



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

ANIBI TAIMA

Theme

Etude énergétique du phénomène de pompage dans les compresseurs

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
ZERGANE Said	MCA	Président
MOUSSA M El Amine	MCB	Examinateur
BOUAOUINA Lalouani	MCB	Encadreur

Année Universitaire : 2023 / 2024

N° d'ordre : GM/...../2023

Dédicaces

J'ai la meilleure mère et le meilleur père du monde pour leur soutien et leur amour pour moi ; À mon cher mari qui m'a soutenu dans tous les moments difficiles, à ma fille Belkis, la bien-aimée de mon cœur, à mes sœurs Bouchra, que Dieu ait pitié d'elle, Hafsa et Ritaj, et à mon frère Amine qui était heureux de ma réussite. , à ma grand-mère Zaineb qui m'a souhaité tout le meilleur, à mon cher grand-père Mohammed et à mes tantes bien-aimées, à ma grand-mère om Hani, à mes tantes, oncles et toutes mes amies.

Résumé

Le pompage est la défaillance la plus dangereuse pour un compresseur ; est une instabilité aérodynamique d'ensemble du compresseur lors du fonctionnement à petit débit. Quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration par une vanne de recyclage, le compresseur trouve de nouvelles conditions de fonctionnement lui permettant de rétablir le débit dans la bonne direction, jusqu'à ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence.

Ce phénomène connu de l'origine des compresseurs se manifeste lorsque le débit d'aspiration de la machine descend au-dessous d'une certaine limite, pour une vitesse de rotation donnée.

Dans ce travail, nous avons présenté une étude approfondie sur le phénomène de pompage dans les compresseurs et ses protections.

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre-I Les Turbomachines à fluide compressible de compression	
I-1 Description générale des compresseurs	4
I-1-1 Définition	4
I-1-2 But de la compression	4
I-1-3 Classification des compresseurs.....	4
I-2 Les compresseurs volumétriques.....	5
I-3 Les turbocompresseurs	6
I-4 Organes constituants d'un compresseur	6
I-4-1 Le rotor.....	6
I-4-2 Le stator.....	6
I-5 Compresseur centrifuge.....	6
I-6 Compresseur axial	7
I-7 Comparatif des types de compresseurs.....	8
I-8 Domaine d'utilisation des compresseurs.....	8
I-9 Turbocompresseurs.....	9
I-10 Triangle des vitesses des machines axiales	10
I-11 Triangle des vitesses des machines centrifuges.....	12
I-12 Etude énergétique des turbocompresseurs.....	12
I-13 Degré de réaction.....	14
I-14 Rendement d'un compresseur	17
I-15 Rendement isentropique	17
I-16 Rendement poly tropique.....	18
I-17 Caractéristiques d'un système de compression	19
I-18 Conclusion	20

II- Instabilité aérodynamique et phénomène de pompage dans les compresseurs

II-1 Approche aérodynamique pour des profils d'aubes	22
II-2 Généralités sur le phénomène de décrochage	22
II-2-1 Ecoulement et répartition des pressions autour d'un profil d'aile	22
II-2-2 Les principaux efforts aérodynamiques	23
II-2-3 Coefficients aérodynamiques globaux	24
II-3 Finesse et angle de perte	24
II-4 Paramètres géométriques d'une grille d'aube	25
II-5 Influence de la géométrie des aubes sur les performances d'un compresseur	25
II-6 Approche aérodynamique pour un étage de compresseur	26
II-7 Décrochage tournant	26
II-8 Pompage du compresseur	27
II-9 Définition	28
II-10 courbe de rendement et puissance:	28
II-11 Courbes caractéristiques et phénomènes dans les compresseurs	29
II-12 Point de fonctionnement du compresseur	30
II-13 Stabilité du point de fonctionnement	31
II-14 Type de pompage	32
II-14-1 Pompage classique	32
II-14-2 Pompage profond	32
II-14-3 Pompage modifié	33
II-15 Dangers et remède du phénomène	33
II-16 Conclusion	34
III- Contrôle et système anti pompage :	
III-1 Définition L'anti pompage	36
III-2 Types de systèmes anti pompage	36
III-2-1 Action tout ou rien	36
III-2-2 SYSTÈME ASSERVI	37

