

	الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية	
	People's Democratic Republic of Algeria	
	وزارة التعليم العالي والبحث العلمي	
	Ministry of Higher Education and Scientific Research	
	جامعة عبد الحميد بن باديس - مستغانم	
	Abdel Hamid Ibn Badis University - Mostaganem	
	كلية العلوم والتكنولوجيا	
	Faculty of Sciences and Technology	
قسم الهندسة الميكانيكية		
	Department of Mechanical Engineering	

N° d'ordre : M2...../GM/2024

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

**Filière: Génie Mécanique**

**Spécialité : Energétique**

### Thème

**Etude du problème de décrochage et son influence sur les performances énergétiques du compresseur**

Présenté par

1- MOHAMMED ALZAANIN

2- SOUFYANE HAMACHE

Soutenu le 25 / 06 / 2024 devant le jury composé de :

Président :	Dr. OULDSAID BELKACEM	Maitre de Conférences "A"	Université de Mostaganem UMAB
Examineur :	Dr. KHALDI ABDELAZIZ	Maitre de Conférences "B"	Université de Mostaganem UMAB
Encadrant :	Dr. GUERMAT ABDELKADER	Maitre de Conférences "B"	Université de Mostaganem UMAB

# Dédicaces

Louange à Dieu qui nous a donnés la capacité d'écrire et de penser, la force de croire, ainsi que le courage et la patience d'avancer vers le succès. Nous dédions cet humble travail à nos parents qui nous ont donnés vie et affection, et qui se sont sacrifiés pour notre bonheur et le leur, et pour leur soutien et leur abnégation pour nous encourager à faire nos travaux dans de bonnes conditions.

A tous nos amis, nous espérons ne jamais oublier leur amitié.

Avec nos sincères remerciements à notre professeur, GUERMAT Abdelkader, à tous nos autres professeurs, ainsi qu'à tous ceux qui nous ont soutenu directement ou indirectement dans la réalisation de ce travail, et à tous nos amis.

**Mohamed et Soufyane**

## **Remerciements**

En premier lieu nous tenons à remercier Dieu notre créateur, pour nous avoir donné la force d'accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier notre encadreur « Dr GUERMAT » pour son aide et ses conseils qui ont joué un rôle très important dans la réalisation de ce mémoire avec ses précieux conseils et sa contribution. Nos profonds remerciements et notre gratitude vont aussi aux membres du jury, pour avoir examiné notre travail.

Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants du département Génie Mécanique pour leurs encadrements tout le long de notre formation. Nous tenons aussi à exprimer notre gratitude infinie à nos parents, nos frères et nos sœurs pour leurs soutiens et leurs encouragements durant toute notre carrière d'étude.

# Liste des figures

## CHAPITRE I : Généralités sur les turbocompresseurs et leurs problèmes techniques

Figure I-1 : Compresseur à piston.....	-18-
Figure I-2 : Compresseur à membrane .....	-18-
Figure I-3 : Compresseur à palettes .....	-19 -
Figure I-4 : Compresseur à vis .....	-20 -
Figure I-5 : Compresseur à lobes .....	-20-
Figure I-6 : Compresseur centrifuge .....	-21-
Figure I-7 : Compresseur axial .....	-22-
Figure I-8 : Endommagement d'une aube lié au pompage.....	-23-

## CHAPITRE II : Analyse théorique du phénomène de décrochage

Figure II-1 : Classification des phénomènes instationnaires dans les compresseurs.....	-28-
Figure II-2 : Courbe Pression-Débit à vitesse de rotation fixée.....	-30-
Figure II-3 : courbe caractéristique des compresseurs.....	-31-
Figure II-4 : composition des vitesses.....	-33-
Figure II-5 : l'aubage d'une turbomachine.....	-33-
Figure II-6 : Angle d'incidence trop grand.....	-34-
Figure II-7 : Angle d'incidence trop faible.....	-34-
Figure II-8 : Angle d'incidence négatif.....	-34-
Figure II-9 : Décrochage aérodynamique de la grille d'ailette du compresseur.....	-35-
Figure II-10 : Concept de couche limite.....	-36-
Figure II-11 : couche limite décollée.....	-36-

<b>Figure II-12</b> : le point de décollement vers l'amont du profil.....	-37-
<b>Figure II-13</b> : Décrochage tournant.....	-38-
<b>Figure II-14</b> : courbes caractéristiques du compresseur (zones de décrochage).....	-38-
<b>Figure II-15</b> : Vannes de décharges VBV.....	-39-
<b>Figure II-16</b> : Aubages directeurs d'entrée à calage variable IGV.....	-40-
<b>Figure II-17</b> : Aubages stator à calage variable VSV.....	-40-
<b>Figure II-18</b> : Marge de pompage.....	-41-
<b>Figure II-19</b> : Courbes de performances d'étages de compresseurs.....	-43-
<b>Figure II-20</b> : Caractéristique de compression d'une machine.....	-44-
<b>Figure II-21</b> : Caractéristique complète de compression.....	-45-
<b>Figure II-22</b> : Pression d'aspiration d'une turbine à gaz industrielle.....	-46-
<b>Figure II-23</b> : Pression de refoulement en fonction du débit.....	-46-
<b>Figure II-24</b> : Point de fonctionnement d'un compresseur.....	-48-
<b>Figure II-25</b> : Allure de la ligne de pompage.....	-50-
<b>Figure II-26</b> : Schéma du banc d'essai pour l'étude des compresseurs.....	-52-
<b>Figure II-27</b> : Courbe le taux de compression en fonction de débit d'air.....	-52-
<b>Figure II-28</b> : courbes caractéristiques du compresseur (ligne de meilleure).....	-53-

### **CHAPITRE III : Application numérique sur un compresseur axial**

<b>Figure III-1</b> : Schéma du compresseur.....	-57-
<b>Figure III-2</b> : l'évolution du rapport de pression en fonction du débit massique.....	-59-
<b>Figure III-3</b> : l'évolution du rapport pression en fonction du débit réduit.....	-60-
<b>Figure III-4</b> : l'évolution de coefficient de charge en fonction du débit.....	-61-
<b>Figure III-5</b> : Courbe de ligne nominale de rendement et la ligne de pompage.....	-62-
<b>Figure III-6</b> : courbe de la zone instable et les marges.....	-63-
<b>Figure III-7</b> : Influence de la température d'admission.....	-64-
<b>Figure III-8</b> : Influence de la pression d'admission.....	-65-

# Liste des tableaux

<b>Tableau III-1</b> : Données thermodynamiques.....	-58-
<b>Tableau III-2</b> : Données techniques.....	-58-
<b>Tableau III-3</b> : Données cinématiques.....	-58-

## Liste des abréviations

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>	<i>unité</i>
<i>Cax</i>	<i>la vitesse axiale.</i>	<i>(m/s)</i>
<i>Ce</i>	<i>la vitesse d'entraînement de la machine.</i>	<i>(m/s)</i>
<i>Cp</i>	<i>Capacité calorifique à pression constante de l'air</i>	<i>(J/kg.K)</i>
<i>D</i>	<i>Diamètre</i>	<i>(m)</i>
<i>i</i>	<i>L'efficacité de l'ailette</i>	
<i>k</i>	<i>Coefficient polytropique</i>	
<i>M</i>	<i>masse molaire du gaz</i>	<i>(g/mol)</i>
<i>N</i>	<i>Vitesse de rotation</i>	<i>(tr/min)</i>
<i>Nr</i>	<i>Vitesse de rotation réduite</i>	
<i>Pa</i>	<i>pression à l'aspiration</i>	<i>(bar)</i>
<i>Pr</i>	<i>pression de refoulement</i>	<i>(bar)</i>
<i>Qs</i>	<i>Débit de point d'apparition du pompage</i>	<i>(kg/s)</i>
<i>Qv</i>	<i>Débit volumique aspiré</i>	<i>(m<sup>3</sup>/s)</i>
<i>Qm</i>	<i>débit massique</i>	<i>(kg/s)</i>
<i>Qar</i>	<i>débit réduit</i>	
<i>R</i>	<i>constante thermodynamique du gaz</i>	<i>(J/kg.K)</i>
<i>Re</i>	<i>nombre de REYNOLDS</i>	
<i>S</i>	<i>Surface annulaire des aubes</i>	<i>(m<sup>2</sup>)</i>
<i>U</i>	<i>La vitesse périphérique d'entraînement</i>	<i>(m/s)</i>
<i>Um</i>	<i>Vitesse périphérique moyenne du rotor</i>	<i>(m/s)</i>

$V$	<i>La vitesse résultante ou absolue</i>	(m/s)
$V_z$	<i>Composante axiale de la vitesse</i>	(m/s)
$W_p$	<i>travail polytrophique</i>	(J/Kg)
$Z$	<i>coefficient de compressibilité du gaz</i>	
$X_D$	<i>La position du point de décollement</i>	<i>m</i>
$\Delta P$	<i>Variation de pression totale à la traversée du compresseur</i>	<i>bar</i>
$\Delta H_R$	<i>hauteur réelle</i>	<i>m</i>
$DP$ ( <i>Design Point</i> )	<i>Grandeurs relatives au point de fonctionnement nominal</i>	
$\varphi$	<i>Coefficient de débit</i>	
$\psi$	<i>Coefficient de pression ou de hauteur</i>	
$\gamma$	<i>Coefficient adiabatique isentropique</i>	
$\theta$	<i>le rapport de température à l'entrée (<math>T_{totale}/T_{référence}</math>)</i>	
$\delta$	<i>le rapport de pression à l'entrée (<math>P_{totale}/P_{référence}</math>)</i>	
$\eta_P$	<i>Rendement polytrophique</i>	
$\rho$	<i>Masse volumique</i>	(kg/m <sup>3</sup> )



## ملخص:

قمنا في هذا المشروع بدراسة مشكلة التوقف التي تميز الواجهة بين المناطق المستقرة وغير المستقرة لضغط الهواء المحوري وتأثيرها على أداء الطاقة الخاص به.

ركزت أهداف دراستنا على التحديد النظري لمنطقة التشغيل غير المستقرة للضاغط في ظروف التشغيل المختلفة، وبناء المنحنى المميز الذي يتم الحصول عليه عادةً تجريبيًا على منصة الاختبار، وعلى دراسة تأثير تباين بعض المعلمات الديناميكية الحرارية على أداء الطاقة للضاغط المختار، مع التركيز بشكل خاص على خط المماثلة.

وقد أظهرت الطريقة المتبعة والنتائج التي تم الحصول عليها أنه يمكن تتبع المنحنيات المميزة المختلفة للضاغط المحوري (البعدي وغير البعدي) دون اللجوء إلى التجريب وهو مكلف للغاية، وتبقى المقارنة مع المنحنيات التجريبية الحقيقية وأن خط المماثلة (الضح) يتأثر قليلاً بتغير درجة حرارة المدخل ولكن تأثير تغير ضغط المدخل كبير جداً على حركة خط الضخ نحو المنطقة المستقرة مما يقلل من هامش التشغيل العادي للضاغط.

### الكلمات الدالة :

توقف المحرك، ضخ الضاغط، فصل تيار الهواء، الضاغط، التشابه، المنحنى المميز.

## Résumé :

Dans ce projet, nous avons étudié le problème du décrochage qui caractérise l'interface entre les zones stable et instable d'un compresseur d'air axial et son impact sur ses performances énergétiques.

Les objectifs de notre étude ont porté sur la détermination *théorique* de la région de fonctionnement instable du compresseur pour différentes conditions de fonctionnement, la construction de la courbe caractéristique qui est habituellement obtenu expérimentalement sur banc d'essai, et sur l'étude de l'impact de la variation de quelques paramètres thermodynamiques sur les performances énergétiques du compresseur choisi, en se concentrant particulièrement sur la ligne de décrochage.

La démarche suivie et les résultats obtenus ont montré que les différentes courbes caractéristiques d'un compresseur axial (dimensionnelles et adimensionnelles) peuvent être tracées sans le recours à l'expérimentation qui est très onéreuse, reste la comparaison avec

des courbes expérimentales réelles et que la ligne de décrochage (pompage) est peu influencée par la variation de la température d'admission mais l'impact de la variation de la pression d'admission est très significatif sur le déplacement de la ligne de pompage vers la zone stable ce qui réduit la marge de fonctionnement normal du compresseur.

**Mots clés :**

Décrochage du moteur, Pompage du compresseur, Décollement des filets d'air, Compresseur, Similitude, Courbe caractéristique.

**Abstract:**

In this project, we studied the stall problem that characterizes the interface between the stable and unstable zones of an axial air compressor and its impact on its energy performance.

The objectives of our study focused on the theoretical determination of the unstable operating region of the compressor under different operating conditions, the construction of the characteristic curve typically obtained experimentally on a test bench, and the study of the impact of variations in several thermodynamic parameters on the energy performance of the selected compressor, with particular emphasis on the stall line.

The approach and results obtained showed that the various characteristic curves of an axial compressor (dimensional and non-dimensional) can be plotted without resorting to the expensive experimentation typically required, although comparison with real experimental curves is necessary. Additionally, it was found that the stall line (surge) is minimally affected by variations in inlet temperature, whereas the impact of inlet pressure variation is highly significant in shifting the surge line towards the stable zone, thereby reducing the normal operating margin of the compressor.

**Keywords:**

Engine stall, Compressor surge, Airfoil separation, Compressor, Similarity, Characteristic curve."

# Table des matières

<b>Dédicaces</b> .....	I
<b>Remerciements</b> .....	II
<b>Liste des figures</b> .....	III
<b>Liste des tableaux</b> .....	iv
<b>Liste des abréviations</b> .....	vii
<b>Résumé</b> .....	ix
<b>Introduction Générale</b> .....	- 14 -
<b>Chapitre I : Généralités sur les compresseurs et leurs problèmes techniques</b>	
I.1. Définition et Principe de fonctionnement.....	- 16 -
I.2. Diffèrent types de compresseur.....	- 17 -
I.2.1. Les compresseurs volumétriques.....	- 17 -
I.2.1.1. Compresseurs alternatifs .....	- 18 -
A. Compresseurs à piston.....	- 17 -
B. Compresseurs à membrane.....	- 18 -
I.2.1.2. Compresseurs rotatifs.....	- 18 -
A. Compresseur à palet.....	- 18 -
B. Compresseur à vis.....	- 19 -
C. Compresseur à lobes.....	- 20 -
I.2.2. Les turbocompresseurs.....	- 21 -
I.2.2.1. Compresseurs centrifuges.....	- 21 -
I.2.2.2. Compresseurs axiaux.....	- 21 -

I.3. Domaines d'utilisation des compresseurs.....	- 22 -
I.3.1. Domaines d'utilisation des compresseurs axiaux.....	- 22 -
I.3.2. Domaines d'utilisation des compresseurs centrifuges.....	- 22 -
I.4. Problèmes techniques des turbocompresseurs .....	- 22 -
I.4 .1. Problèmes courants.....	- 23 -
I.4.2. Le problème de pompage.....	- 23 -
I.4 .3. Causes des problèmes techniques.....	- 24 -
I.4 .4. Conseils pour prévenir les problèmes techniques.....	- 25 -

## **Chapitre II : Analyse théorique du phénomène de décrochage**

II.1. Introduction.....	- 27 -
II.2. Compréhension du problème de décrochage.....	- 27 -
II.2.1. Phénomènes in stationnaires dans les compresseurs.....	- 27 -
II.2.2. Définition du décrochage et ses caractéristiques .....	- 28 -
II.2.3. Types de compresseur concernés .....	- 30 -
II.2.4. Notion de courbe caractéristique .....	- 31 -
II.2.5. Description physique du phénomène .....	- 32 -
II.2.5.1. Théorème de composition des vitesses .....	- 32 -
II.2.5.2. Relation angle d'incidence et conservation du débit .....	- 33 -
II.2.5.3. Concept de couche limite .....	- 36 -
II.2.6. Pompage et décrochage tournant.....	- 37 -
II.3. Dispositifs anti-pompage.....	- 39 -
II.3.1. Vannes de décharges VBV .....	- 39 -
II.3.2. Aubages directeurs d'entrée à calage variable IGV .....	- 39 -
II.3.3. Aubages stator à calage variable VSV .....	- 40 -

II.3.4. Compresseur à double rotor .....	- 40 -
II.3.5. Remèdes au pompage tournant .....	- 41 -
II.4. Expressions théoriques gouvernantes .....	- 41 -
II.4.1. Relations de similitude et caractéristique normale du compresseur .....	- 41 -
II.4.2. Caractéristique complète du compresseur .....	- 45 -
II.4.3. Caractéristiques des réseaux .....	- 46 -
II.4.4. Point de fonctionnement .....	- 47 -
II.4.5. Origine de la ligne de pompage .....	- 48 -
II.5. Construction expérimentale de la courbe caractéristique .....	- 51 -
II.6. Prédiction du pompage .....	- 53 -
II.6.1 Critère du dernier point stable .....	- 53 -
II.6.2 Critère du débit massique corrigé .....	- 54 -
<b>Chapitre III : Application numérique pour le cas d'un compresseur axial</b>	
III.1. Introduction .....	- 55 -
III.2. Démarche d'étude .....	- 56 -
III.2.1. Données du compresseur .....	- 56 -
III.2.2. Hypothèses de départ .....	- 58 -
III.2.3. Etapes de calculs .....	- 58 -
III.3. Mise en œuvre de l'étude .....	- 58 -
III.3.1. Construction des courbes caractéristiques .....	- 58 -
III.3.2. Traçage de la ligne de pompage .....	- 61 -
III.3.3. Influence de quelques paramètres sur la ligne de pompage .....	- 64 -
Conclusion générale et recommandations .....	- 66 -
Bibliographie .....	- 68 -

# Introduction Générale

L'étude du décrochage et de son effet sur les performances énergétiques des compresseurs est cruciale en aérodynamique, car elle affecte l'efficacité et la fiabilité de ces machines utilisées dans diverses applications industrielles. Comprendre ce phénomène est essentiel pour améliorer la conception et le fonctionnement des compresseurs, notamment dans les secteurs de l'aérospatiale, des turbomachines, de la production d'électricité et de la climatisation.

