de la Laplace peut s'appliquer :

$$\frac{P_{01}}{P_{02}} = \left(\frac{T'_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (7)$$

En pratique, les pertes générées à la traversée de la machine entraînent une diminution de la pression totale récupérée [27].

La combinaison des équations (5) et (6)

$$T_{02} - T_{01} = \frac{U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}}{C_p} \quad (8)$$

Le rendement d'un compresseur est définie par :

$$\eta_s = \frac{W_{th}}{W_r} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (9)$$

Et donc :

$$T'_{02} - T_{01} = \eta_s \cdot \frac{U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}}{C_p} \quad (10)$$

$$\frac{T'_{02}}{T_{01}} = \eta_s \cdot \frac{U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}}{C_p \cdot T_{01}} + 1 \quad (11)$$

A partir de l'équation (7) le taux de compression égale :

$$\frac{P_{01}}{P_{02}} = \left(\eta_s \cdot \frac{U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}}{C_p \cdot T_{01}} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (12)$$

III.3 Dimensionnement et calcul thermodynamique :

Calcul de débit massique :

$$q_m = \rho \cdot a \cdot A_2 \cdot \frac{[1 + (\gamma - 1) \cdot \eta_i \cdot \sigma \cdot U_2^2 / a^2]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{[1 + (\gamma - 1) \cdot \sigma \cdot U_2^2 / a^2]^{1/2}} \cdot \left(\frac{2}{\gamma - 1} \right)^{(\gamma+1)/2 \cdot (\gamma-1)} \quad (13)$$

Avec :

a : La vitesse de son a l'entrée du compresseur. Calculer pour un gaz parfait comme suit :

$$a = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_e} \quad (14)$$

Et ρ la masse volumique a l'entrée du compresseur.

$$\rho = \frac{p_a}{r T_a} \quad (15)$$

A_2 la surface de sortie de la roue :

$$A_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varepsilon_2 \quad (16)$$

Avec :

$$\varepsilon_2 = 1 - \left(\frac{Z}{\pi} \right) \cdot \left(\frac{t}{D_2 \cdot \sin(\beta_2)} \right) \quad (17)$$

Z : le nombre de pales dans la roue compresseur.

t : L'épaisseur de l'aube.

Triangle de vitesse à l'entrée :

La composante radiale de la vitesse absolue C_1 :

$$q_m = \rho_1 \cdot C_{1r} \cdot A_1 \quad (18)$$

Et donc :

$$C_{1r} = \frac{q_m}{\rho_1 \cdot A_1} = \frac{q_m \cdot r \cdot T_1}{p_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \varepsilon_1} \quad (19)$$

A partir de triangle de vitesse :

$$C_1 = \frac{C_{1r}}{\sin(\alpha_1)} \quad (20)$$

Et :

$$W_1 = \frac{C_{1r}}{\sin(\beta_1)} \quad (21)$$

Pour un écoulement radial ($\alpha_1 = 90^\circ$) :

$$C_1 = C_{1r} \quad \text{et} \quad C_{1u} = 0 \quad (22)$$

La vitesse périphérique calculer par :

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N}{60} = \omega \cdot r_1 \quad (23)$$

Et la vitesse relative :

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2 - U_1 \cdot C_1 \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (24)$$

Triangle de vitesse à la sortie :

La composante radiale de la vitesse absolue C_2 :

$$q_m = \rho_1 \cdot C_{1r} \cdot A_1 = \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot A_2 \quad (25)$$

$$C_{2r} = C_{1r} \cdot \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (26)$$

$$C_{2r} = C_{1r} \cdot \frac{D_1 \cdot b_1 \cdot \varepsilon_1}{D_2 \cdot b_2 \cdot \varepsilon_2} \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (27)$$

La composante périphérique de la vitesse absolue C_2 :

$$\tan(\alpha_2) = \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \quad \Rightarrow \quad C_{2u} = \frac{C_{2r}}{\tan(\alpha_2)} \quad (28)$$

Et la vitesse absolue de sortie C_2 :

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2} \quad (29)$$

La composante périphérique de la vitesse relative W_2 :

$$\tan(\beta_2) = \frac{C_{2r}}{W_{2u}} \quad \Rightarrow \quad W_{2u} = \frac{C_{2r}}{\tan(\beta_2)} \quad (30)$$

La composante radiale de la vitesse relative W_2 :

$$W_{2r} = C_{2r} \quad (31)$$

Et donc, la vitesse relative W_2 égale :

$$W_2 = \sqrt{W_{2u}^2 + C_{2r}^2} \quad (32)$$

Le facteur de glissement σ :

Le profil des vitesses à la sortie de la roue d'un compresseur n'est pas uniforme, il engendre un écoulement tourbillonnaire entre les pales. Ce phénomène provoque une déviation de l'angle moyen à la sortie par rapport à l'aube.

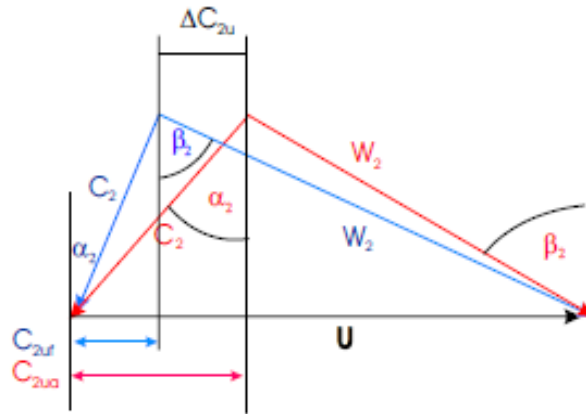


Figure III-02 : les effets de glissement sur le triangle de vitesse.

Par définition, le coefficient de glissement est calculé comme suit :

$$\sigma = 1 - \frac{C_{2ug} - C_{2uf}}{U_2} \quad (33)$$

La valeur de ce coefficient a été étudiée par plusieurs chercheurs, on cite parmi eux :

Stodola 1927 :

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{Z} \cdot \left(\frac{\sin(\beta)}{1 - (C_{2r}/U_2) \cdot \cot(\beta)} \right) \quad (34)$$

Stanitz 1952 :

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi / Z}{1 - (C_{2r}/U_2) \cdot \tan(\beta)} \quad (35)$$

Wiesner 1967 :

$$\sigma = 1 - \frac{\cos(\beta)}{Z^{0.7}} \quad (36)$$

Pfleiderer-Eckert 1961 :

$$\sigma = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot \sin(\beta)}{2Z \cdot \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}} \quad (37)$$

Dans notre programme, on utilisant la formule de Stanitz. Le programme a été fait en Matlab afin de trouver l'influence de paramètre dimensionnelle sur le les paramètres thermodynamique d'un compresseur centrifuge.