Le décrochage peut initialement se manifester par la séparation des flux d'air autour des pales, perturbant les forces aérodynamiques qui entraînent des pertes significatives dans les performances globales du compresseur, soulignant l'importance de cette recherche pour mieux comprendre et prévenir ce phénomène.

Le principal problème est l'impact négatif des temps d'arrêt sur les performances énergétiques des compresseurs, entraînant une diminution de l'efficacité et une augmentation de la consommation d'énergie.

Les objectifs de ce travail sont d'analyser théoriquement les différents facteurs qui régissent les performances énergétiques dans le but d'identifier la zone de fonctionnement instable du compresseur, décrire en profondeur le phénomène de décrochage, évaluer son impact sur la performance énergétique et élaborer une démarche théorique pour construire les courbes caractéristiques du compresseur dynamique en vue de remplacer la méthode empirique qui est utilisée actuellement et qui est très coûteuse et difficile à mettre en œuvre.

L'étude numérique se concentrera sur un exemple de compresseur axial à un nombre d'étages réduit mais qui peut facilement être généralisable sur les compresseurs de grosse taille. Dans le premier chapitre, nous donnerons un aperçu sur les différents types de compresseurs et leurs caractéristiques. Nous verrons également des informations générales sur leurs performances, leurs conditions de fonctionnement, leurs avantages et inconvénients et évidemment les différents problèmes qui peuvent survenir. Dans le deuxième chapitre, on

abordera la description physique du phénomène de décrochage ou de pompage et l'analyse théorique permettant de le quantifier et le lier à d'autres paramètres thermodynamiques et cinématiques, et dans le troisième chapitre, nous allons prendre un exemple de cas concret de compresseur axial pour faire une étude numérique visant à caractériser le phénomène de décrochage et voir son interaction avec d'autres facteurs physiques de fonctionnement.

# **CHAPITRE I :**

## **Généralités sur les compresseurs et leurs problèmes techniques**



### **I.1. Définition et Principe de fonctionnement**

Un compresseur est une machine qui augmente la pression d'un gaz. Il fonctionne en aspirant le gaz à une pression atmosphérique et en le refoulant à une pression plus élevée. L'augmentation de pression est obtenue par le mouvement d'un élément mobile, tel qu'un piston, une roue à aubes ou une vis, qui réduit le volume du gaz.

L'élévation de pression par un compresseur est utilisée pour atteindre des niveaux de pression spécifiques selon des procédés définis et pour compenser les pertes de charge liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau.

### **I.2. Différent types de compresseur [1]**

Les compresseurs sont des équipements utilisés pour augmenter la pression d'un fluide, généralement de l'air, en comprimant le volume. Voici quelques types de compresseurs couramment utilisés :

#### **I.2.1. Les compresseurs volumétriques :**

Il existe deux types de ces compresseurs :

##### **I.2.1.1. Les compresseurs alternatifs :**

###### **A. Compresseurs à piston**

Les compresseurs à mouvement alternatif sont utilisés dans la pétrochimie pour des débits de gaz faibles à moyens et des taux de compression élevés. Ils sont composés d'un ou plusieurs pistons se déplaçant dans un cylindre, aspirant du gaz du côté opposé au déplacement du piston. Un exemple courant est la pompe à vélo, où le piston expulse l'air vers le pneu lorsqu'il descend, augmentant ainsi la pression. Lorsque le piston remonte, un nouveau volume d'air est aspiré. Un compresseur est à simple effet s'il compresse le gaz sur une seule course, et à double effet s'il le fait sur les deux courses.

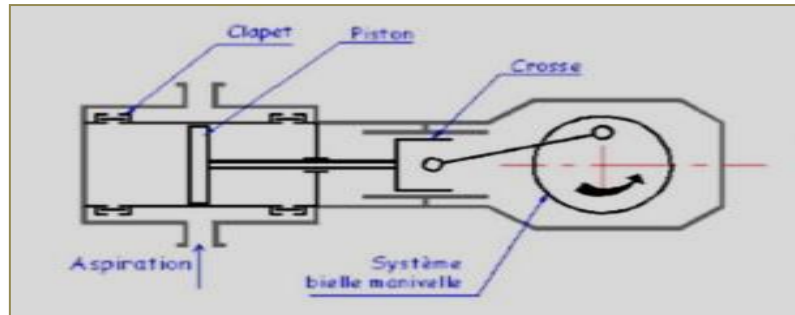


Figure I.1: Compresseur à piston

### B. Compresseurs à membrane

Les compresseurs à membrane utilisent la déformation élastique d'une membrane pour aspirer et comprimer le gaz. Un plateau à trous assure une répartition uniforme du fluide sous la membrane, généralement constituée de trois disques métalliques.

Les compresseurs à membrane garantissent une étanchéité statique du côté du gaz procédé, les rendant adaptés aux gaz dangereux, nocifs et corrosifs, tout en assurant l'étanchéité vis-à-vis de la partie mécanique

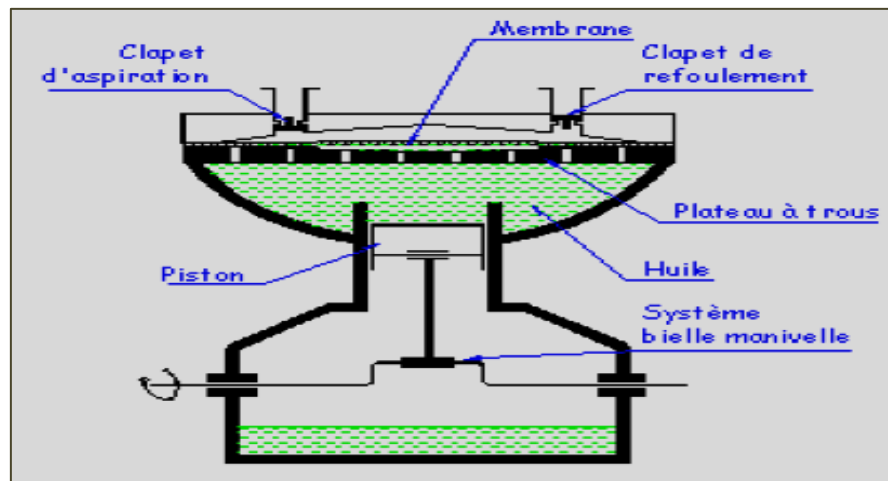


Figure I.2: Compresseur à membrane

#### I.2.1.2. Compresseurs rotatifs

##### A. Le compresseur à palet

## Chapitre I : Généralités sur les compresseurs et leurs problèmes techniques

Les compresseurs à palettes sont constitués d'un rotor excentré tournant dans un stator. Les palettes, maintenues contre le stator par la force centrifuge, se déplacent dans des rainures du rotor. Cette configuration crée un volume variable entre les palettes, permettant d'aspirer progressivement le gaz. Une fois emprisonné entre les palettes, le gaz est transporté vers la sortie lors de la compression.

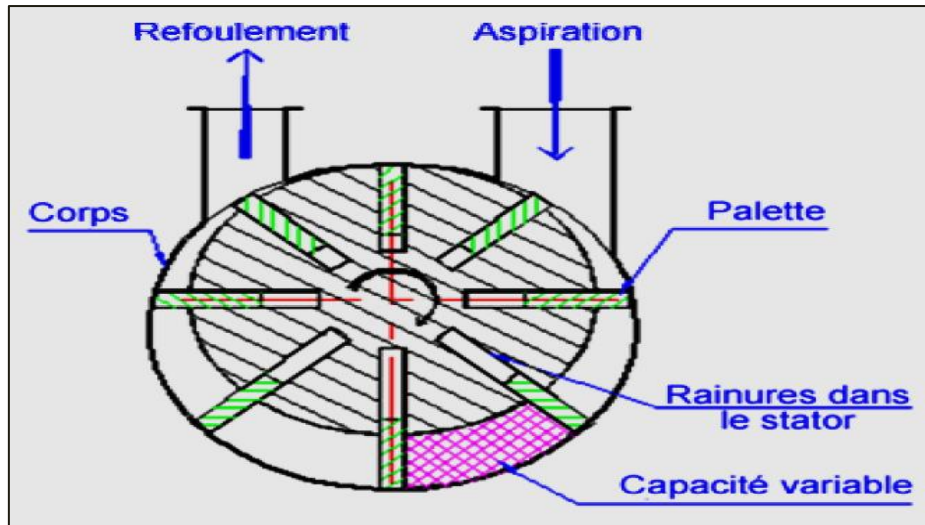
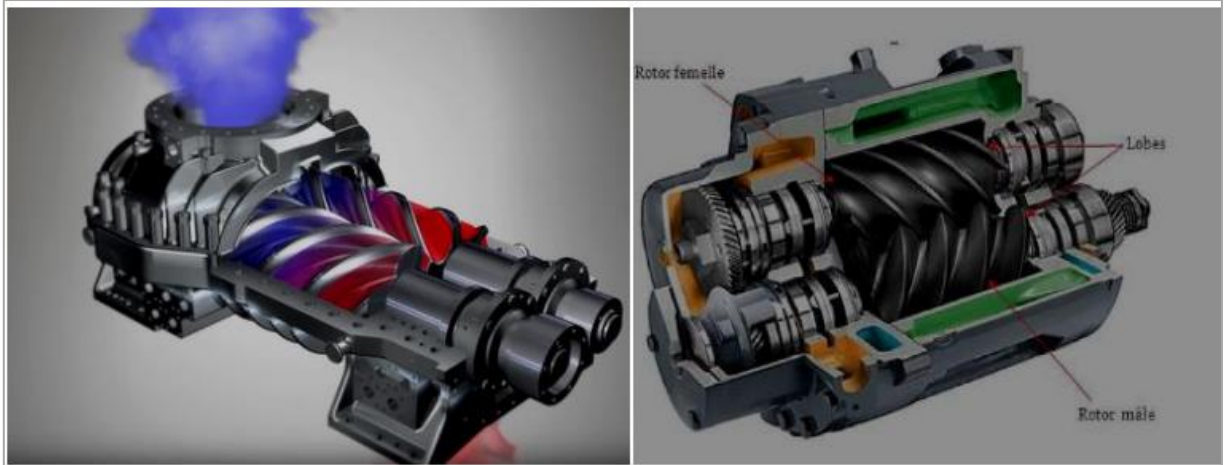


Figure I .3 : Compresseur à palettes

### B. Le compresseur à vis

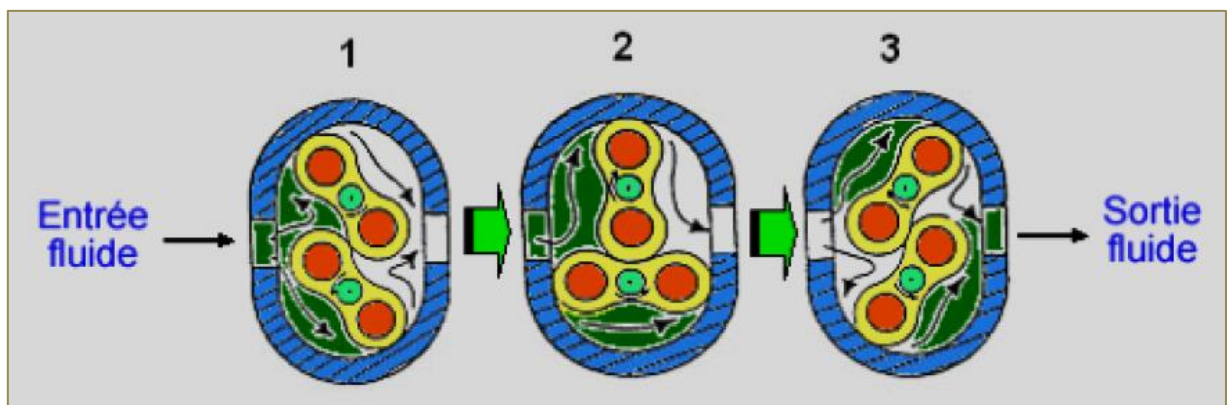
Le compresseur à vis comprime l'air entre deux vis rotatives tournant en sens opposé, formant ainsi un espace de compression. Ces vis, entourées par le carter du compresseur, constituent l'entraînement à vis. Le fonctionnement de ce compresseur repose principalement sur deux principes : l'injection de liquide ou non pour assurer la compression de l'air.



**Figure I .4 :** Compresseur à vis

### **C. Compresseur à lobes**

Dans un compresseur à lobes, l'élément compresseur se compose de deux rotors qui tournent en sens inverse à l'intérieur d'une chambre de compression. Au cours de la phase d'admission, l'air est aspiré dans la chambre de compression jusqu'à ce que les rotors bloquent l'admission. L'orifice de sortie est bloqué lors de la compression par l'un des rotors, tandis que l'entrée est ouverte pour aspirer de l'air neuf dans la section opposée de la chambre de compression.



**Figure I .5 :** Compresseur à lobes

### I.2.2. Les turbocompresseurs ou compresseurs dynamiques [2]

Les compresseurs dynamiques augmentent la pression d'un gaz en augmentant sa vitesse. Ils se déclinent en deux types principaux : les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges. Ces machines assurent la compression du gaz grâce à une force centrifuge due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

#### I.2.2.1. Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges sont largement utilisés dans l'industrie du raffinage, chimique et pétrochimique en raison de leur compacité et de leur capacité à fournir des puissances élevées par rapport à leur taille. Leur fonctionnement sans pulsations de pression dans les tuyauteries permet des installations légères. De plus, ces compresseurs sont appréciés pour leur fiabilité, car leur conception évite tout frottement métal sur métal, nécessitant des intervalles d'entretien généralement de trois à cinq ans. [3]

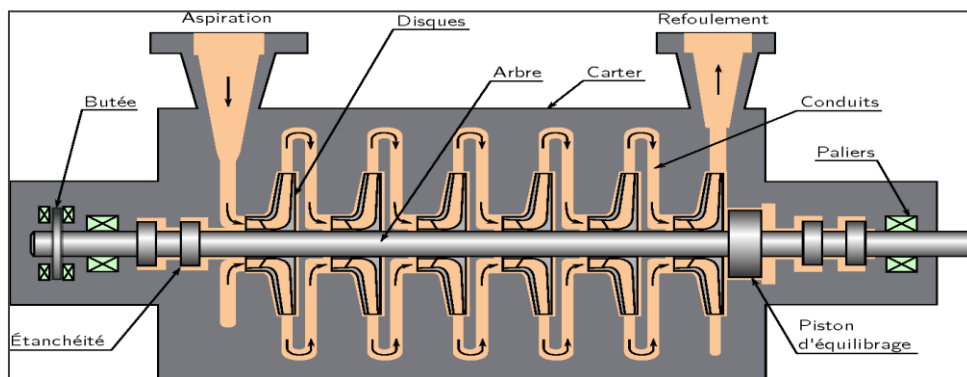


Figure I.6 : compresseur centrifuge

#### I.2.2.2. Compresseurs axiaux

Un compresseur axial est constitué d'une série de cellules axiales, chacune ayant des aubages mobiles et fixes. Ces compresseurs fonctionnent à des vitesses périphériques plus élevées que les compresseurs centrifuges, allant de 200 à 300 m/s pour les compresseurs stationnaires et jusqu'à 400 m/s pour ceux connectés directement aux turbines. Les compresseurs axiaux offrent un bon rendement et sont moins encombrants pour des débits importants. [4]

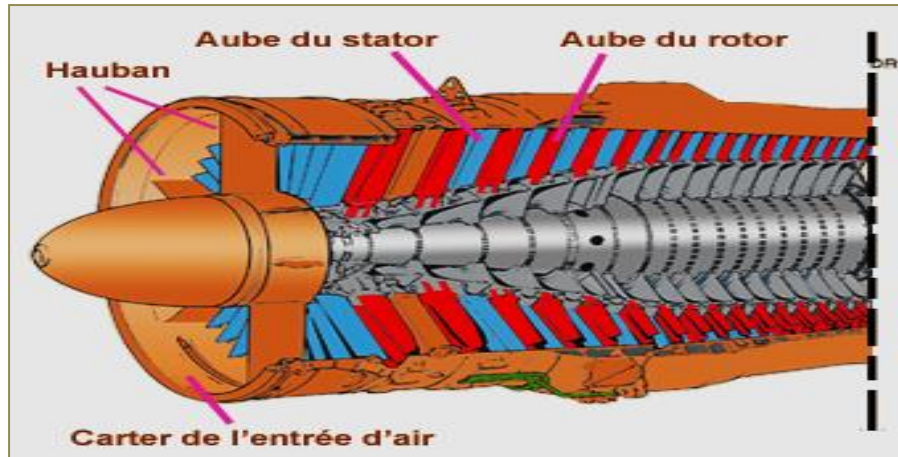


Figure I .7 : compresseur axial

### I.3. Domaines d'utilisation des compresseurs

#### I.3.1. Domaines d'utilisation des compresseurs axiaux [5]

- 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.

#### I.3.2. Domaines d'utilisation des compresseurs centrifuges [6]

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.
- pour fournir air comprimé une instrumentation de processus.
- un ventilateur de refroidissement dans les moteurs avec refroidissement à l'air forcé.
- en systèmes de pressurisation et le conditionnement de l'aéronef.

### I.4. Problèmes techniques des turbocompresseurs [7]

Les problèmes techniques liés aux turbocompresseurs sont des dysfonctionnements courants dans les moteurs modernes. Étant une technologie essentielle pour augmenter la puissance des moteurs, les turbocompresseurs nécessitent une attention particulière afin de

## **Chapitre I : Généralités sur les compresseurs et leurs problèmes techniques**

---

garantir leur bon fonctionnement. Dans cette étude, nous examinerons en détail les différentes causes, conséquences et solutions liées aux problèmes techniques des turbocompresseurs

### **I.4 .1. Problèmes courants**

- **Surchauffe** : Causée par une mauvaise lubrification, une défaillance du système de refroidissement, une limitation de l'apport d'air frais ou un dysfonctionnement du système de gestion du moteur.
- **Fuite d'huile** : Causée par des joints d'étanchéité défectueux, des fissures dans le boîtier du turbocompresseur ou des raccords d'huile desserrés.
- **Bruits anormaux** : Sifflement aigu (fuite d'air ou problème de paliers), cliquetis ou cognement (pales endommagées).

### **I.4.2. Le problème de pompage [8]**

Le pompage est une instabilité dans le fonctionnement du compresseur et du moteur, caractérisée par une oscillation unidimensionnelle de l'écoulement. Elle survient lorsque le compresseur atteint sa limite de stabilité et ne peut plus maintenir la pression dans la chambre de combustion, généralement à cause du décrochage tournant. Cela provoque un renversement de l'écoulement vers l'amont du compresseur, diminuant ainsi le taux de pression jusqu'à ce que le compresseur retrouve sa stabilité et compresse à nouveau. Ce cycle se répète lorsque la limite de stabilité du compresseur est à nouveau atteinte. Le pompage entraîne une perte instantanée de puissance du moteur et peut causer des dommages. Il survient souvent lors de manœuvres critiques, comme le décollage, lorsque la puissance du moteur est maximale.



**Figure I .8 :** Endommagement d'une aube lié au pompage

➤ **Causes du pompage :**

- Le réseau de refoulement se vide, inversant le flux d'air dans le compresseur.
- Le compresseur retrouve son fonctionnement normal brièvement avant qu'un nouveau cycle d'instabilité ne se produise.
- Le compresseur dépasse sa limite de stabilité due à un excès de débit d'air, à des perturbations dans le flux d'air ou à des conditions atmosphériques extrêmes.
- Un décrochage tournant se produit, inversant le flux d'air et provoquant une chute de pression dans la chambre de combustion.

➤ **Conséquences du pompage :**

- Grandes fluctuations de débit
- Décollement de la couche limite au niveau des aubes du compresseur
- Diminution du rendement
- Surchauffe du compresseur
- Dommages potentiels aux aubes et autres composants du compresseur
- Rupture des ailettes, sur les compresseurs axiaux
- Vibrations axiales de très forte amplitude, avec destruction des dispositifs d'étanchéité internes sur les compresseurs centrifuges.

### **I.4 .3. Causes des problèmes techniques**

- **Encrassement :** Accumulation de dépôts de carbone et d'huile à l'intérieur du turbocompresseur.
- **Utilisation de carburant de mauvaise qualité :** Entraîne l'encrassement plus rapide, des dépôts de vernis et de résidus dans les injecteurs de carburant, et une usure accélérée des pièces internes.



## **Chapitre I : Généralités sur les compresseurs et leurs problèmes techniques**

---

- **Défauts de conception** : Liés à la conception du turbocompresseur, à la qualité des matériaux, ou à d'autres facteurs.

### **I.4 .4. Conseils pour prévenir les problèmes techniques**

- **Effectuer un entretien régulier du moteur** : Remplacer le filtre à air et utiliser des huiles de moteur de haute qualité.
- **Utiliser un carburant de qualité supérieure** : Respecter les recommandations du fabricant en matière de carburant.
- **Faire inspecter le turbocompresseur par un professionnel** : Pour détecter et résoudre tout problème potentiel.

## **CHAPITRE II**

# **Analyse théorique du phénomène de décrochage**

## **II.1. Introduction**

L'analyse théorique joue un rôle crucial dans la compréhension et la gestion du décrochage des compresseurs. Elle permet de cerner les facteurs qui influencent le décrochage, tels que les conditions de fonctionnement (vitesse de rotation, paramètres géométriques, ...) et les caractéristiques du fluide.

Elle permet aussi de prédire et de modéliser le phénomène de décrochage dans différentes conditions de fonctionnement, ce qui est essentiel pour optimiser les performances des compresseurs et prévenir des dysfonctionnements graves et pour explorer des stratégies d'optimisation pour éviter ce phénomène indésirable.

Cette partie de l'étude sur le problème de décrochage du compresseur vise à fournir une vision théorique globale sur le sujet. Elle mettra en évidence l'importance des conditions de fonctionnement et les paramètres conceptuels du compresseur dans la stabilité et la longévité d'opération de celui-ci dans diverses applications industrielles et soulignera la nécessité d'approfondir la compréhension du phénomène de décrochage.

## **II.2. Compréhension du problème de décrochage**

### **II.2.1. Phénomènes instationnaires dans les compresseurs :**

Une classification des différents phénomènes instationnaires est mentionnée dans le schéma suivant [9] :

Phénomènes instationnaires				
Non périodiques		Périodiques		
Régime transitoire	Nature chaotique	Décorrélés avec N	Corrélés avec N	
			Stable	Instable
-Variation de N, -Perturbations du champ amont.	-Turbulences (couches limites, sillages, ...)	-Flottement, <b>-Pompage</b> , -Tourbillons de Von Karman.	-Interactions rotor/stator (effets potentiels, sillages, ondes de choc, écoulements secondaires)	-Décollement tournant.

**Fig. II.1** : Classification des phénomènes instationnaires dans les compresseurs [9]

### II.2.2. Définition du décrochage et ses caractéristiques :

Le décrochage est un phénomène important dans les compresseurs qui survient lorsque le débit d'air à l'entrée dépasse une certaine limite critique. Cela entraîne une perte soudaine de pression et de rendement, pouvant avoir des conséquences graves pour le système. Il est communément appelé « Pompage » ou aussi « Décollement ».

Le pompage est une instabilité caractérisée par une oscillation unidimensionnelle (axisymétrique) de l'écoulement dans le compresseur (et moteur). Il se produit lorsque le compresseur atteint sa limite de stabilité et n'arrive plus à maintenir la pression dans la partie de refoulement. L'écoulement se renverse alors et se dirige vers l'amont du compresseur. Ce phénomène tend à diminuer le taux de pression jusqu'à ce que le compresseur retrouve sa stabilité et comprime de nouveau. Le cycle recommence lorsque la limite de stabilité du compresseur est atteinte de nouveau.

Le pompage entraîne une perte instantanée de puissance de la machine et souvent avec des dommages. Il apparaît généralement lors de manœuvres critiques, tel que le décollage de l'avion où la puissance du moteur est au maximum.

Ce phénomène est une instabilité aérodynamique de l'écoulement dans la machines accompagnant d'une inversion du sens du débit. Il se produit dans les compresseurs lorsque le flux d'air à travers le compresseur devient turbulent et instable, entraînant une diminution de la pression et de l'efficacité du compresseur. Ce phénomène peut entraîner des vibrations excessives, des pertes de puissance et même des dommages aux composants du compresseur.

Pour les conséquences de ce problème dans les turboréacteurs, qui sont des moteurs thermiques reposant fondamentalement sur le couple turbine-compresseur, elles peuvent être désastreuses. Ainsi, la mauvaise alimentation en air entraîne :

- Température turbine  $\uparrow \Rightarrow$  surchauffe.
- Diminution des performances du moteur.
- Risque d'extinctions dans la chambre de combustion.

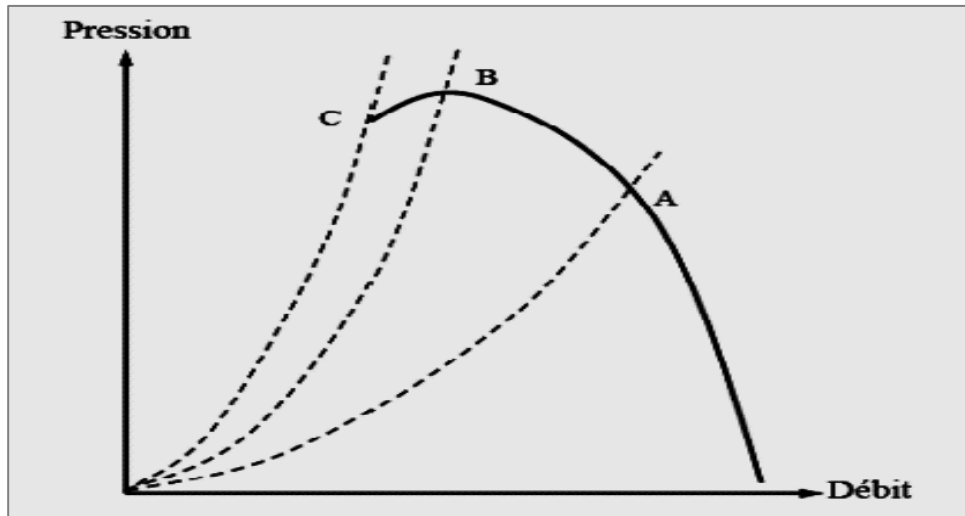
Des vibrations peuvent aussi survenir  $\Rightarrow$  Criques – rupture d'aubage.

Par ailleurs, un compresseur est caractérisé par l'évolution de son taux de pression en fonction du débit. Caractéristique d'une machine de compression qui est décrite à la figure II-2 pour une vitesse de rotation fixée.

Lorsque le débit diminue du point A au point B, le taux de pression délivré par la machine résulte de deux effets antagonistes : d'une part le travail augmente (théorème d'Euler), d'autre part les pertes augmentent aussi. Le rendement qui est défini par une fonction du type  $1 - (\text{pertes}/\text{travail})$  passe donc par un maximum entre les points A et B.

Au point B, l'augmentation des pertes compense l'augmentation d'énergie fournit par le compresseur : c'est le point où le taux de pression est maximum. Lorsque la machine dépasse ce point, le taux de pression diminue car l'énergie fournit par le rotor ne suffit plus à compenser les pertes : la pente de la caractéristique devient positive. Cette région est la plus sujette à l'émergence d'instabilités.

Le point C correspond à un point de fonctionnement théoriquement instable, car situé à gauche du maximum de taux de pression (point B).



**Fig. II-2 :** Courbe Pression-Débit à vitesse de rotation fixée.

### II.2.3. Types de compresseur concernés :

Les compresseurs concernés par ce phénomène font partie de la famille des turbomachines, ou machines dites « dynamiques », comprenant les compresseurs axiaux, centrifuges et mixtes (hélico-centrifuges).

Ils ont pour caractéristique commune le fait qu'aucun dispositif technologique interne ne peut s'opposer à un écoulement à contre-courant (par opposition aux clapets des compresseurs alternatifs à pistons par exemple). Dans ces machines, les effets dynamiques conduisant à l'élévation de pression sont une succession d'accélération et de décélération imposées au gaz par des rangées d'aubages.

Dans les compresseurs axiaux, les rangées d'aubages tournants communiquent au gaz de l'énergie cinétique que les rangées d'aubages fixes convertissent en pression par ralentissement.

Dans les compresseurs centrifuges, une bonne partie de l'élévation de pression est due à l'entraînement dans la roue (l'équilibre radial d'un fluide en rotation montrant que la

pression varie avec le carré de la vitesse d'entraînement, en fonction du rayon), le rôle du diffuseur étant de ralentir le gaz en sortie de la roue pour récupérer de la pression supplémentaire.

#### II.2.4. Notion de courbe caractéristique :

Les courbes caractéristiques des compresseurs sont des graphiques qui représentent les performances du compresseur en fonction de différents paramètres tels que le débit, la pression, la vitesse, et le rendement. Ces courbes permettent de visualiser comment le compresseur réagit à des variations de ces paramètres et sont essentielles pour comprendre et optimiser le fonctionnement des compresseurs.

Les caractéristiques des compresseurs sont définies par des cartes de fonctionnement qui illustrent les limites de performance du compresseur, telles que la zone de pompage (débit faible), la zone de gavage (débit important), et les limitations liées à la vitesse maximale et minimale admissibles.

Les courbes caractéristiques aident à déterminer les conditions de fonctionnement idéales pour un compresseur donné, en tenant compte de ces différentes contraintes.

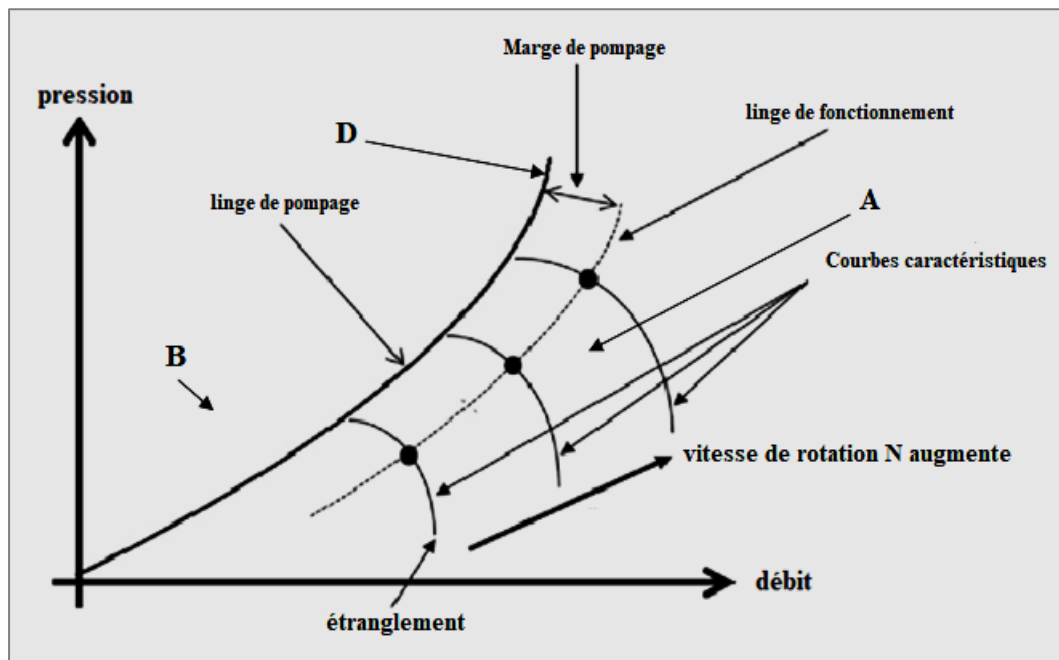


Fig. II-3 : courbe caractéristique des compresseurs.

Les différentes zones de la courbe caractéristique sont comme suit :

**A. La zone de fonctionnement stable :**

C'est la zone dans laquelle le compresseur fonctionne de manière stable et efficace. Elle est délimitée par la courbe de rendement maximum et la courbe de surtension.

**B. La zone de pompage :**

C'est la zone dans laquelle le compresseur ne produit pas de pression suffisante. Elle se situe en dessous de la courbe de rendement maximum.

**C. La zone de surtension**

C'est la zone dans laquelle le débit du compresseur diminue lorsque la pression de refoulement augmente. Elle se situe au-dessus de la courbe de rendement maximum

**D. Limites du pompage**

La limite de pompage est le débit maximal auquel un compresseur peut fonctionner sans pompage. Cette limite est généralement représentée par une courbe sur la carte caractéristique du compresseur.

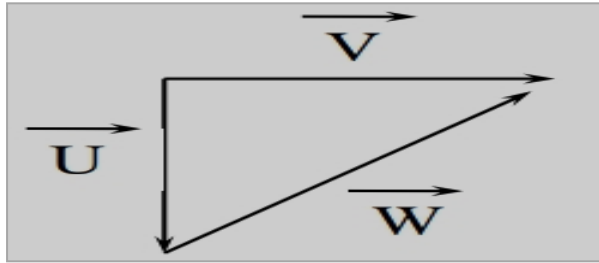
**II.2.5. Description physique du phénomène :**

**II.2.5.1. Théorème de composition des vitesses :**

Les vitesses réelles basiques dans un compresseur (turbomachine de manière générale) et qui sont à l'origine de sa dynamique sont au nombre de deux : la vitesse d'entraînement  $U$  ou celle issue de la rotation de l'arbre de la machine et la vitesse relative  $W$  qui est celle du fluide par rapport à la machine. La somme vectorielle de ces deux vitesses donne la vitesse résultante ou absolue  $V$ .