Le tableau III-01 représenté les donnés initiale et les paramètres d'entré de ce compresseur et aussi les résultats.

Tableau III-01 : Présente les paramètres et leur calcule

La grandeur	L'indice	La valeur	L'unité
Température d'aspiration	Ta	303	K
Pression d'aspiration	Pa	1,00E+05	N/m ²
La vitesse de rotation	N	6250	tr/min
Constante d'Archimède	π	3,14	
Capacité massique	Cp	1004	J/Kg. °K
Constante de gaz parfait	r	287,2	J/Kg. °K
Coefficient isentropique	γ	1,4	
Constante de gravité	g	9,81	m/s ²
Rendement isentropique	η_c	0,85	
Diamètre d'entrée	D ₁	0,55	M
Diamètre de sortie	D ₂	0,95	M
Epaisseur d'entrée	b1	0,028	M
Epaisseur de sortie	b2	0,010	M
Angle de construction à l'aubage	α_1	90	°
Angle de construction à l'aubage	α_2	15	°
Nombre des aubes	Z	19	
Epaisseur d'aube	t	0,04	M
Angle de construction à l'aubage	β_1	11	°
Angle de construction à l'aubage	β_2	29	°

La masse volumique	ρ	1,14913998	kg/m ³
La vitesse de son	a	349,041889	m/s
Coefficient de glissement	σ	0,89588421	
La vitesse périphérique	U_2	310,729167	m/s
Coefficient de surface de passage	ε	0.67423765	
La surface	A_2	0,03954749	m ²
Le débit massique	q_m	1,95541836	kg/s
Le débit volumique	q_v	1,70163634	m ³ /s
La composante radiale de C_1	C_{1r}	35,1897664	m/s
La vitesse absolue	C_1	35,1897664	m/s
La vitesse périphérique	U_1	179,895833	m/s
La vitesse relative	W_1	183,305293	m/s
La composante radiale de C_2	C_{2r}	57,0444634	m/s
La tangente d'angle d'entrée	$tg(\alpha_2)$	0,26794919	
La composante périphérique de C_2	C_{2u}	212,892836	m/s
La vitesse absolue	C_2	220,402882	m/s
Tangente d'angle de sortie	$tg(\beta_2)$	0,55430905	
La composante périphérique de w_2	W_{2u}	102,910936	m/s
La vitesse relative	W_2	117,663637	m/s
Le travail réel	w_c	66152,0134	j/kg
La puissance	P	129354,862	j/kg
Le taux de compression	τ	1,98957078	
La pression de refoulement	P_r	1,99E+05	N/m ²
La température de refoulement	T_r	368,809802	°K

III.4. les résultats :

III.4.1. l'effet de la vitesse de la rotation:

Pour analyse l'effet de variation de vitesse de la rotation sur les paramètres suivants: la température de refoulement, débit massique, la pression de refoulement et la puissance. On augmentant les valeurs de la vitesse à partir de 6250 tr/mn jusqu'a 7800 tr/mn et les autres paramètres de la roue sont maintenus constants.

Tableau III-02 : présente les valeurs de température et la vitesse de rotation

La vitesse de rotation (N)[tr/min]	La température de refoulement (Tr)[K]
6250	368,809
6400	371,027
6600	374,149
6800	377,471
7000	381.005
7200	384.763
7400	388.759
7600	393.006
7800	397.519

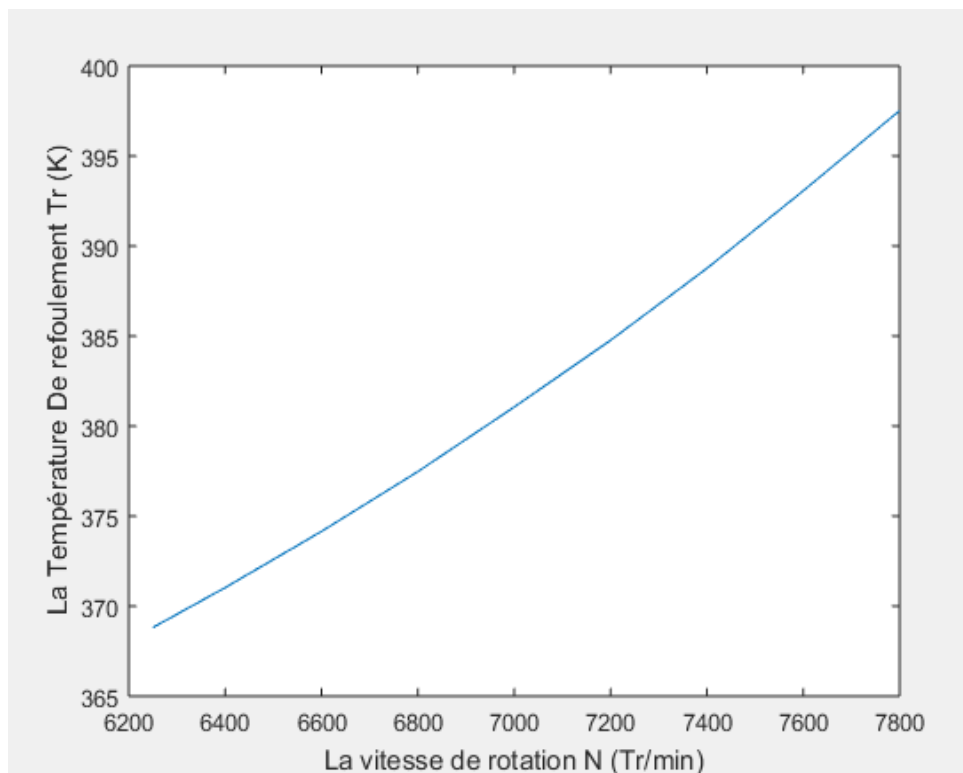


Figure III-03 : présente la variation de température de refoulement en fonction de vitesse de rotation.

La figure III-03 représente l'évolution de la température de refoulement en fonction de la vitesse de rotation, dans cette figure il est remarqué que la température de refoulement augmente quand on augmente la vitesse de rotation. Cette augmentation est expliquée par :

La vitesse de rotation communiquer au fluide par le rotor sous forme d'énergie cinétique cela donne un mouvement de rotation des aubes. Ce mouvement de rotation génère une force centrifuge qui poussé l'air à travers l'impulseur ce qui permet d'augmenter sa vitesse, ce qui a provoqué une augmentation de sa température de refoulement.