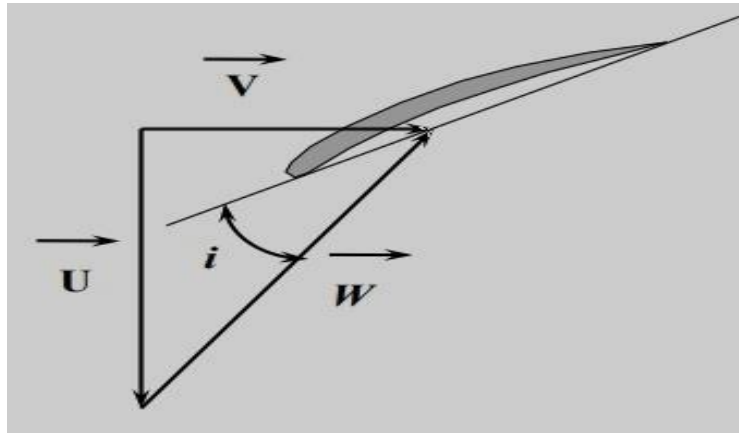
$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (\text{II-1})$$





**Fig. II-4 :** composition des vitesses

En application sur l'aubage d'une turbomachine, elles se représentent comme suit :



**Fig. II-5 :** l'aube d'une turbomachine

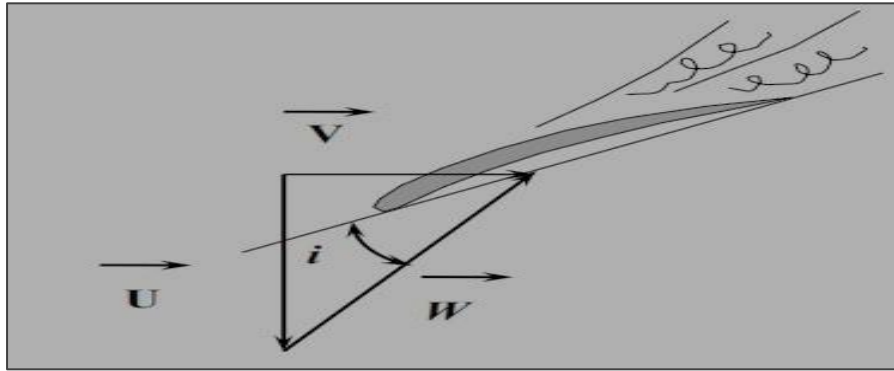
Avec  $i$  : angle d'incidence de la vitesse relative  $W$  par rapport à la corde de l'aube (aube). La valeur de cet angle conditionne l'écoulement autour de l'aube.

L'efficacité de l'aube dépend directement de l'angle d'incidence  $i$ . Dans les compresseurs actuels [11] :  $17^\circ \leq i \leq 14^\circ$ .

#### **II.2.5.2. Relation angle d'incidence et conservation du débit :**

- **Angle d'incidence trop grand :** L'écoulement sur l'extrados des aubes décolle

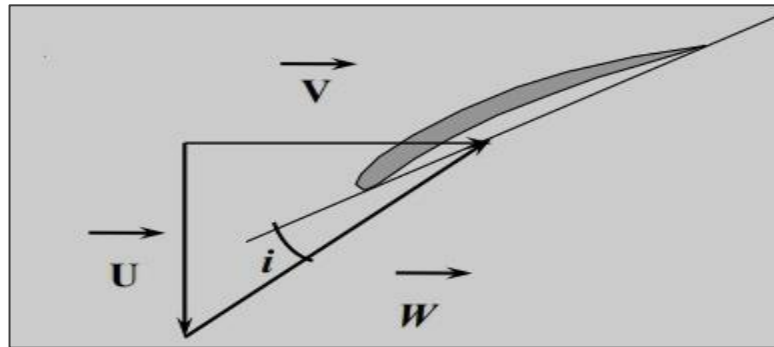
Ce régime correspond à une diminution de la vitesse d'entrée  $V$ . [10]



**Fig. II-6 :** Angle d'incidence trop grand

- **Angle d'incidence trop faible :** L'efficacité de l'ailette diminue

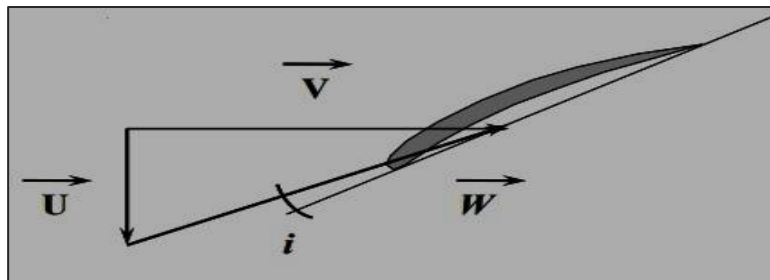
Ce régime correspond à une augmentation de la vitesse d'entrée  $V$  (avec  $U$  constante), ou encore à une diminution de  $U$  pour une vitesse  $V$  constante. [10]



**Fig. II-7 :** Angle d'incidence trop faible

- **Angle d'incidence négatif :** La grille d'ailette freine l'écoulement

L'air vient frapper l'extrados de l'ailette qui travaille alors en « moulinet ». [10]



**Fig. II-8 :** Angle d'incidence négatif

Le pompage est lié à l'angle d'incidence et se produit souvent à basse vitesse ; des essais expérimentaux en soufflerie l'ont confirmé :

Volet soufflerie partiellement fermé  $\Rightarrow \uparrow i \Rightarrow \downarrow V_1 \Rightarrow \downarrow Q_a$  (débit d'admission). Ce qui a pour résultats :

- Décrochage aérodynamique de la grille d'ailette du 1er étage du compresseur.
- Canaux inter-ailettes subissent une réduction de leur section efficace.
- Les ailettes ne travaillent plus en compression :  $\downarrow P \Rightarrow \uparrow W \Rightarrow \downarrow S$  (Fig. II-9).

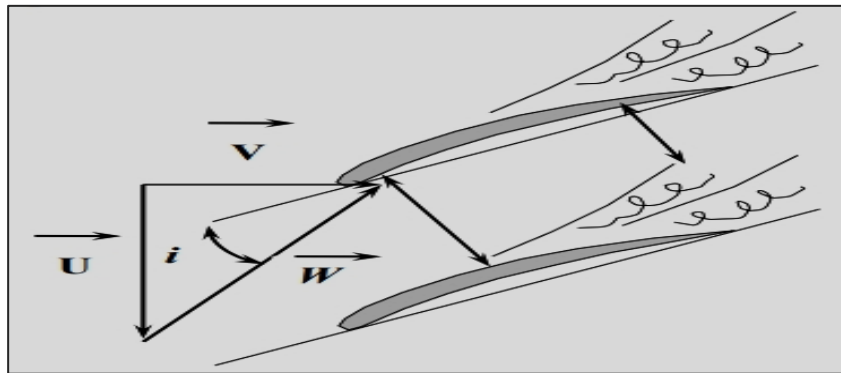


Fig. II-9 : Décrochage aérodynamique de la grille d'ailette du compresseur.

Et d'après la loi de conservation du débit :

$$\rho_1 S_1 V_1 = \rho_2 S_2 V_2 \quad (\text{II-2})$$

$$V_2 = V_1 \frac{\rho_1 S_1}{\rho_2 S_2} \quad (\text{II-3})$$

Conicité du compresseur

$$S_1 > S_2 \Rightarrow S_1 / S_2 > 1$$

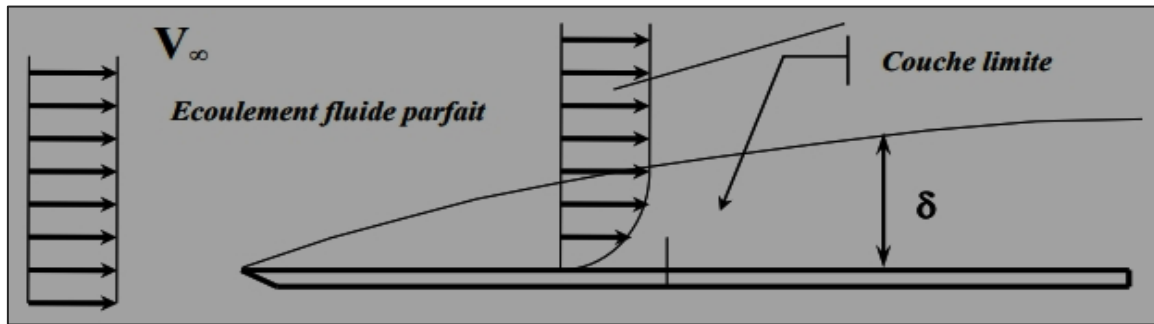
Pression diminuée

$$P_2 < P_1 \Rightarrow \rho_2 < \rho_1 \Rightarrow \rho_1 / \rho_2 > 1$$

$$\frac{\rho_1 S_1}{\rho_2 S_2} > 1 \Rightarrow V_2 > V_1 : \text{vitesse axiale augmente dans le compresseur.}$$

**II.2.5.3. Concept de couche limite :**

Un écoulement fluide parfait est caractérisé par une couche limite parfaitement adhérente ou collée à la surface (Fig. II-10) et dont le profil de la vitesse se présente comme suit :

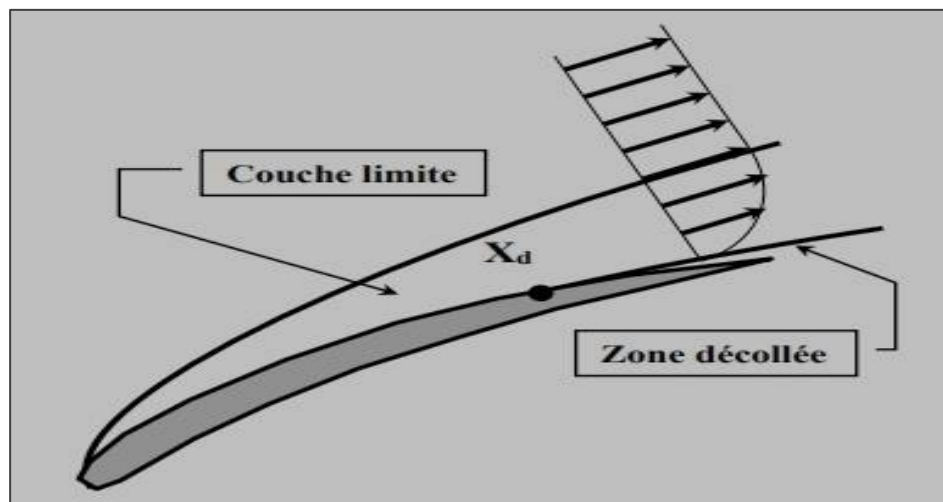


**Fig. II-10 :** Concept de couche limite

Soit  $X_D$  le point de décollement. La position du point de décollement  $X_D$  dépend de :

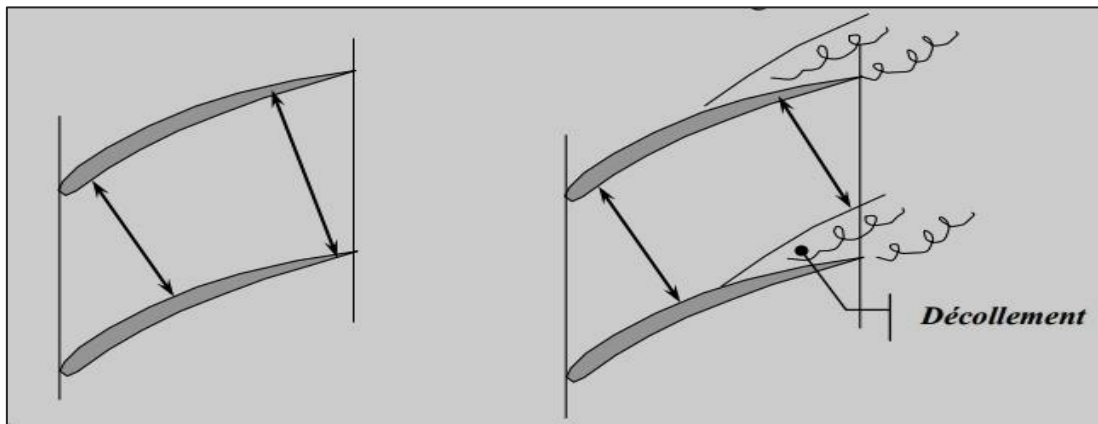
- L'angle d'incidence :  $i > 17^\circ$
- De la valeur du nombre de REYNOLDS :

$$R_e = V X_D / \nu \quad (\text{II-4})$$



**Fig. II-11 :** couche limite décollée

Lorsque  $R_e$  diminue, par exemple sous l'effet de l'altitude le point de décollement remonte vers l'amont du profil  $\Rightarrow$  la couche limite décolle sur l'arrière des ailettes  $\Rightarrow$  une diminution de la section de passage de l'air  $\Rightarrow$  une diminution du débit qui passe dans le canal inter-ailette et donc apparition du pompage dans le compresseur.



**Fig. II-12** : le point de décollement vers l'amont du profil

### II.2.6. Pompage et décrochage tournant :

Le décrochage tournant est une instabilité aérodynamique dans un compresseur qui limite l'enveloppe d'opération et la performance des moteurs, d'avion par exemple. [10]

Le jeu entre le sommet de l'aube du rotor et le carter du compresseur joue un rôle majeur dans la performance et la stabilité aérodynamique du moteur. L'écoulement qui traverse cet espace est appelé l'écoulement de jeu. [10]

Deux critères sont responsables du déclenchement du décrochage tournant. Le premier critère est le débordement de l'écoulement de jeu en amont du bord d'attaque du rotor et le second est le refoulement de l'écoulement de jeu au bord de fuite du rotor. [10]

Le décrochage tournant est caractérisé par une chute du débit d'admission  $Q_a \downarrow \Rightarrow$  Épaisseur de couche limite  $\downarrow \Rightarrow$  cisaillement plus intense  $\Rightarrow$  tourbillons qui forment une ou des poches qui remontent en avant de la grille  $\rightarrow$  La poche se déplacent d'une ailette à l'autre  $\Rightarrow$  décrochage tournant (Fig. II-13). [10]

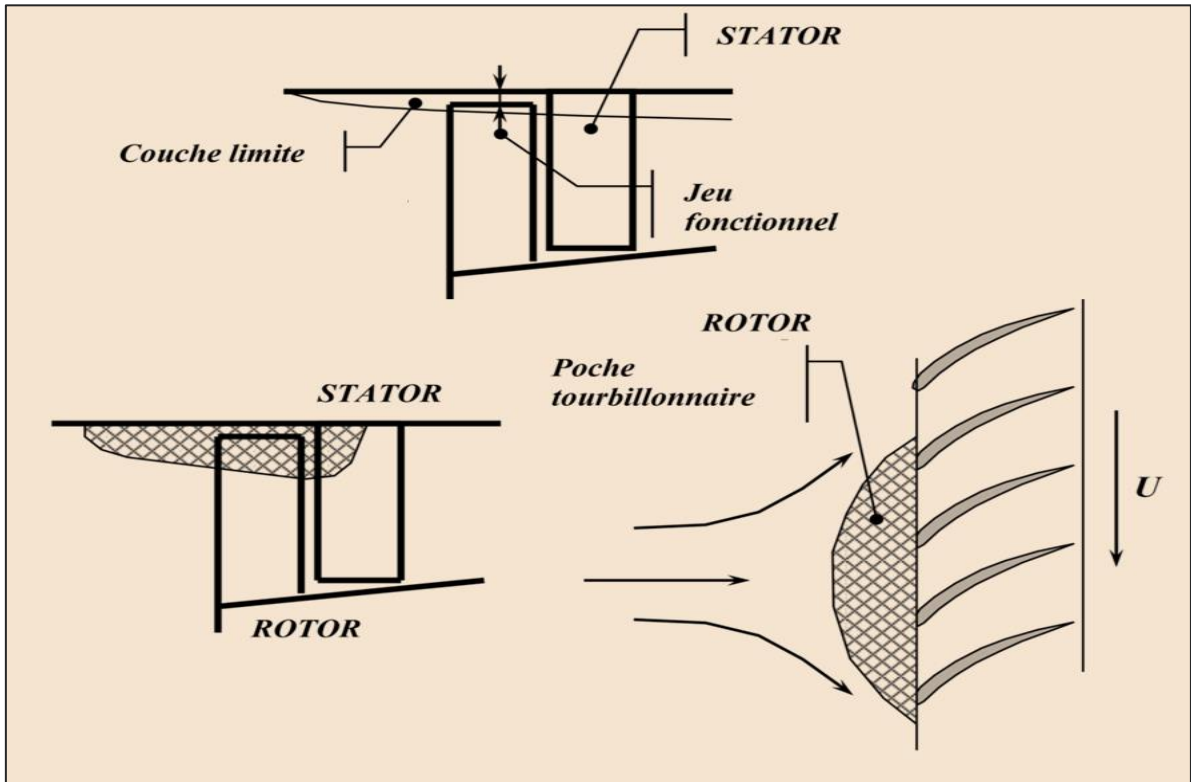


Fig. II-13 : Décrochage tournant

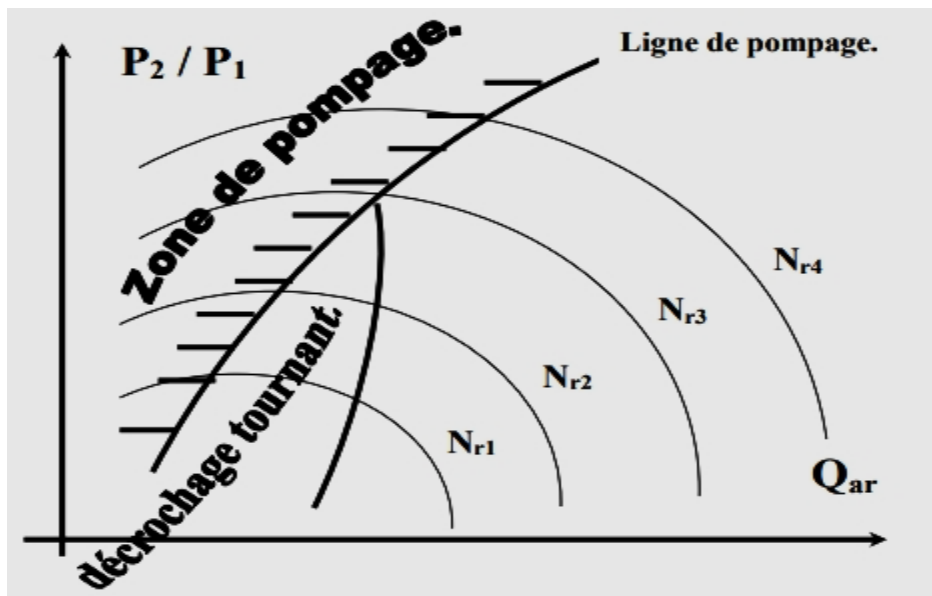


Fig. II-14 : Diagramme des courbes caractéristiques du compresseur (zones de décrochage).