Tableau III-03 : présente les valeurs de débit massique et la vitesse de rotation

La vitesse de rotation (N)[tr/min]	Le débit massique (q_m)[kg/s]
6250	1,955
6400	1,973
6600	2,001
6800	2,033
7000	2.069
7200	2.108
7400	2.152
7600	2.199
7800	2.250

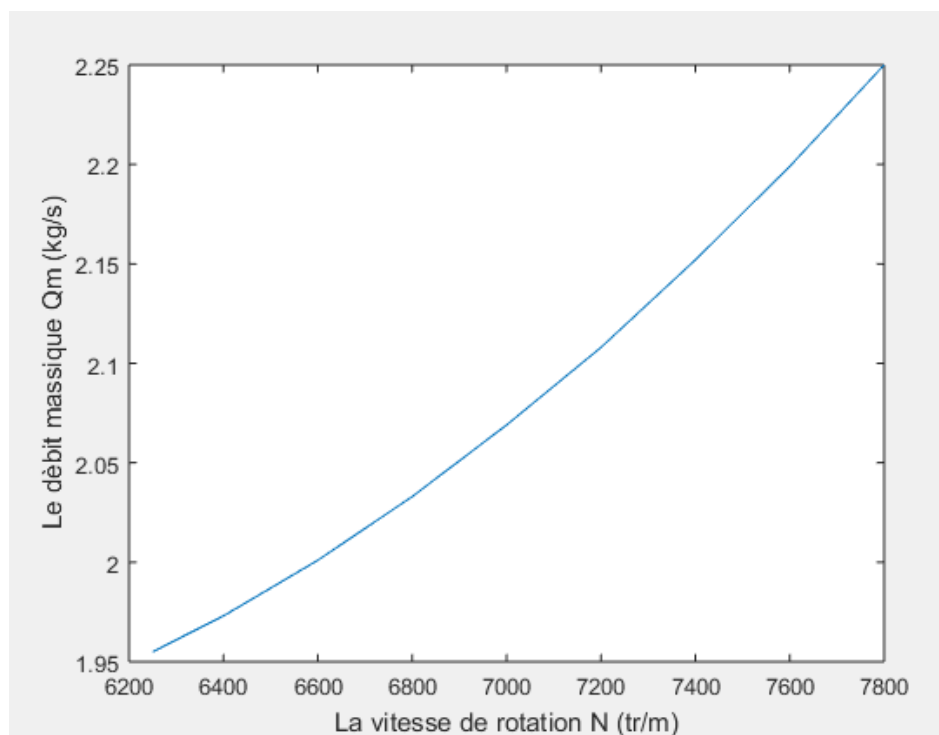


Figure III-04: la variation de débit massique en fonction de vitesse de rotation

Le graphe III-04 montre la variation de débit massique pour différentes valeurs de vitesse de rotation. Il est aperçu de cette figure une augmentation du débit d'air avec l'augmentation de la vitesse de la rotation.

Cette élévation du débit massique du à l'effet centrifuge qui poussé l'air vers la sortie de l'impulseur cela augmenter la vitesse de l'air et crée une zone de basse pression qui permet un débit accru d'air.

Tableau III-04 : présente les valeurs de pression de refoulement et la vitesse de rotation

La vitesse de rotation (N)[tr/min]	Pression de refoulement (Pr)[bar]
6250	1,99
6400	2,03
6600	2,09
6800	2,16
7000	2.23
7200	2.31
7400	2.39
7600	2.49
7800	2.59

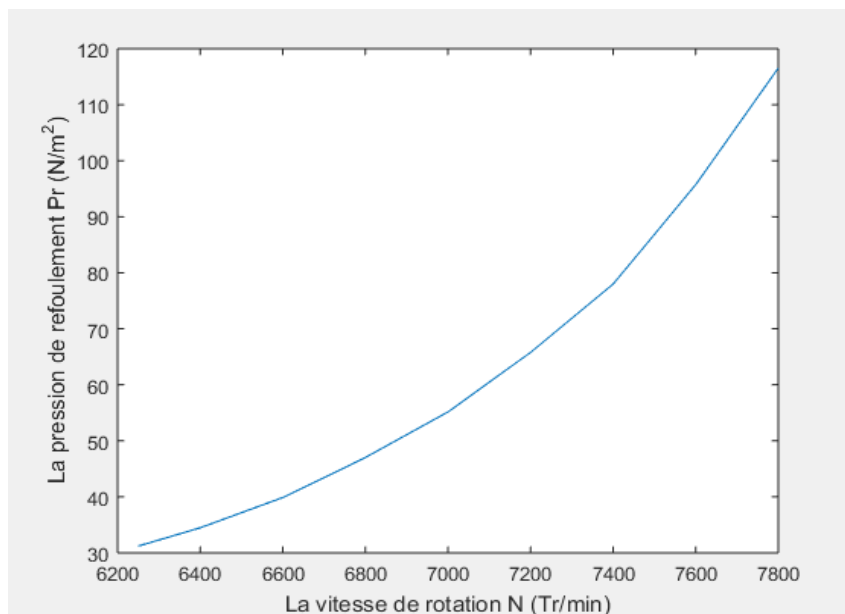


Figure III-05 : présente la variation de pression de refoulement en fonction de la vitesse de rotation

La courbe montre la variation de la pression de refoulement en fonction de la vitesse de rotation. L'augmentation des valeurs de la vitesse de la rotation provoque une augmentation de la pression du refoulement qui expliquer par:

L'augmentation de pression a lieu pendant la circulation du gaz. L'écoulement du gaz est accéléré jusqu'à une vitesse élevée à l'aide de lames en rotation sur un impulseur. La vitesse du gaz ensuite transformé en pression statique lorsqu'il est forcé de décélérer sous expansion dans un diffuseur. Cette vitesse résulte d'une énergie cinétique directement proportionnelle à la vitesse de rotation.

Tableau III-05 : Présente les valeurs de puissance et la vitesse de rotation

La vitesse de rotation (N)[tr/min]	La puissance (P)[W]
6250	129354,862
6400	134978,782
6600	143179,447
6800	152249,328
7000	162269.301
7200	173329.514
7400	185530.265
7600	198982.991
7800	213811.356

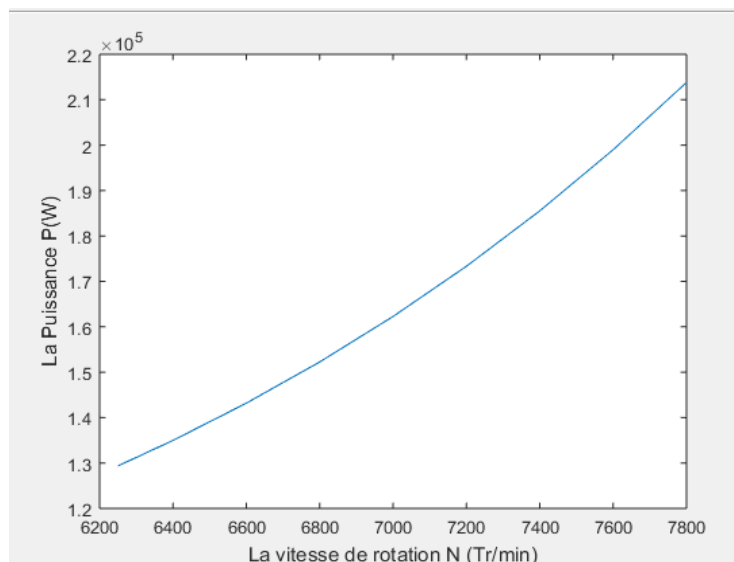


Figure III-06 : Présente la variation de puissance par rapport à la vitesse de rotation.

La figure III-06 représente l'évolution de la puissance en fonction de la vitesse de la rotation. On constate une relation directement proportionnelle entre la puissance et la vitesse de rotation, l'augmentation de la vitesse de rotation conduite à l'augmentation de la puissance. Ceci due à l'élévation de l'effort en rotation appliquée à l'axe de la roue.

III.4.2.L'effet de variation de nombre des aubes:

Pour voir l'effet de variation de nombre des aubes sur les paramètres suivants: la température de refoulement, débit massique, la pression de refoulement et la puissance. On augmentant le nombre des aubes de la roue à partir de 14 à 32, et en gardant les autres paramètres de la roue constants.

Tableau III-06 : présente les valeurs de puissance par rapport le nombre des aubes.

Nombre des aubes (Z)	La puissance (P)[W]
14	111507.976
16	118570.036
19	129354.862
22	140422.841
24	147978.601
26	155685.448
28	163549.198
30	171574.296
32	179764.190

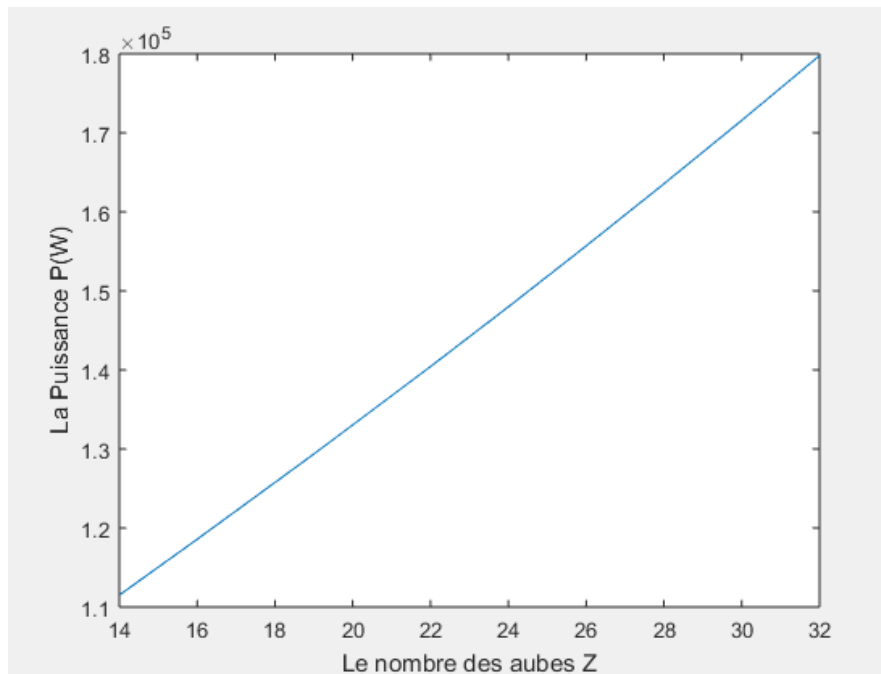


Figure III-07 : la variation de la puissance en fonction du nombre des aubes

La courbe de la figure III-07 constitué l'écart de la puissance en fonction du nombre des aubes.

Il est observé dans cette courbe l'augmentation de la puissance quand en augmentant le nombre des aubes ce qui est dû à l'effet du couple, la roue deviens plus lourde donc l'effort pour la faire tourner deviens plus important.

Tableau III-07 : présente les valeurs de température de refoulement par rapport le nombre des aubes

Nombre des aubes (Z)	Température de refoulement (Tr)[K]
14	364.10
16	366.01
19	368.81
22	371.57
24	373.39
26	375.20
28	377.00
30	378.79
32	380.58