### II.3. Dispositifs anti-pompage [10]

Pour prévenir l'apparition du phénomène de pompage ou du moins minimiser ses effets, des dispositifs ont été conçus pour cela. Les dispositifs de protection contre le pompage, dits également d'anti pompage, empêchent, entre autres, le compresseur de descendre trop bas en débit. Ils limitent donc quelque peu la plage de fonctionnement de la machine. On cite quelques systèmes des plus connus :

#### II.3.1. Vannes de décharges VBV :

Aux faibles vitesses de rotation, comme la section de passage de l'air est trop faible à l'arrière du compresseur pour conserver un débit normal, des Vannes de décharge VBV (Variable Bleed Valves) s'ouvrent et dérivent une partie de l'air à l'extérieur. Une certaine quantité d'air est évacuée en pure perte, mais le compresseur fonctionne normalement.

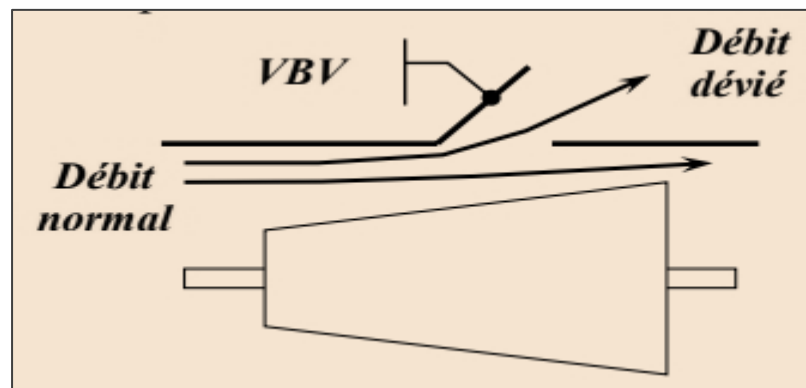


Fig. II-15 : Vannes de décharges VBV

#### II.3.2. Aubages directeurs d'entrée à calage variable IGV :

Ces aubages directeurs IGV (Inlet Guide Vanes) placés à l'entrée du rotor permettent de diriger les filets d'air convenablement sur la première grille d'aubage mobile.

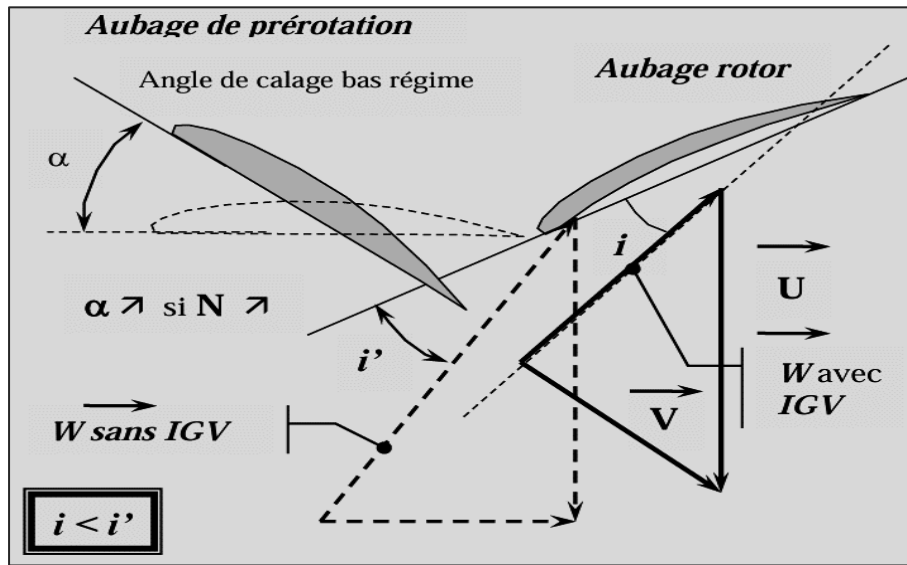


Fig. II-16 : Aubages directeurs d'entrée à calage variable IGV

### II.3.3. Aubages stator à calage variable VSV :

Dans les réacteurs modernes à fortes poussée, il arrive que les deux premiers systèmes anti-pompage ne suffisent pas pour réaliser une bonne adaptation du compresseur.

Parmi les solutions appliquées, la mise au point de compresseur équipé de plusieurs étages à aubage de stator à calage variable VSV (Variable Stator Vanes).

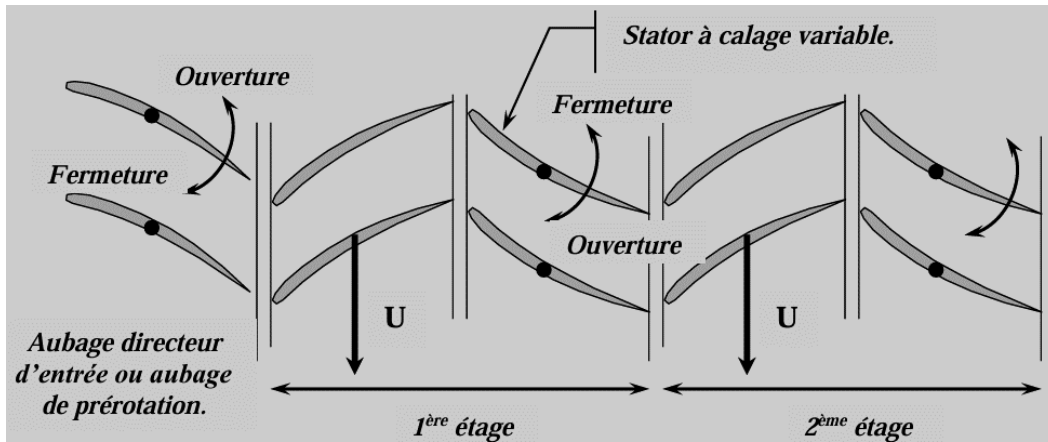


Fig. II-17 : Aubages stator à calage variable VSV

### II.3.4. Compresseur à double rotor :



- A bas régime, le compresseur classique ne fonctionne pas efficacement à cause d'un mauvais rapport  $V/U$  (vitesse de rotation/vitesse d'écoulement du fluide).
- Utiliser un compresseur à double rotor avec des vitesses de rotation différentes pour chaque rotor.
- En séparant le rotor en deux parties, on peut ajuster l'angle d'incidence du fluide sur chaque rotor pour obtenir un meilleur rapport  $V/U$  à bas régime.
- Cela permet de retarder l'apparition du pompage, un phénomène nuisible à l'efficacité du compresseur.

### II.3.5. Remèdes au pompage tournant :

- Installation de vannes de décharge sur le compresseur qui diminue le taux de compression et recule la marge de pompage.  
Les couples « débit - taux de compression » se déplacent sur les courbes iso-régimes lorsque les vannes s'ouvrent.
- Pratiquer des évidements sur le carter compresseur à la périphérie et en opposition aux ailettes. Ces évidements pratiqués réduisent l'action de freinage de la couche limite par les ailettes et recule la marge de pompage

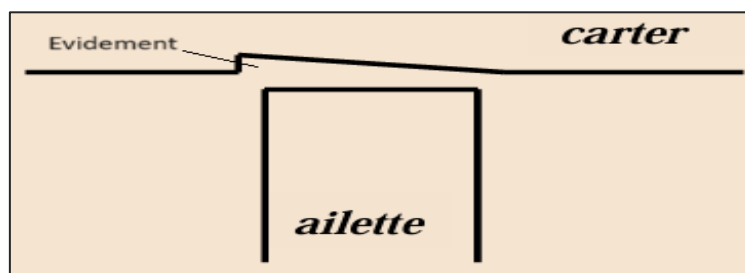


Fig. II-18 : ailettes la marge de pompage

## II.4. Expressions théoriques gouvernantes

### II.4.1. Relations de similitude et caractéristique normale du compresseur :

La courbe caractéristique de la compression d'une machine dynamique, représentant la pression de refoulement en fonction du débit, est fonction d'une série de paramètres tels que la pression d'aspiration, la vitesse de rotation, la nature du gaz comprimé, etc. Il a par conséquent été recherché d'autres représentations plus universelles, indépendantes des conditions de fonctionnement. [11]

- Pour ne pas dépendre de certaines dimensions, on utilise souvent des paramètres réduits ou adimensionnels tels que le débit réduit, la vitesse réduite, etc.

$$Q_r = \frac{Q_a \sqrt{T_1}}{P_1 D^2} \quad (\text{II-5})$$

$$N_r = \frac{N \cdot D}{\sqrt{T_1}} \quad (\text{II-6})$$

$Q_r$  et  $N_r$  sont des grandeurs sans dimension.

- Il est d'usage de représenter cette caractéristique en fonction de grandeurs adimensionnelles :

— Coefficient de débit  $\varphi$  :

$$\varphi = \frac{Q_v}{S U_2} \quad (\text{II-7})$$

Avec  $Q_v$  (m<sup>3</sup>/s) débit volumique aspiré.

$S$  (m<sup>2</sup>) surface annulaire des aubes.

$U_2$  (m/s) vitesse périphérique.

— Coefficient de pression ou de hauteur  $\Psi$  :

$$\Psi = \frac{\Delta H_p}{U_2^2} \quad (\text{II-8})$$

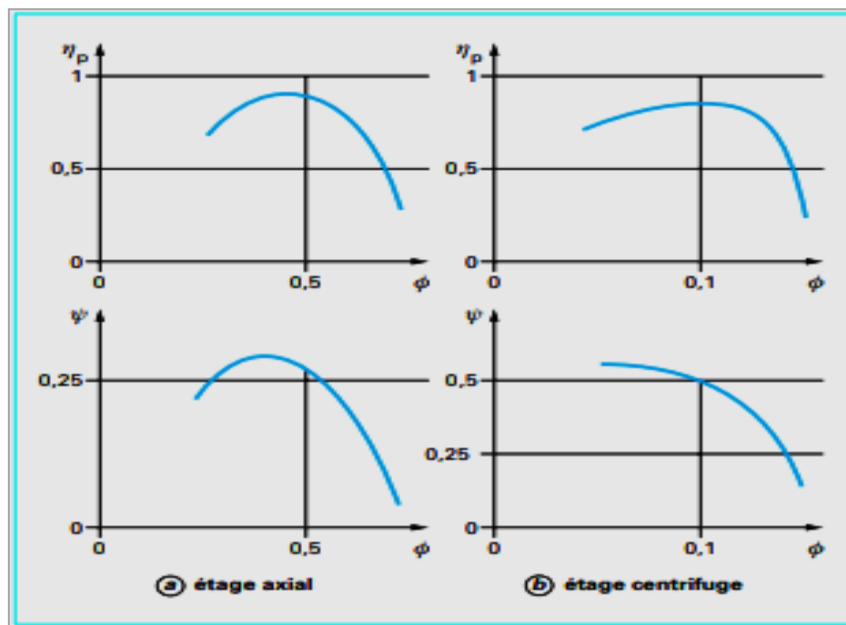
Avec  $\Delta H_p$  (J/kg) hauteur polytropique.

$$\Delta H_p = \Delta H_R \eta_p \quad (\text{II-9})$$

Avec  $\Delta H_R$  (J/kg) hauteur réelle,  $\eta_p$  Rendement polytropique.

En respectant complètement les règles de similitude d'écoulement, et aux effets près des nombres de Reynolds et de Mach, les courbes de performance utilisant ces coefficients deviennent des invariants, beaucoup plus faciles à manipuler. La figure (II-19) représente ces performances pour un étage axial (figure II-19a) et pour un étage centrifuge (figure II-19b).

La performance aérodynamique d'un compresseur complet, obtenue en empilant tous les étages, comprend les courbes caractéristiques de rendement et de pression ainsi que sa plage en fonctionnement en débit. [11]



**Fig. II-19** : Courbes de performances d'étages de compresseurs [11]

■ il est aussi intéressant d'établir la courbe de compression (figure 20) qui est représentée en rapport de pression (pression de refoulement  $P_r$  /pression d'aspiration  $P_a$ ) fonction du débit aspiré  $Q_v$ , pour un gaz donné, des conditions thermodynamiques à l'aspiration et une vitesse de rotation fixées.

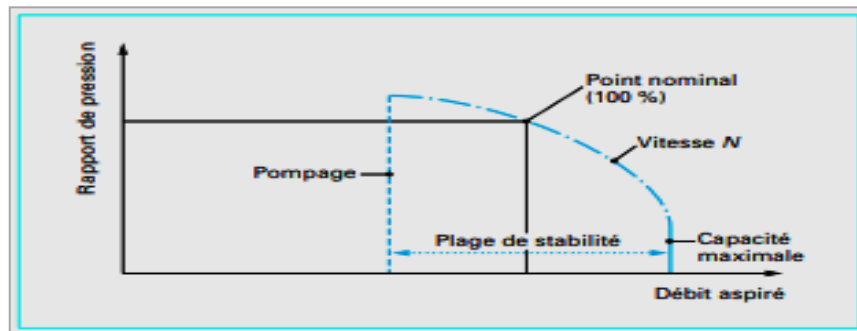


Fig. II-20 : Caractéristique de compression d'une machine [11]

- Afin de rendre la caractéristique plus indépendante des conditions thermodynamiques à l'aspiration, le rapport de pression est aussi parfois représenté en fonction de :

$$Q_v / \sqrt{Z R T_1} \quad (II-20)$$

Avec  $Z$  coefficient de compressibilité du gaz (déviation par rapport au gaz parfait),

$R$  (J.kg. K) constante thermodynamique du gaz,

$T_1$  (K) température absolue d'aspiration, et pour un pseudo « iso-vitesse » :

$$N / \sqrt{Z R T_1} \quad (II-31)$$

Avec  $N$  (tr/min) vitesse de rotation,

❖ **Remarque :**

Dans l'industrie du pétrole et du gaz naturel, la plage de fonctionnement des compresseurs centrifuges, dite aussi plage de stabilité est recherchée aussi large que possible pour que la machine puisse s'adapter facilement à la demande de production qui n'est, bien sûr, pas toujours 100 % du débit nominal. Cette plage est limitée :

— vers les grands débits, par des pertes par frottement prohibitives, dues aux grandes vitesses d'écoulement (et, parfois même, par un blocage sonique au col d'entrée dans la roue où la vitesse relative atteint la vitesse du son du gaz, notamment dans le cas des gaz de masses molaires élevées utilisés en raffinage ou en réfrigération) ;

— vers les petits débits, par les pertes par incidence et par les instabilités aérodynamiques, dont le pompage.

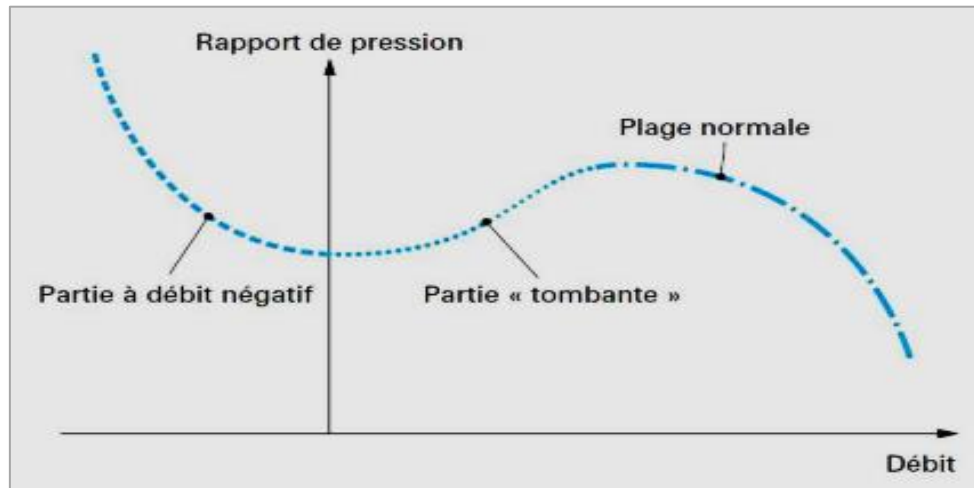


Fig. II-21 : Caractéristique complète de compression. [11]

#### II.4.2. Caractéristique complète du compresseur :

En allant vers les petits débits, les pertes par incidence font diminuer le rendement, la hauteur Développée par le compresseur passe par un maximum, puis diminue. La Figure II-21 montre la Caractéristique complète de la machine, qui a même été étendue aux débits négatifs.

Généralement, lorsqu'on veut modéliser la partie complémentaire de la caractéristique ajoutée, on considère une courbe du troisième degré telle que :

$$\Psi = a\varphi^3 + b\varphi^2 + d \quad (\text{II-42})$$

Qui aura :

- Un point d'inflexion entre  $\varphi = 0$  et  $\varphi$  minimal de la caractéristique normale,
- Des tangentes horizontales en ces mêmes points, raison pour laquelle on n'a pas de terme en  $c\varphi$  dans l'équation (II.21).

Une valeur  $\Psi = d$  pour  $\varphi = 0$ , qui se calcule par les caractéristiques géométriques de la machine

(Équilibre radial sous l'action des forces centrifuges dans les roues, pour un compresseur centrifuge).