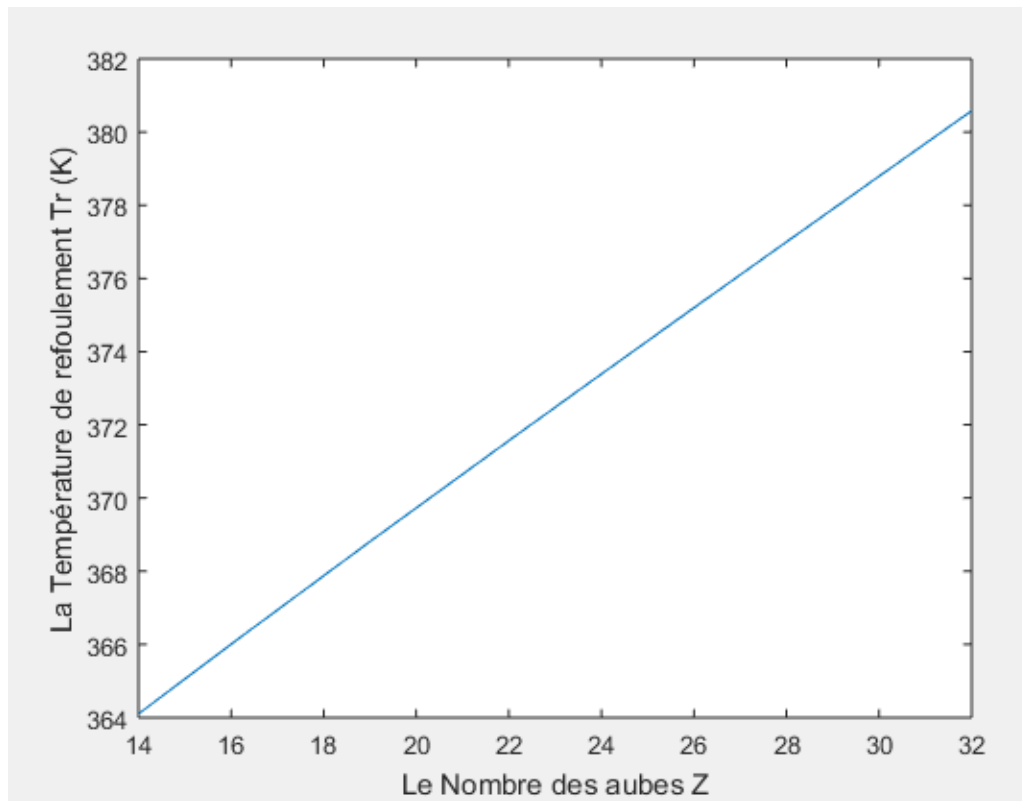


Figure III-08 : la variation de température de refoulement en fonction du nombre des aubes

Le graphique de figure III-08 illustre l'évolution de la température de refoulement en fonction des nombres des aubes.

On voit que la progression de la température de refoulement est liée par l'élévation du nombre des aubes. Ceci est justifié par l'effet centrifuge qui provoque l'augmentation de la vitesse du fluide et ainsi sa température.

Tableau III-08 : présente les valeurs de débit massique par rapport le nombre des aubes

Nombre des aubes (Z)	Débit massique (q_m)[kg/s]
14	1,816
16	1,872
19	1,955
22	2,037
24	2,091
26	2,145
28	2,199
30	2,252
32	2,035

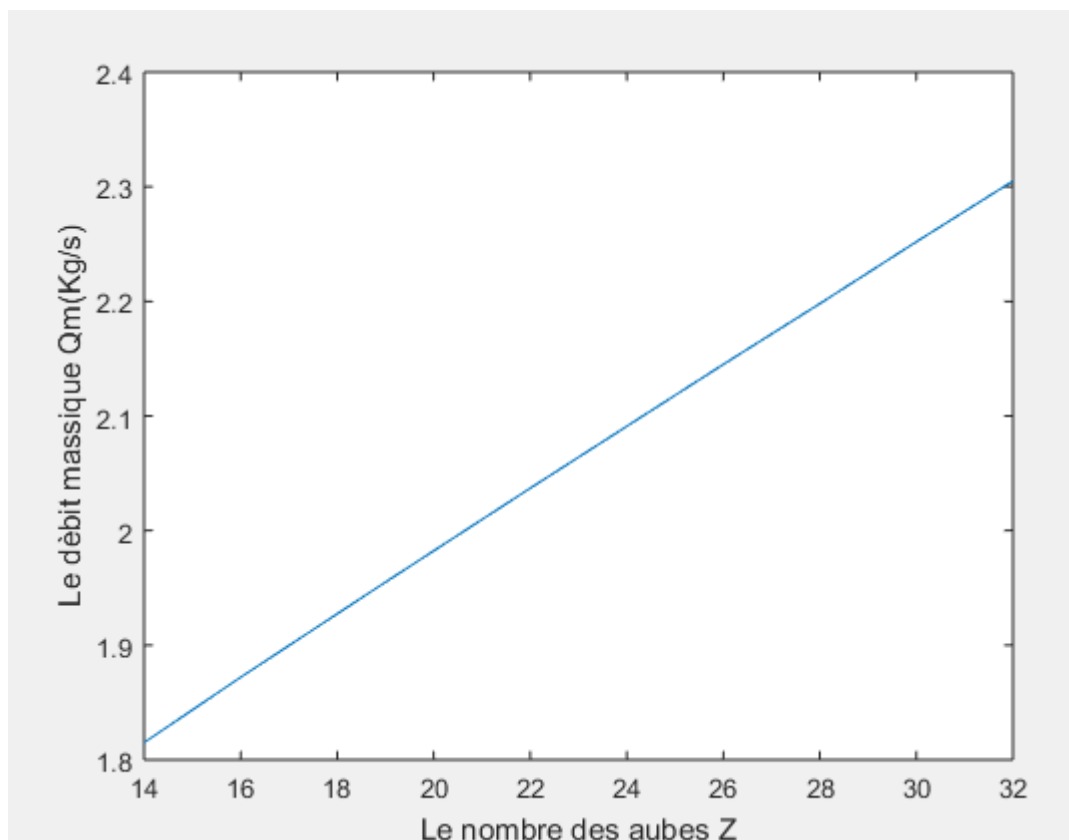


Figure III-09 : la variation de débit massique en fonction du nombre des aubes

La courbe de la figure 32 représente l'évolution de débit massique en fonction de nombre des aubes.

Il est remarqué dans cette courbe l'augmentation du débit massique lorsque nous augmentons le nombre des aubes. Cela due à l'augmentation des espaces et des distances entre elle ce qui permet à plus de fluide circuler.

Tableau III-09 : présente les valeurs de pression de refoulement par rapport le nombre des aubes

Nombre des aubes (Z)	Pression de refoulement (Pr)[bar]
14	1.90
16	1,94
19	1.99
22	2,04
24	2.08
26	2.11
28	2.15
30	2.18
32	2.22