### II.4.3. Caractéristiques des réseaux : [11]

Les compresseurs aspirent et refoulent dans des réseaux. Ceux-ci ont leurs propres caractéristiques de pression en fonction du débit. Quelques exemples sont donnés figures (II-22) et (II-23). Une aspiration de turbine à gaz industrielle est caractérisée par la pression atmosphérique, la température ambiante et les pertes de charge générées par le filtre à l'aspiration. La caractéristique de la pression à l'aspiration  $p_a$  en fonction du débit-masse  $Q_m$  est montrée figures (II-22).

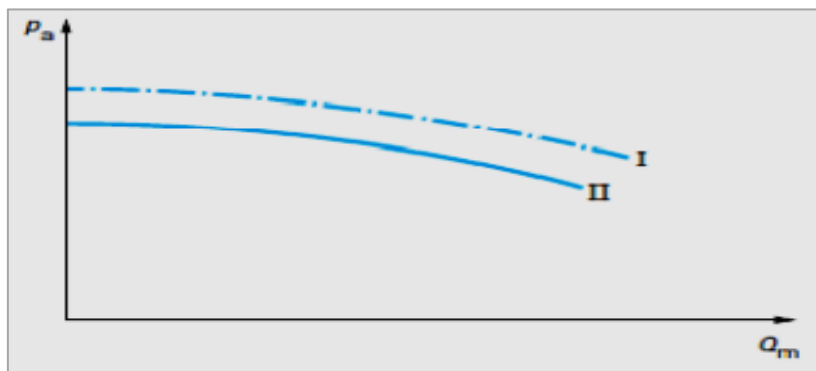


Fig. II-22 : Pression d'aspiration d'une turbine à gaz industrielle. [11]

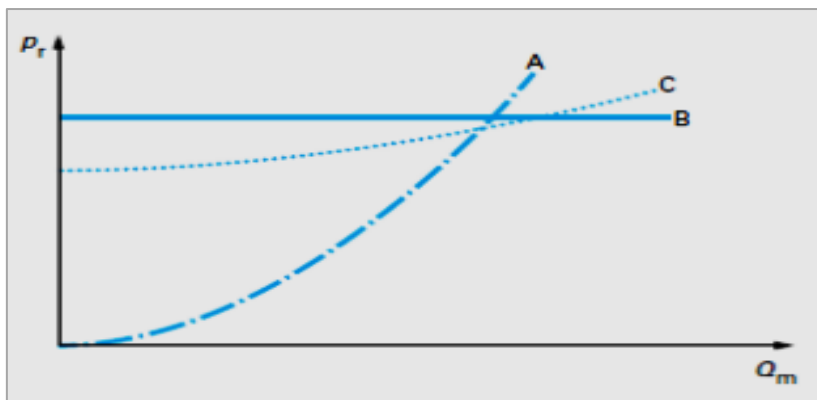


Fig. II-23 : Pression de refoulement en fonction du débit. [11]

Du côté du refoulement, la caractéristique est gouvernée par le type de circuit aval de la machine. Différents cas donnant la pression de refoulement  $p_r$  en fonction du débit-masse  $Q_m$  sont illustrés sur la figure (II-23) :

- La courbe A représenté un circuit purement résistif de type tuyère ou vanne de détente ;
- La courbe B, à pression constante, peut être le cas d'une unité de réfrigération où l'équilibre liquide-vapeur d'un corps pur à température donnée se fait à pression constante ;
- La courbe C est caractéristique d'un réseau de gazoduc, ou d'un stockage, avec une capacité de grand volume à laquelle on accède par des tuyauteries présentant une perte de charge.

#### II.4.4. Point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement du compresseur se situe à l'intersection de sa caractéristique propre de compression et de celle du réseau, tel qu'illustré sur la figure (II-24).

En fait, ce type de représentation, tout à fait conventionnelle, est trompeuse pour comprendre le fonctionnement réel de la machine. Il y a lieu de bien réaliser que, physiquement, c'est le rapport de pression imposé au compresseur par les réseaux amont et aval qui fixe le débit.

Les pressions dans chaque réseau d'aspiration ( $p_a$ ) ou de refoulement ( $p_r$ ) sont fonction :

- De son volume.
- De la masse de gaz incluse dans ce volume.
- Des conditions thermodynamiques du gaz

Cela s'obtient par l'intégration dans le temps des bilans massique et énergétique liés au fonctionnement (entrées et sorties de masse et d'enthalpie). [11]

Si l'on veut augmenter le rapport de pression de la machine, il faut d'abord changer son débit en modifiant une grandeur de fonctionnement, par exemple le régime de rotation du

groupe, comme représenté sur la figure (II-25). Ensuite seulement, les niveaux de pression des réseaux vont varier, par intégration de la quantité de gaz transférée.

Ce mode de raisonnement est très important pour comprendre le fonctionnement d'une machine.

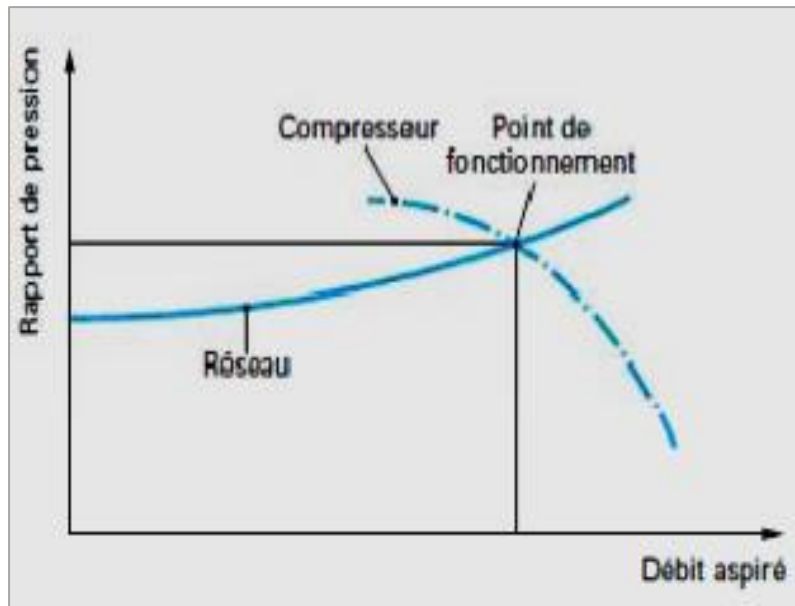


Fig. II-24 : Point de fonctionnement d'un compresseur. [11]

#### II.4.5. Origine de la ligne de pompage

La ligne de pompage correspond à la limite au-delà de laquelle le compresseur ne peut pas fonctionner en régime stable. Elle passe au voisinage du point où le taux de pression est maximum (Point B, figure II-2). L'allure de cette courbe peut être déterminée en utilisant les coefficients de pression totale et de débit : [11]

$$\Psi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (\text{II-53})$$

$$\varphi = V_z / U_m \quad (\text{II-64})$$

$\Psi$  : Coefficient de pression totale (de charge).



$\Delta P$  : Variation de pression totale à la traversée du compresseur.

$U_m$  : Vitesse périphérique du rotor.

$V_z$  : Composante axiale de la vitesse.

$\varphi$  : Coefficient de débit.

En notant les grandeurs relatives au point d'apparition du pompage, la conservation du débit et l'évolution du taux de pression peuvent s'écrire :

$$\frac{Q_s}{\varphi_s \cdot S} = \rho \cdot U_m \quad (\text{II-75})$$

$Q_s$  : Débit de point d'apparition du pompage.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_s = \left(\frac{P_1 + \Delta P_s}{P_1}\right) \quad (\text{II-86})$$

$P_1, P_2$  : P pression totale à l'entrée (respectivement sortie) du compresseur.

$S$  : Section d'entrée de la machine.

En posant :

$$B = \frac{1}{2S^2 \cdot \rho P_1} \left(\frac{\Psi_s}{\varphi_s^2}\right) \quad (\text{II-97})$$

Et en remplaçant  $\Delta P_s$  dans (II.16) par les expressions (II-13) et (II-15), on montre que :

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_s - 1 = B Q_s^2 \quad (\text{II-108})$$

La ligne de pompage a donc l'allure d'une parabole coupant l'axe des ordonnées en  $1$  et l'axe des abscisses en  $0$  (figure II-25). Lorsque la vitesse de rotation de la machine varie, il est fondamental que le point de fonctionnement (même transitoire) soit tenu éloigné de cette zone. Malheureusement le débit  $\varphi_s$  est difficile à estimer, et les constructeurs s'attachent donc à définir des marges importantes. La marge au pompage peut être définie par la relation (II.19).

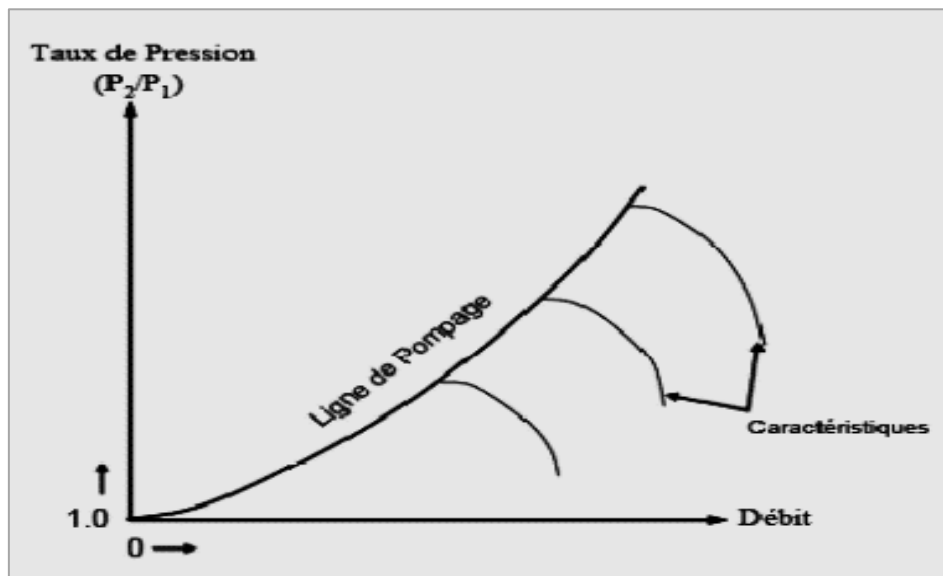
$$\text{Marge} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{DP}}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{DP}} \quad (\text{II-119})$$

**S** (surge) : Grandeurs relatives au point d'apparition du pompage.

**DP** (Design Point) : Grandeurs relatives au point de fonctionnement nominal.

Ainsi définie, la marge au pompage peut atteindre 20% dans le cas des compresseurs axiaux de turboréacteur, et 10% dans le cas des machines centrifuges.

Une bonne compréhension des mécanismes physiques relatifs aux instabilités aérodynamiques est une étape incontournable pour tenter de réduire ces marges et améliorer les performances des compresseurs.



**Fig. II-25** : Allure de la ligne de pompage.

#### II.4.6. Taux de compression polytropique :

Le taux de compression entre la pression de refoulement  $P_{ref}$  et la pression d'admission ou d'aspiration  $P_{asp}$  se calcule par la relation suivante :

$$\frac{P_{ref}}{P_{asp}} = \left[ Wp \cdot \frac{M}{Z R T_{asp}} \cdot \frac{k-1}{k} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{II-20})$$

**W<sub>p</sub>** : travail polytropique.

**M** : mase molaire du gaz.

**Z** : facteur de compressibilité.

Effet de la **Tc°** : **W<sub>p</sub>** = constant. **Et Q<sub>v</sub>** = constant.

$$\left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}}\right)_{act} = \left\{ \frac{(T_{asp})_{ref}}{(T_{asp})_{act}} \left[ \left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}}\right)_{ref}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{II-212})$$

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_p} \quad (\text{II-22})$$

**γ** : Coefficient adiabatique isotopique.

**K** : Coefficient adiabatiques polytropique.

**η<sub>p</sub>** : Rendement polytropique.

## II.5. Construction expérimentale de la courbe caractéristique

Les courbes caractéristiques du compresseur sont établies à partir d'essais en soufflerie. Le compresseur est entraîné par un moteur qui permet de régler la puissance fournie au compresseur et donc le régime indépendamment du débit d'air qui le traverse.

Les effets du pompage sont mis en évidence au banc d'essais et se traduit sur le réseau des caractéristiques du compresseur par une zone de disfonctionnement. [10]

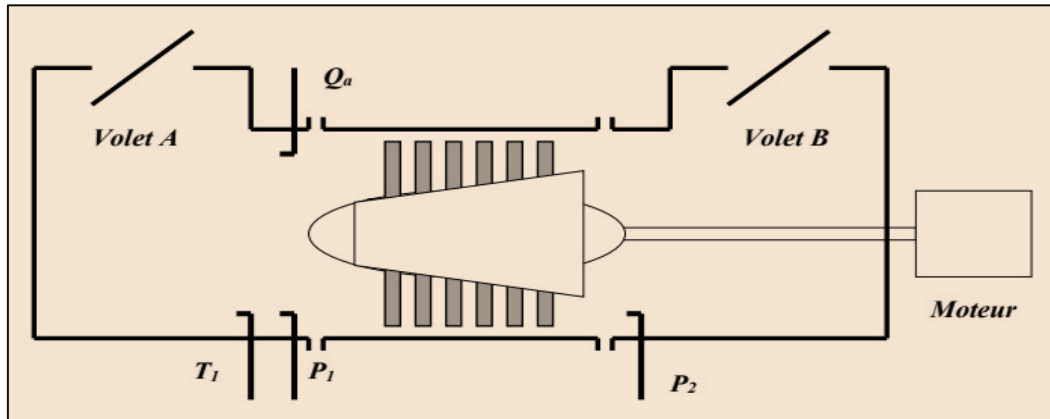


Fig. II-26 : Schéma du banc d'essai pour l'étude des compresseurs et la limite de pompage

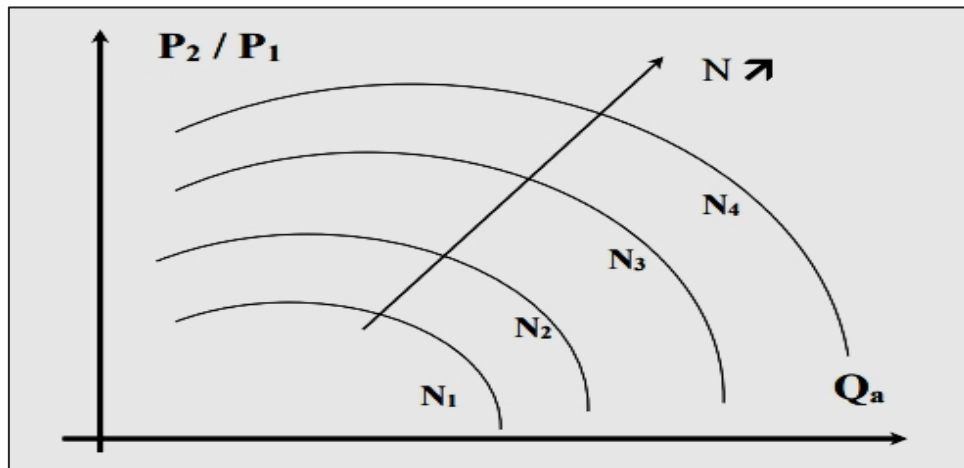


Fig. II-27 : Courbe caractéristiques le taux de compression en fonction de débit d'air

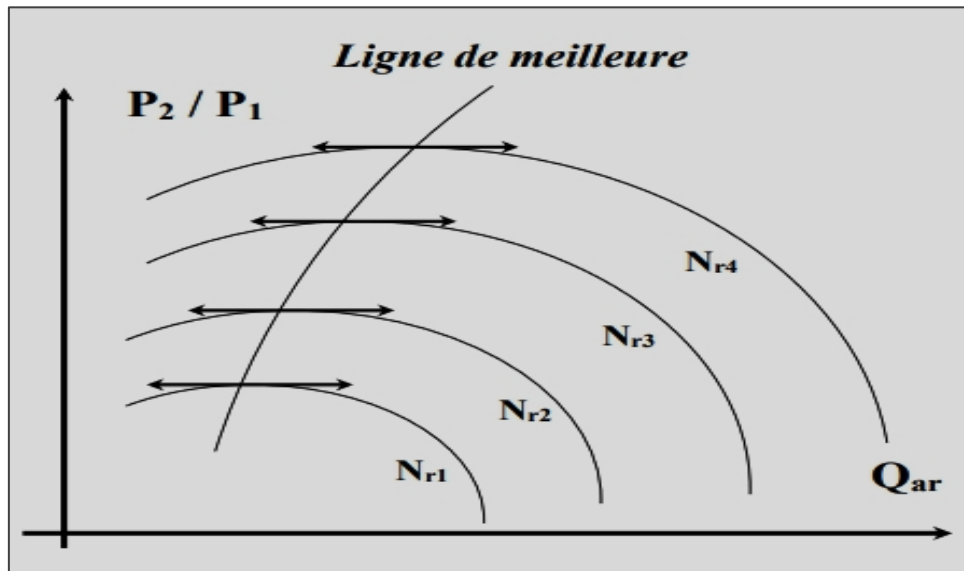


Fig. II-28 : Diagramme des courbes caractéristiques du compresseur (ligne de meilleure).

## II.6. Prédiction du pompage

Les techniques de prédiction du phénomène de pompage ont été développées dans les vingt dernières années mais elles sont très compliquées et font partie de domaines de recherche très avancés tels que l'aéronautique, les moteurs de véhicule de puissance, etc.

En effet, la complexité de ces techniques provient du fait du régime non permanent qui règne dans cette zone qui sépare le domaine instable et instable d'une part, et d'autre part due aux oscillations dans l'écoulement de jeu responsable de cette instabilité aérodynamique.

On peut citer une technique simple qui a été développée par [Vo] [12] pour la prédiction du phénomène de pompage et la délimitation de la zone stable reposant sur deux critères :

### II .6.1 Critère du dernier point stable :

Le dernier point stable est généralement en dedans de **1%** de la pression dynamique basée sur la masse volumique de stagnation ( $\rho_0$ ) à l'entrée (calculé à partir de la pression totale et la température totale à l'entrée du domaine de calcul) et la vitesse circonférentielle au sommet du rotor ( $U$ ) tel que défini par l'équation (23),  $P_1$  étant le dernier point stable et  $P_2$  un point au-delà de la limite de stabilité :

$$\frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho_0 U^2} < 1\% \quad (\text{II-23})$$

### II.6.2 Critère du débit massique corrigé :

Le débit massique corrigé est défini selon l'équation (24). Dans cette équation,  $\theta$  est le rapport de température à l'entrée ( $T_{totale}/T_{référence}$ ) alors que  $\delta$  est le rapport de pression à l'entrée ( $P_{totale}/P_{référence}$ ) :

$$Q\dot{m}_{corrigée} = \frac{\dot{m}}{\delta} \sqrt{\theta} \quad (\text{II-24})$$

## **CHAPITRE III**

# **Application numérique sur un compresseur axial**

### III.1. Introduction

Les courbes caractéristiques constituent des cartographies de fonctionnement d'une machine énergétique telle que le compresseur et qui illustrent la relation entre plusieurs paramètres essentiels du compresseur, tels que le débit volumétrique ou massique, les pressions d'aspiration et de refoulement, ainsi que l'efficacité, à divers points de fonctionnement.

Elles permettent aux ingénieurs et aux opérateurs de comprendre comment le compresseur réagit aux variations de conditions telles que la charge, la vitesse et la température, fournissant des informations vitales pour la sélection, la conception et l'optimisation des systèmes de compression. Ces courbes incluent généralement des représentations de la performance isentropique et réelle, permettant de visualiser les pertes et l'efficacité réelle du compresseur, et sont essentielles pour évaluer sa performance par rapport à l'idéal et permettent aussi de choisir les bonnes conditions de fonctionnement. Sont utiles aussi dans les problèmes de changement de taille de la machine où l'on se réfère aux relations de similitude pour trouver les nouveaux points de fonctionnement.

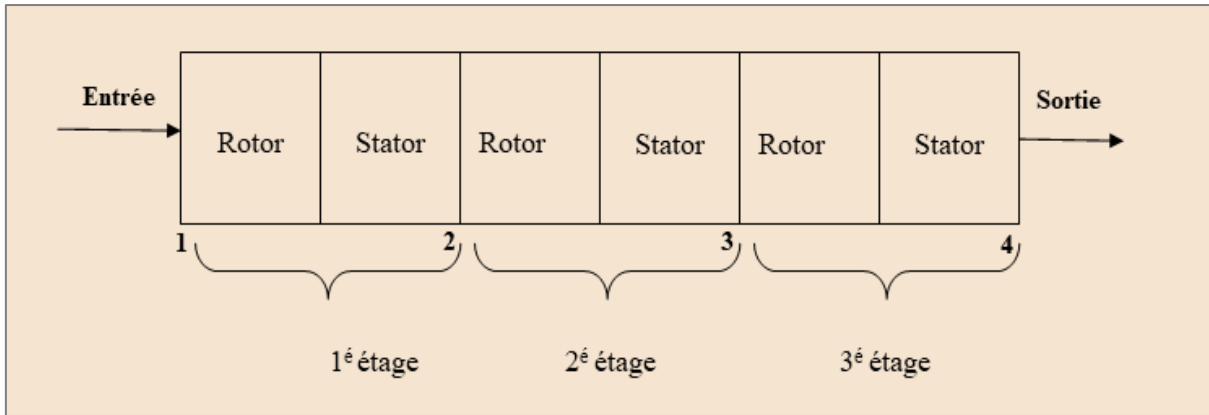
En somme, l'introduction de ces courbes offre une base fondamentale pour améliorer l'efficacité et la fiabilité de fonctionnement des systèmes de compression dans divers domaines industriels.

### III.2. Démarche d'étude

#### III.2.1. Données du compresseur :

Le compresseur choisi pour l'application numérique de notre étude est **un compresseur axial de type Dresser modèle réduit** à trois (3) étages et qui peut être modélisé par le schéma suivant :





**Fig. III-1 : Schéma du compresseur**

Le compresseur travaille dans les conditions de fonctionnement nominal suivantes :

**Données thermodynamiques :**

<b>R</b> (J/kg.K)	$\gamma$	<b>Cp</b> (J/kg.K)	<b>Te</b> (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	<b>P<sub>e</sub></b> (Pa)	<b>Rendement polytropique nominal <math>\eta_p</math></b>	<b>Q<sub>m</sub></b> (kg/s)
<b>287</b>	<b>1.4</b>	<b>1004</b>	<b>288</b>	<b>1.205</b>	<b>101329.655</b>	<b>0.9</b>	<b>1.5</b>

**Tableaux. III-1 : Données thermodynamiques**

**Données techniques :**

<b>Rayon R</b> (m)	<b>Hauteur des aubages h</b> (cm)	$\alpha_2$	$\alpha_1$	<b>Cax(m/s)</b>	<b>Section d'entrée A1</b> (m <sup>2</sup> )
0.2	1	65°	90°	100	0.0125

**Tableaux. III-2 : Données techniques**

**Données cinématiques :**

<b>N1</b> (tr/min)	<b>N2</b> (tr/min)	<b>N3</b> (tr/min)
5000	8000	12000
<b>Nr1</b>	<b>Nr2</b>	<b>Nr3</b>
1.96	3.14	4.71

**Tableaux. III-3 : Données cinématiques**

**III.2.2. Hypothèses de départ :**

- Évolution polytropique.
- Ecoulement unidimensionnel.
- Fluide newtonien.

**III.2.3. Etapes de calculs :**

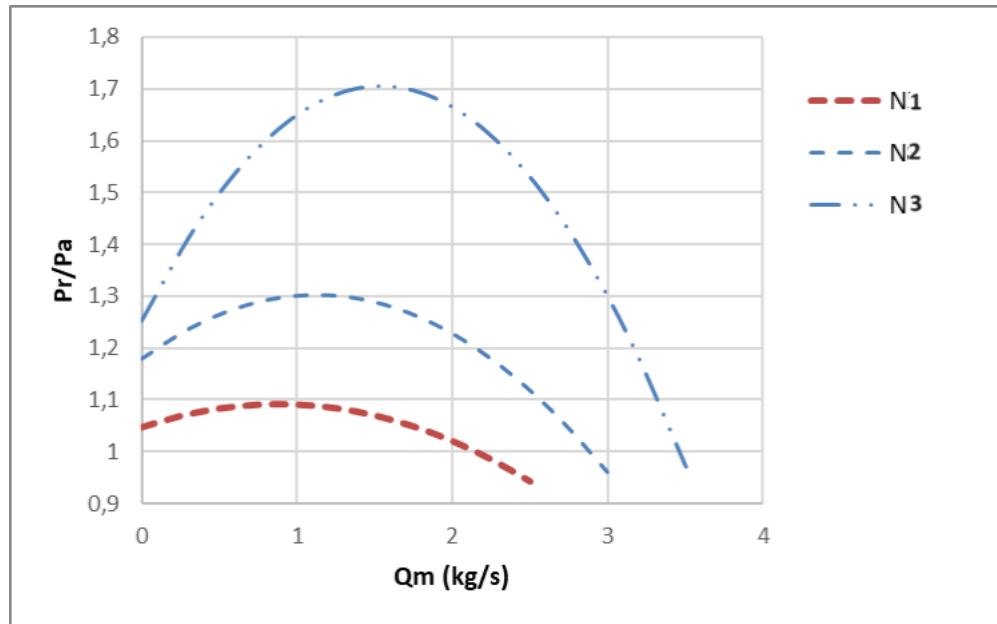
- **Etape 1 : Construction des courbes caractéristiques (cartographique)**
  - Construction de la courbe caractéristique  $P_r/P_a = f(Q_m)$  à vitesse de rotation  $N$  constante.
  - Construction de la courbe caractéristique  $P_r/P_a = f(Q_r)$  à vitesse de rotation réduite  $Nr$  constante.
  - Construction de la courbe caractéristique  $\Psi = f(\varphi)$ .
- **Etape 2 : Traçage de la ligne de pompage**
  - Désignation des caractéristiques des points de la ligne de pompage (indice  $s$ ).
  - Comparaison avec la ligne nominale.
  - Désignation de la zone de pompage dans la courbe  $\Psi = f(\varphi)$ .
- **Etape 3 : Etude de l'influence de quelques paramètres sur la ligne de pompage**
  - Etude de l'influence de la température d'aspiration ou d'entrée  $T_a$ ,
  - Etude de l'influence de la pression d'aspiration  $P_a$ .

**III.3. Mise en œuvre de l'étude**

**III.3.1. Construction des courbes caractéristiques :**

**A- Courbe taux de compression ( $P_r/P_a$ ) en fonction du débit massique  $Q_m$  (vitesse de rotation constante) :**

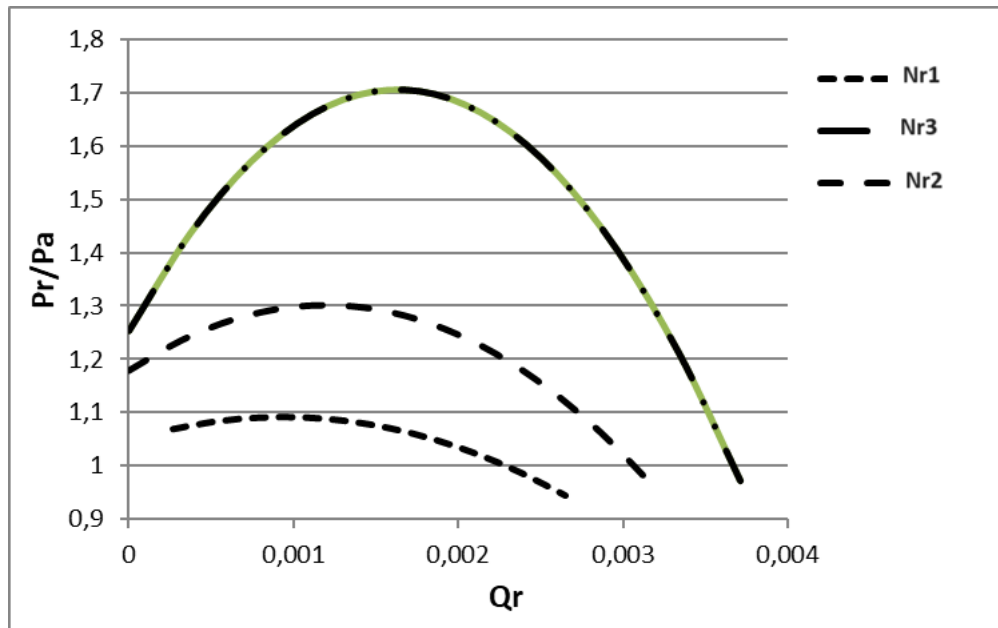
Pour chaque niveau de vitesse de rotation on calcule le rapport de compression en fonction du débit massique. Les courbes obtenues ont la forme suivante :



**Fig. III-2 :** l'évolution du rapport de pression en fonction du débit massique

A première vue, les courbes sont d'allure normale (correspondant à celles mentionnées dans la littérature) et même les valeurs sont raisonnables et pratiques pour le cas étudié. A priori, ceci montre qu'on peut théoriquement, sans recourir aux expérimentations qui sont onéreuses, obtenir les courbes caractéristiques des compresseurs et toute autre machine énergétique.

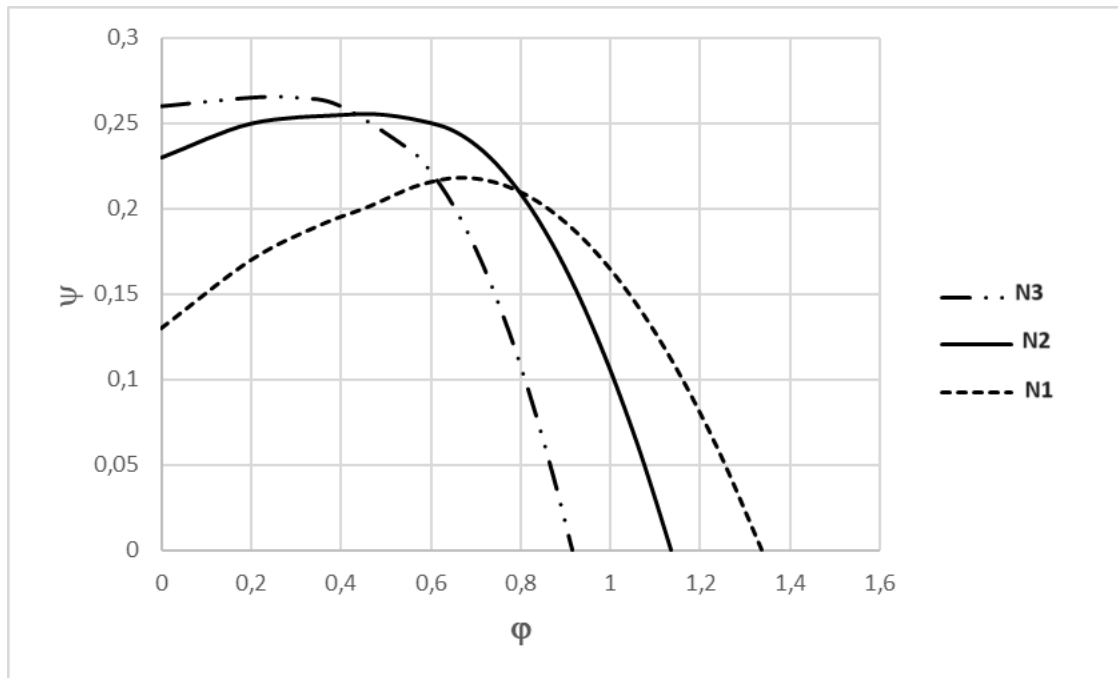
**B- Courbe taux de compression ( $P_r/P_a$ ) en fonction du débit réduit ( $Q_r$ ) :**



**Fig. III-3 :** l'évolution du rapport de pression en fonction du débit réduit  $Q_r$  à plusieurs niveaux de la vitesse réduite  $N_r$ .

Courbe d'allure normale comme la figure précédente et conforme aussi aux courbes décrites dans la littérature. L'intérêt de cette courbe est qu'elle est indépendante du débit massique ce qui permet de la généraliser à d'autres grandeurs du débit massique. Cette courbe peut constituer une cartographie pour toute la famille de compresseurs similaires au compresseur qui fait l'objet de notre étude à condition qu'ils opèrent dans les plages de variation du rapport de compression.

**C- Courbe caractéristique  $\Psi = f(\varphi)$  :**



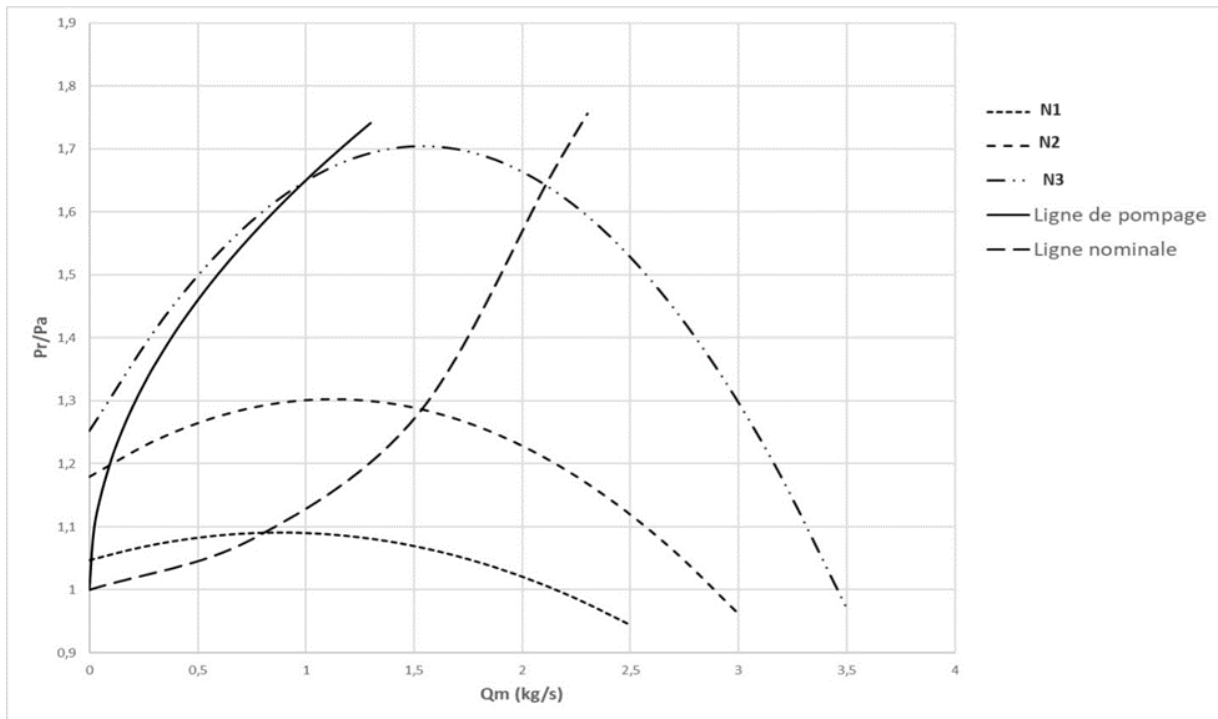
**Fig. III-4** : l'évolution de Coefficient de charge en fonction du coefficient de débit

Même pour cette courbe, l'allure est tout à fait normale comme mentionner dans la littérature. L'intérêt de cette courbe est plus large que la précédente puisqu'elle est indépendante et du débit massique et du rapport de compression ce qui permet de la généraliser à d'autres grandeurs du débit massique et du rapport de compression.