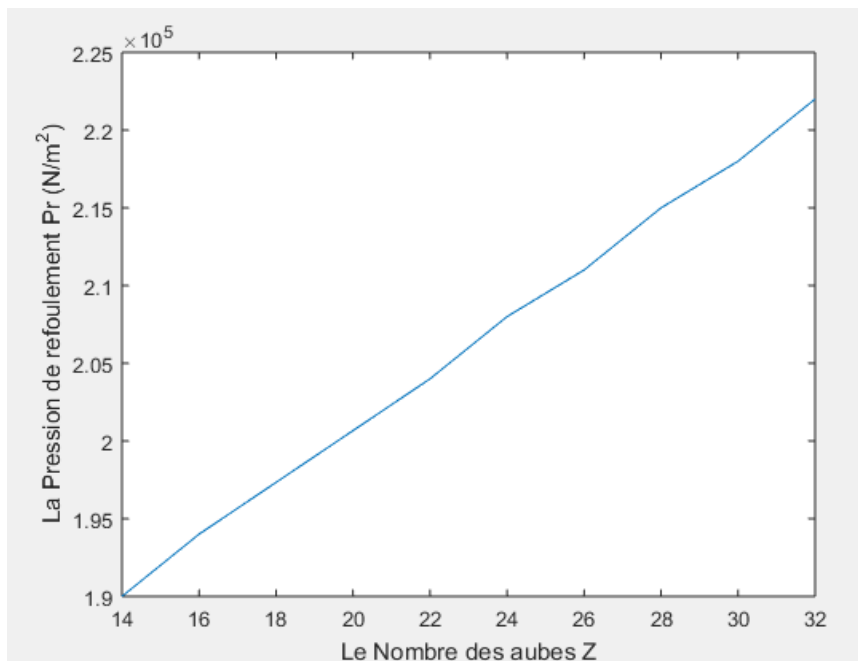


Figure III-10: la variation de la pression de refoulement en fonction du nombre des aubes

La courbe représente la variation de la pression de refoulement en fonction de nombre des aubes. On notera que la pression de refoulement augmente quand en augmentant les nombres des aubes.

L'élévation de nombre des aubes augmente les espaces et les distances entre elle qui provoquent une augmentation de pression à cause de l'effet centrifuge.

III.4.3.L'effet de variation de rapport de diamètre:

Dans ce cas en variant le diamètre de sortie de la roue de 0.35m à 0.95 et en gardant le diamètre d'entrée de la roue constant après en calcul leur rapport pour voir l'effet de ce rapport sur les paramètres suivants : la température de refoulement, débit massique, la pression de refoulement et la puissance, et en maintenant les autres paramètres de la roue constant.

Tableau III-10 : présente les valeurs de pression de refoulement en fonction de rapport de diamètre

Diamètre de sortie (D₂)[m]	Rapport de diamètre (D₂/D₁)	Pression de refoulement (Pr)[bar]
0.65	1.18	1.70
0.75	1.36	1.77
0.85	1.54	1.86
0.95	1.72	1.99

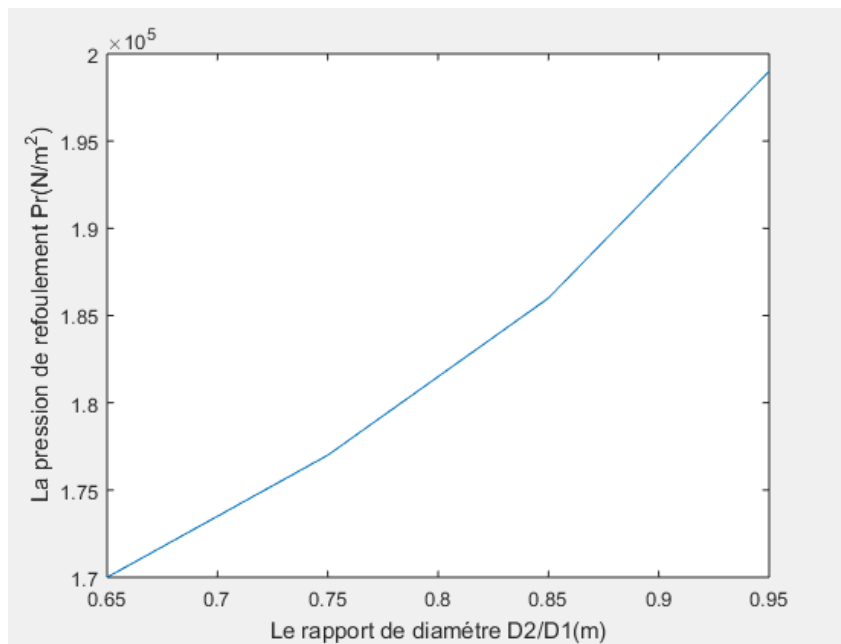


Figure III-11 : la variation de la pression de refoulement en fonction du rapport de diamètre

Le graphique indique la variation de la pression de refoulement en fonction du rapport de diamètre. Il en ressort dans cette courbe que la pression augmente quand le rapport de diamètre augmente, ceci expliqué par l'agrandissement de diamètre de sortie qui provoque une augmentation de vitesse de passage et ainsi augmentation de pression à la sortie de la roue.

Tableau III-11 : présente les valeurs de température de refoulement en fonction de rapport de diamètre

Diamètre de sortie (D ₂)[m]	Rapport de diamètre (D ₂ /D ₁)	Température de refoulement (Tr)[K]
0.65	1.18	352,72
0.75	1.36	356,57
0.85	1.54	361,88
0.95	1.72	368,81

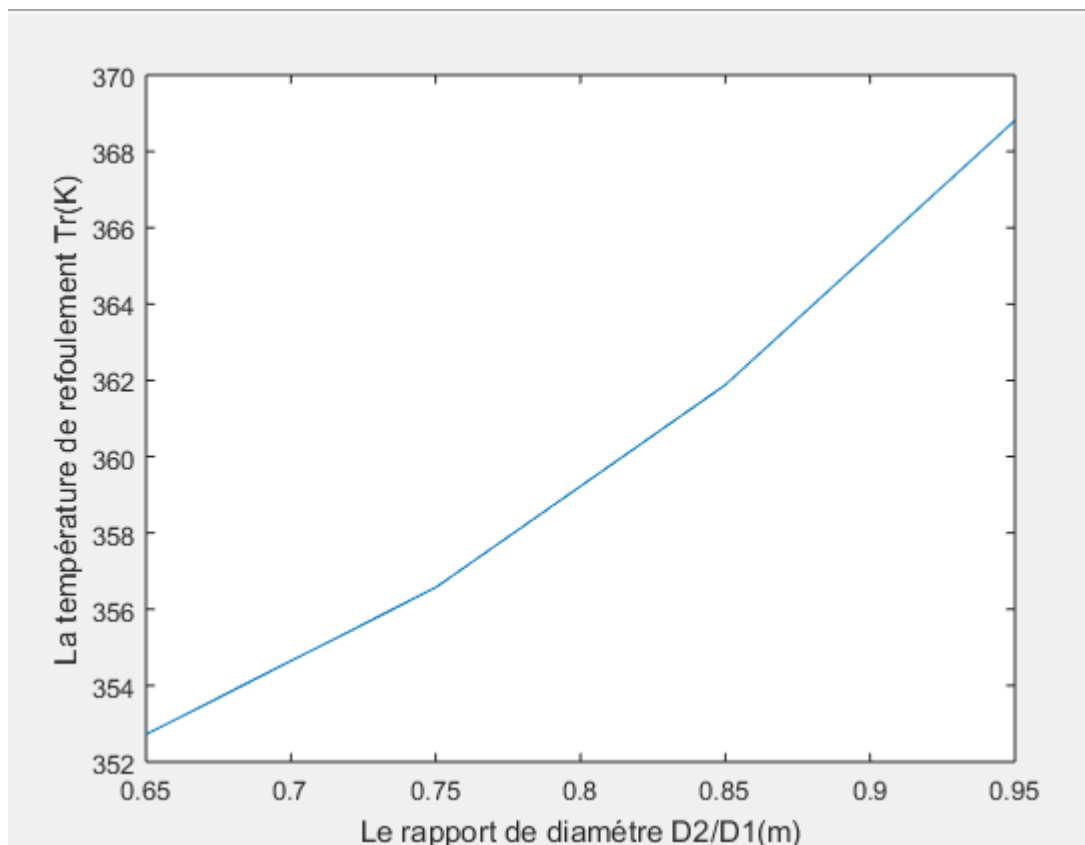


Figure III-12 : La variation de température de refoulement en fonction du rapport de diamètre

La figure III-12 représente la variation de température de refoulement en fonction du rapport de diamètre. On remarque à travers cette courbe une augmentation de la température de refoulement avec l'augmentation de rapport de diamètre. Cela est également dû à l'augmentation de la vitesse du fluide.

Tableau III-12 : présente les valeurs de puissance en fonction de rapport de diamètre.

Diamètre de sortie (D₂)[m]	Rapport de diamètre (D₂/D₁)	La puissance (P)[W]
0.65	1.18	73841,58
0.75	1.36	85704,86
0.85	1.54	103562,70
0.95	1.72	129354,862

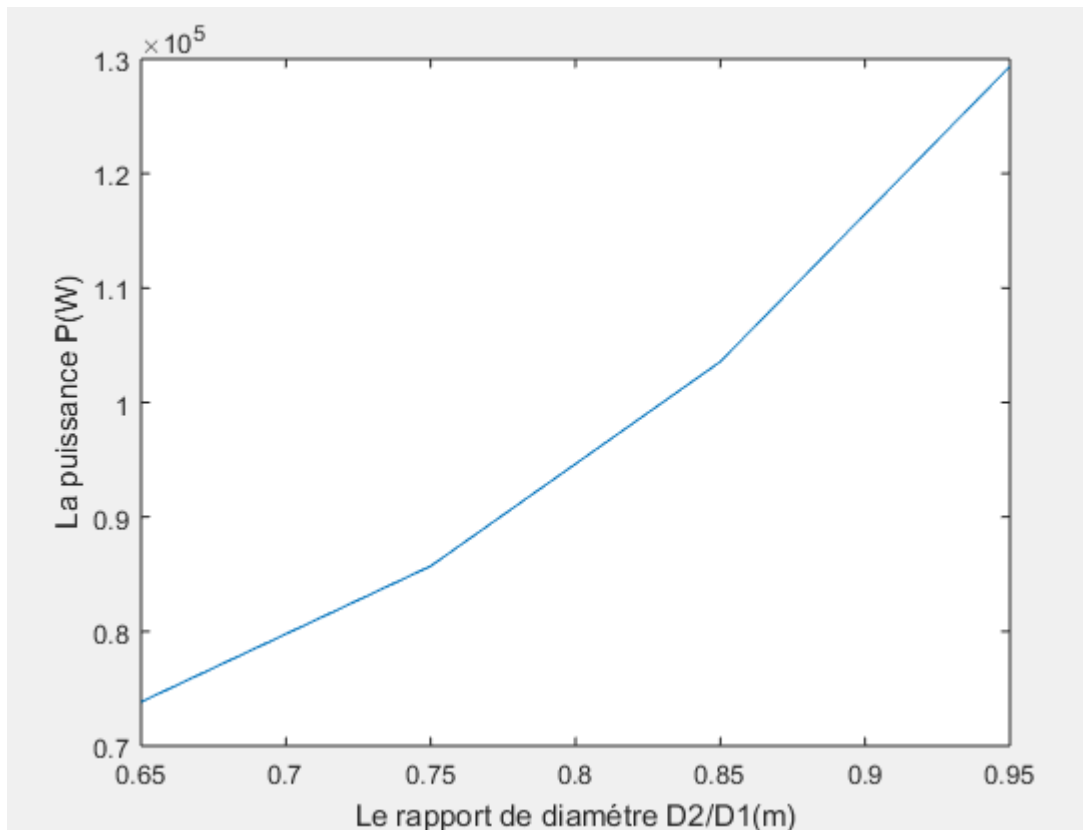


Figure III-13 : la variation de puissance en fonction du rapport de diamètre.

La courbe de la figure III-13 constitué l'écart de la puissance par rapport à le rapport de diamètres (sortie/entré) de la roue. Il a été constaté de cette figure un accroissement de la puissance avec l'augmentation de rapport de diamètre. Due au poids de la roue qui devient

plus lourde avec l'agrandissement de son diamètre de sortie et cela s'explique l'accroissement de la puissance.

Tableau III-13 : présente les valeurs de débit massique en fonction de rapport de diamètre

Diamètre de sortie (D₂)[m]	Rapport de diamètre (D₂/D₁)	Débit massique (q_m)[kg/s]
0.65	1.18	1,477
0.75	1.36	1,615
0.85	1.54	1,750
0.95	1.72	1,955