Cette courbe peut constituer une cartographie plus spécifiée pour une large gamme de compresseurs similaires au compresseur qui fait l'objet de notre étude sans conditions techniques particulières sauf la similitude géométrique.

### III.3.2. Traçage de la ligne de pompage :

En respectant le critère de la ligne de pompage (Eq. II-23), on peut en tirer les points limites d'apparition de zone de pompage ou tout simplement la ligne limite qui sépare les deux zones de fonctionnement stable et instable pour chaque niveau de la vitesse de rotation.



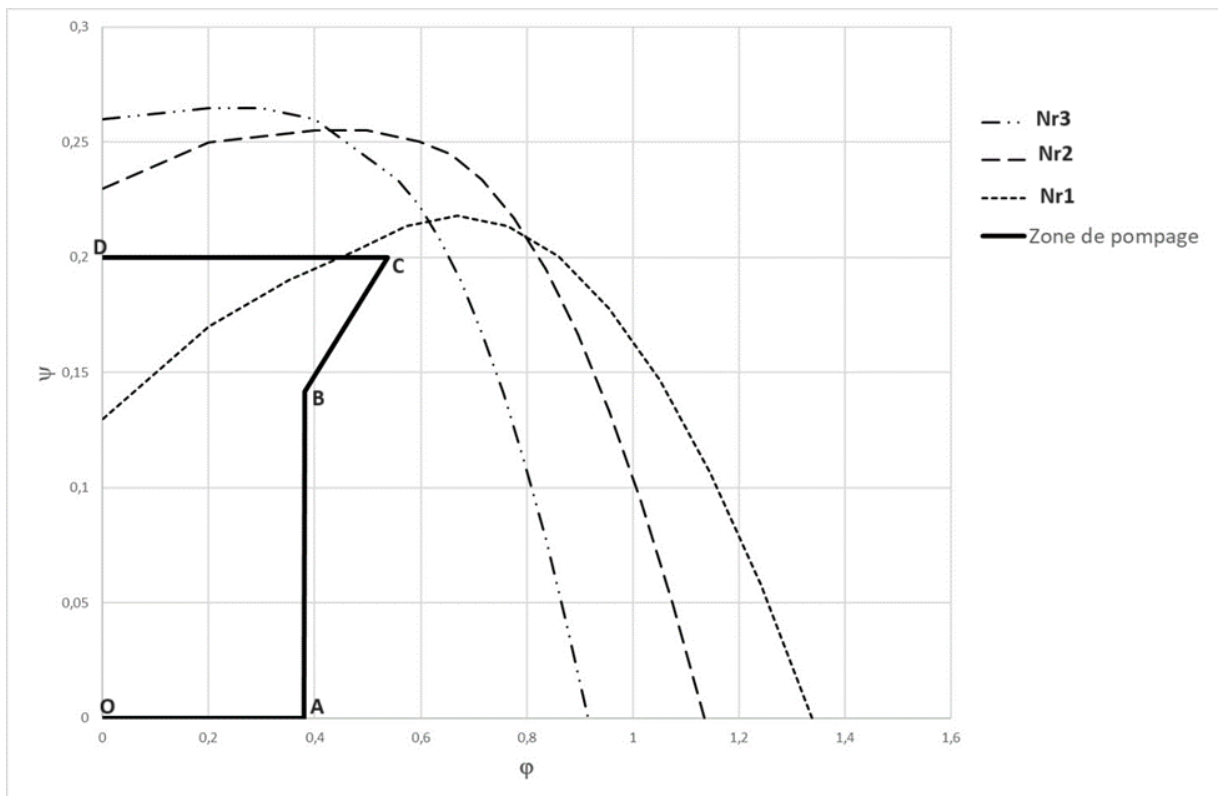
**Fig. III-5 :** Courbe caractéristique avec ligne nominale de rendement et ligne de pompage

La ligne construite est du type parabolique ayant une allure telle que décrite dans la littérature (Fig. III-5). Les points d'intersection entre les caractéristiques de différentes vitesses de rotation et la ligne de pompage constitue les coordonnées  $[Q_{ms}, (Pr/Pa)_s]$  de cette limite de pompage et sont rassemblés dans le tableau ci-dessous. Ces coordonnées permettent de calculer les autres paramètres du compresseur concernant ce point limite.

<b>N (tr/min)</b>	<b><math>Q_{m_s}</math> (kg/s)</b>	<b><math>(Pr/Pa)_s</math></b>	<b><math>\phi_s</math></b>	<b><math>\psi_s</math></b>	<b><math>Q_{mcs}</math></b>	<b>Marge</b>
<b>5000</b>	<b>0.02</b>	<b>1.09</b>	0,382	0,142	0,019	0,022 (2,2%)
<b>8000</b>	<b>0.1</b>	<b>1.2</b>	0,537	0,2	0,096	0,127 (12,7%)
<b>12000</b>	<b>1</b>	<b>1.65</b>	0,517	0,19	0,92	0,2 (20%)

Pour vérification de la situation de la ligne de pompage dans sa zone, on a procédé à la désignation du point nominal de chaque courbe caractéristique pour  $\eta_p = 0.9$  qui s'est

concrétisé par la construction de la ligne nominale qui montre clairement que les points de fonctionnement nominal sont éloignés de la zone instable et les marges sont respectées.



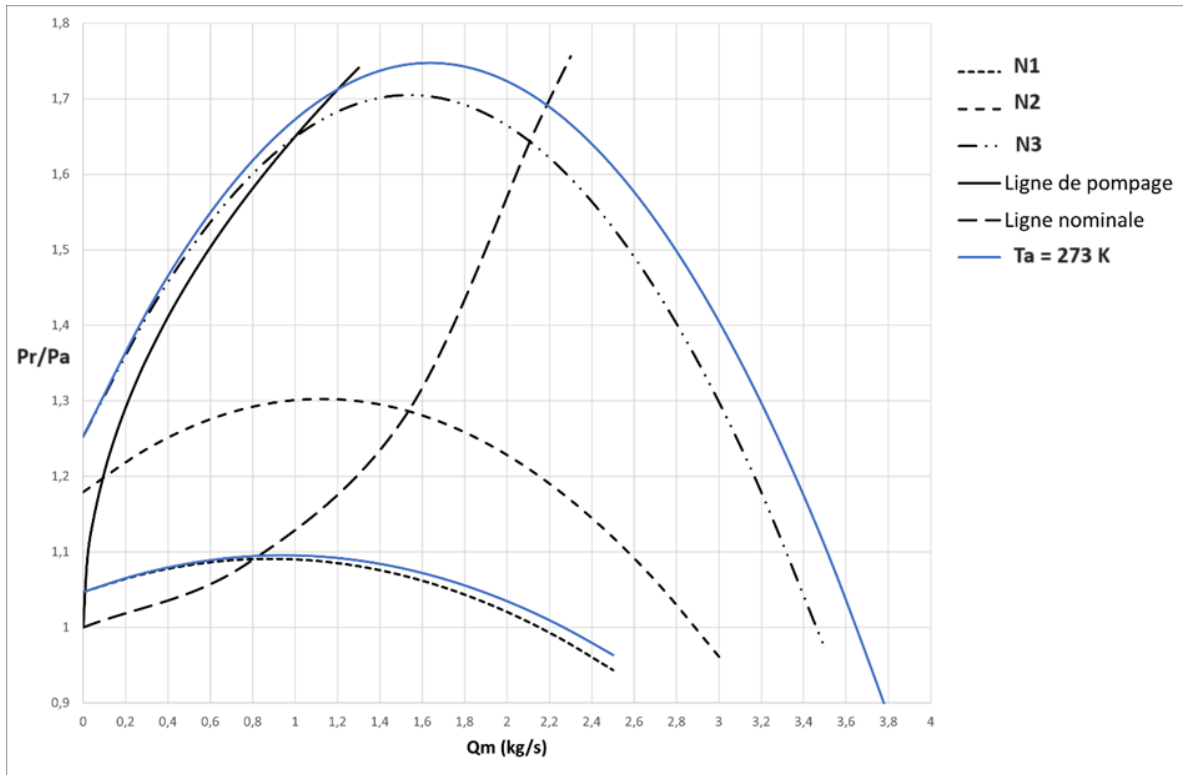
**Fig. III-6** : courbe de la zone instable et les marges sont respectées

La zone de pompage est délimitée par le polygone OABCD (frontière et intérieur). Dans cette courbe, on remarque que la zone de pompage s'est réduite à une petite partie de courbe globale. Cette courbe peut constituer une cartographie d'identification de toute la famille de compresseurs semblables à celui étudié.

Cette courbe montre aussi qu'on peut désigner des points de fonctionnement communs entre plusieurs régimes d'opérabilité du compresseur ; c'est le cas des intersections entre les trois courbes pour différentes vitesses réduites.

### III.3.3. Influence de quelques paramètres sur la ligne de pompage :

#### A- Influence de $T_a$ :



**Fig. III-7 :** Influence de la température d'admission  $T_a$ .

La variation de la température d'admission n'a pas un effet pour la vitesse de rotation de 5000 tr/min pour des faibles débits massiques ; l'effet commence à se manifester légèrement pour des grandes valeurs du débit massique.

Par ailleurs, l'influence est plus significative pour une grande vitesse de rotation (12000 tr/min).

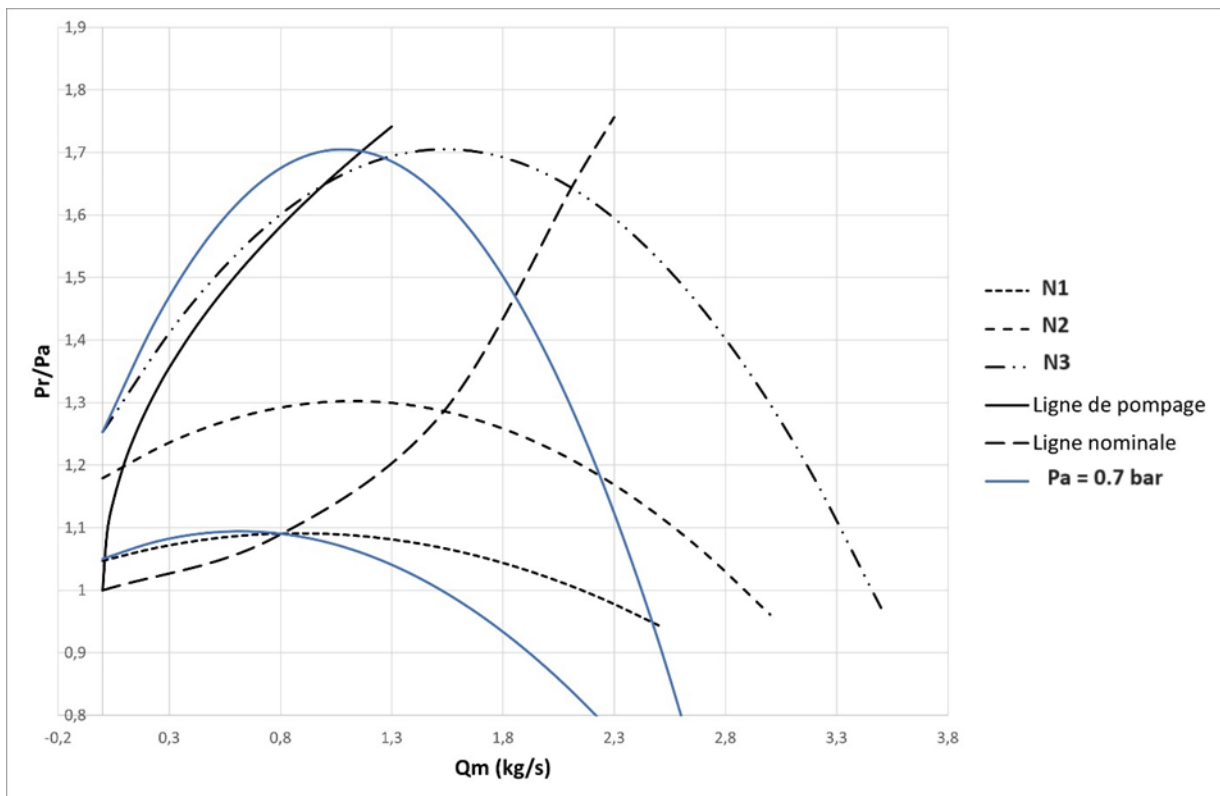
Ceci s'explique par le fait qu'on est toujours dans des conditions de températures normales de fonctionnement [273 – 288 K] ce qui n'a pas une grande influence sur le rapport de compression.

#### B- Influence de la pression d'admission :

A l'inverse de l'influence de la température d'entrée, la chute de la pression d'entrée provoque une chute considérable du rapport de compression et ce à partir d'une valeur



moyenne du débit massique (0.8 à 1 kg/s) et un déplacement important vers la zone de pompage qui est une zone instable.



**Fig. III-8 :** Influence de la pression d'admission.

La chute du rapport de compression est due à la diminution du travail polytropique qui est lui aussi dépendant du débit massique d'entrée ou plus particulièrement à la masse volumique d'entrée qui a diminué proportionnellement à la pression d'admission.

## Conclusion générale et recommandations

Au final, cette étude, nous a permis de tirer beaucoup d'enseignements et de conclusions, qui peuvent être résumés dans les points suivants :

- Tout d'abord, nous avons enrichis nos connaissances sur les différents types de compresseurs, leurs problèmes techniques et plus particulièrement sur les problèmes de décrochage qui ont attirés notre attention sur son importance dans le bon fonctionnement du compresseur et son impact sur la performance énergétique.
- Nous nous sommes familiarisés avec différents concepts et notions concernant le calcul des performances énergétiques des compresseurs.
- Concernant l'étude numérique que nous avons menés, nous pouvons dire qu'on peut avoir une idée approximative sur la cartographie ou les courbes caractéristiques de n'importe quel compresseur, y compris la ligne de décrochage, ce qui peut réduire les conditions d'expérimentation qui sont employées habituellement pour établir ces courbes car la démarche théorique que nous avons menée ne constitue pas et ne peut pas constituer jusque-là une feuille de route exacte pour s'en passer de la voie expérimentale et reste beaucoup à faire dans ce sens pour affiner les résultats théoriques avec ceux expérimentaux.
- Nous concluons aussi qu'il faut faire une grande attention au changement de la pression d'admission qui a montré une grande influence sur la cartographie et sur les performances énergétiques. Le changement de la température d'admission a un effet moins important que celui de la pression d'entrée.

A titre de recommandations, ce travail, pour avoir plus d'assurance à la démarche théorique en vue de l'établissement des courbes caractéristiques de fonctionnement des compresseurs dynamiques, a besoin d'une confrontation avec des courbes caractéristiques

réelles opérant sur le même compresseur ou la même famille de compresseurs et sous les mêmes conditions de fonctionnement. Ceci peut faire l'objet d'un travail de fin d'étude dans les années à venir.

Néanmoins, on peut toujours recourir à la démarche théorique pour tracer les courbes caractéristiques avec leurs lignes de décrochage sans expérimentation et pour identifier d'autres conditions de fonctionnement lorsque les conditions habituelles d'expérimentation sont insuffisantes.

## Bibliographie

[1] : Habis, Abdennour. *Étude énergétique d'un Compresseur centrifuge*. Cour de formation sur le compresseur centrifuge, SONATRACH. Dernière Révision: (30/04/2007)

[2] : Mir Dounia et Achweq Hadjri, « Etude énergétique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge d'air », Mémoire de fin d'études, Université Ain Témouchent- Belhadj Bouchaib. (2021)

[3] : HAMMADI ZINEB, « optimisation énergétique d'une unité de production d'air comprimé » Mémoire de master, Université Badji Mokhtar Annaba, Année (2019)

[4] : Ouhab Amirouche et Hakima Re kai. "Initiation au calcul du compresseur centrifuge de type BLC305/c, élaboration d'un plan de maintenance." Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, (2015).

[5] : (en ligne), <https://boowiki.info/art/compresseurs/compresseur-centrifuge.html> (consulté le 18/05/2024).

[6] : (en ligne), <https://mechanicalboost.com/axial-compressor-working-parts-and-applications>, (consulté le 19/05/2024).

[7] : Ben Amar, Issam. "Étude et conception d'un modèle numérique pour la simulation de l'hybridation pneumatique d'un moteur diesel par un moteur électrique." PhD thèse, Université du Québec à Rimouski, 2022.

[8] : A. Stein, S.Niazi, L.Sankar, "Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressor", Workshop on Goals and Technologies for Future Gas Turbines, Georgia Institute of Technology, USA, 2000.

[9] : S. Callot, "Analyse des Mécanismes Macroscopiques Produits par les Interactions Rotor/Stator dans les Turbomachines", Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, France, 2002.

## Bibliographiques

---

[10]: JL Fernandez – Blagnac Saint Exupéry - Cours compresseur axial, année 2019.

[11]: Jean-Marc PUGNET, Pompage des compresseurs: Dossier complet | Techniques de l'Ingénieur, 2018.

[12]: H. D. VO, "Role of tip clearance flow on axial compressors," Ph. D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA. 2001.