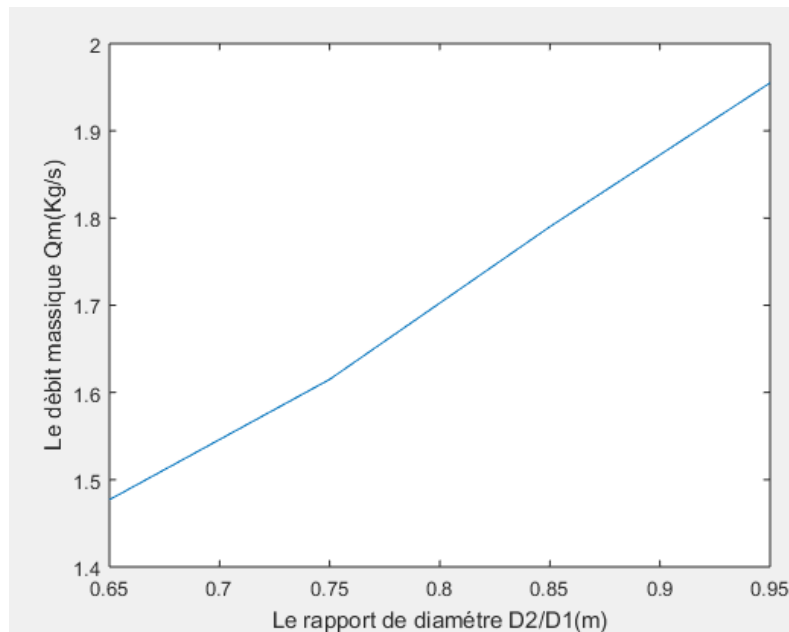


Figure III-14 : La variation de débit massique en fonction de rapport de diamètre

La courbe de figure III-14 représente l'évolution de débit massique en fonction du rapport de diamètre.

Cette figure indique que le débit massique devient plus élevé quand le rapport de diamètre augmente. Ceci due à l'agrandissement de diamètre de sortie qui provoque une augmentation de la vitesse de fluide qui entraîne l'augmentation de leur débit.

Conclusion générale:

Au terme de ce travail nous avons réalisé une étude générale sur les turbomachines qui nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle et l'utilisation de ces machines dans différents domaines.

Devant l'utilisation croissante des compresseurs centrifuges nous avons axé notre étude sur le compresseur centrifuge d'air qui nous a permis de comprendre le rôle et le fonctionnement de ces appareils.

On a effectué des calculs énergétiques et thermodynamiques d'un compresseur centrifuge d'air pour analyser l'influence de la vitesse de la rotation et les paramètres géométriques de la roue (nombre des aubes, le rapport des diamètres) sur la puissance du compresseur et les paramètres de fluide (la pression de refoulement, la température de refoulement et le débit massique), on a examiné les cas suivants:

- L'effet de la variation de vitesse de la rotation.
- L'effet de la variation de nombre des aubes.
- L'effet de la variation de rapport de diamètre.

Les résultats de calculs obtenus nous ont permis de conclure que l'aspect géométrique de la roue et la vitesse de rotation du compresseur influencent directement la puissance et les paramètres du fluide (le débit massique, la pression de refoulement, la température de refoulement) donc inévitablement le fonctionnement et le rendement du compresseur centrifuge.

Finalement, il faudrait choisir la meilleure disposition géométrique à une roue pour obtenir de bonnes performances des compresseurs centrifuges.

Référence bibliographique

- [1] https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-1165-5_8.
- [2] Springer Science+Business Media Dordrecht 2015 E. Dick, Fundamentals of Turbomachines, Fluid Mechanics and Its Applications 109, DOI 10.1007/978-94-017-96279_1.
- [3] <https://energieplus-lesite.be/techniques/cogeneration9/turbine/>.
- [4] TELLACHE NORDINE, Influence des paramètres du système de détente sur le fonctionnement de la centrale thermique de Cap-Djinet Université de Tizi Ouzou.
- [5] <https://www.thermal-engineering.org/fr/comment-fonctionne-une-turbine-a-vapeur-definition/>.
- [6] A.Boulainine M.silini , <https://fr.calameo.com/read/0044392142a2027e3427a> livre turbine à gaz.
- [7] Mr. CHAOUADI Lyes Mr. HAOUA Sofiane, étude et amélioration des performances de la turbine à gaz.
- [8] IAMBY JEAN RODIN, conception assistée par ordinateur d'une turbine Kaplan.
- [9] ESTOURI SALIM ,étude d'adaptation d'une turbine aux forages albiens pour une autosuffisance en énergie électrique.
- [10] GINO BLOMMAERT, étude de comportement dynamique de turbine Francis.
- [11] Mr. BENLABIOD BENAÏSSA étude comparative équation d'Euler dimensionnelle et expérimentale. cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL.
- [12]<https://engineering.fandom.com/wiki/Pump#:~:text=A%20pump%20is%20a%20mechanical,for%20this%20difference%20in%20pressure.>
- [13]SELLAMI KHOULOU D ,conception et calcul d'une pompe centrifuge.
- [14] BELARCHAOUI MOSTAFA, étude hydraulique de la pompe DVMX 6*8*11.
- [15] CHEURIF ABDERRAHIM AMARACHE SALIM, *étude et maintenance du compresseur centrifuge BCL-406 Problème d'encrassements.*
- [16] BENABI Hichem BENGHORZI Hosayn, étude d'une station de production d'air comprimé.
- [17] GHERICI HANA, étude du compresseur SULZER à piston au niveau de la centrale à oxygène –SIDER EL HADJAR-ANNABA.
- [18] <http://www.yump.com/fr/chaudfroidclim.free.fr>.

- [19] BOUASLA MOUHAMED, contribution à l'étude aérodynamique d'un compresseur centrifuge multi-étagé .
- [20] LACHEKHAB HICHEM ,analyse et modélisation de interaction rotor/stator des écoulements dans les turbo machines.
- [21] DJABALLAH SAID et NAOUI ISHAK, fiabilité d'un system de controle anti-pompage.
- [22] <https://img.sauf.ca/pictures/2015-08-15/13807f35353ffca7b26a440550e55fbd.pdf>.
- [23] HAMMADI ZINEB, optimisation énergétique d'une unité de production d'air comprimé Annaba.
- [24] <https://mechanicalboost.com/axial-compressor-working-parts-and-applications/>.
- [25] REKIA HAKIMA et OUHAB AMIROUCHE, initiation au calcul du compresseur centrifuge de type BCL305/c, élaboration d'un plan de maintenance.
- [26] BENREZZAK SAMIR, étude de la performance d'un compresseur centrifuge multi-étagés de la station de Oued Noumer .
- [27] Guillaume DUFOUR, contributions à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges: application à la conception par lois de similitude.
- [28] <https://boowiki.info/art/compresseurs/compresseur-centrifuge.html#Applicazioni>.
- [29] pdfcoffee.com_description-des-compresseur-pdf-free.
- [30] MEHENNI WALID HAMAIMI LAKHDER, étude technologique et énergétique d'un compresseur centrifuge BCL606.
- [31] <https://dicens.mimes-paristech.fr/sites/thopt/fr/res/turbocomprAxial.jpg>.