III-3 Boucle de régulation anti pompage.....	37
III-4 Loi de commande anti-pompage	38
III-5 Fonctionnement de la boucle : $K = \frac{h_1}{\Delta P}$	41
III-5-1 Avantage	41
III-5-2 Inconvénient	41
III-6 le système de contrôle dans la compresseur	42
III-6-1 -Représentation de la ligne et la marge de pompage	42
III-7 Limite de protection anti-pompage	43
III-8 influence de la température.....	44
III-9 influence de la nature du gaz	44
III-10 Vérification de la protection anti pompage d'Ouargla.....	44
III-10-1 Caractéristiques de l'anti pompage de M'sila	45
III-10-2 synoptique de la centrale d'OUARAGLA	45
III-10-3 la turbines à gaz	46
III-10-4 Régulation de charge dans un compresseur.....	47
III-10-5 Résultats et discussion de l'essai de la turbine à gaz d'OUARAGLA	49
III-10-5-1 Caractéristiques du système de contrôle anti pompage	49
III-10-5-2 Résultats graphiques et numériques de l'essai du compresseur	50
III-10-5-3 Résultats graphiques et numériques du 1 ^{er} étage du compresseur.....	52
III-10-5-4 Résultats graphiques et numériques du 2 ^{ème} étage du compresseur	54
III-10-5-5 Résultats graphiques et numériques du 3 ^{ème} étage du compresseur	56
III-11 Conclusion	58
Conclusion générale.....	60
BIBLIOGRAPHIE.....	61.

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 : Classification des compresseurs

Figure I-2 : les différents types des compresseurs volumétriques

Figure I-3 : Compresseur centrifuge

Figure I-4 : Compresseur dynamique axial

Figure I-5 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial

Figure I-6 : Evolution du débit en fonction de la pression pour les différents types de compresseurs

Figure I-7 : Triangle de vitesses

Figure I-8 : Triangle de vitesses des machines axiales

Figure I-9 : Machine axiale

Figure I-10 : Représentation polaire des Triangles de vitesse

Figure I-11 : Triangle des vitesses absolues et relatives

Figure I-12 : les états thermodynamiques dans un compresseur centrifuge

Figure I-13 : Etage avec degré de réaction égale à zéro

Figure I-14 : Etage avec degré de réaction égale à 0,5

Figure I-15 : Etage avec degré de réaction égale à 1

Figure I-16 : Diagramme entropique d'une compression de P1 à P2

Figure I-17 : Diagramme d'une compression de poly tropique

Figure I-18 : Courbes d'iso rendement d'un compresseur

Figure II-1 : Écoulement attaché et décollé

Figure II-2 Décomposition de la résultante

Figure II-3 Ecoulement autour d'une aube

Figure II-4 Coefficient de portance et de traînée en fonction de l'angle d'incidence pour un profil d'aile de type NACA 44112

Figure II-5 Paramètres géométriques d'une grille d'aubes

Figure II-6 Schéma simplifié du mécanisme de formation du décrochage tournant

Figure II-7 Mesure d'un déclenchement de pompage à la sortie de compresseur

Figure II-8 Représentation simple d'un système de compression

Figure II-9 Champ compresseur type, d'après Baines (2005)

Figure II-10 Courbes caractéristiques des compresseurs

Figure II-11 Décollement tournant

Figure II-12 Blocage sonique

Figure II-13 Point de fonctionnement d'un compresseur

Figure II-14 point de fonctionnement

Figure II-15 Représentation d'un cycle de pompage Classique

Figure II-16 Cycle de pompage sur la caractéristique compresseur

Figure III-1 protection d'anti pompage par action tout ou rien

Figure III-2 protection anti pompage par système asservi

Figure III-3 Système anti-pompage

Figure III-4 Réalisant la fonction $K = \frac{h_1}{\Delta P}$

Figure III-5 schéma typique

Figure III-6 schéma de régulation sans le coefficient multiplicatif

Figure III-7 schéma de régulation avec un coefficient multiplicatif

Figure III-8 Trois représentations de la ligne et la marge de pompage.

Figure III-9 courbe de protection anti pompage

Figure III-10 Anti pompage de M'sila

Figure III-11 Les points de fonctionnement

Figure III-12 les turbines à gaz de Ouargla

Figure III-13 Régulation de charge dans compresseur d'Ouargla

Figure III-14 Principe de régulation et contrôle de charge d'un compresseur LD

Figure III-15 système de contrôle anti pompage

Figure III-16 Synoptique du contrôle d'un compresseur

Figure III-17 Synoptique du contrôle du 1^{er} étage du compresseur

Figure III-18 Synoptique du contrôle du 2^{er} étage du compresseur

Figure III-19 Synoptique du contrôle du 3^{er} étage du compresseur

Liste des tableaux

Tableau I-1 : Comparatif des types de compresseurs

Tableau I-2 : puissance et rendements des machines à fluide compressible

Tableau III-1 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz

Tableau III-2 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz (1^{er} étage)

Tableau III-3 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz (2^{er} étage)

Tableau III-4 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz (3^{er} étage)

Nomenclature

V : vitesse absolue

W : vitesse relative

U : la vitesse d'entraînement

A : L'angle d'attaque

β : L'angle d'écoulement

θ : L'angle de déflexion

h : Enthalpie statique

R : Degré de réaction

S : Entropie

P : Pression

D : une force de traînée

L : une force de portance

CL : coefficient de portance

CD : Le coefficient de traînée

ϕ : L'angle de cambrure

δ : L'angle de déviation

M : Le nombre de Mach

W1 ; W2: vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE:

Les compresseurs sont des turbomachines à fluide compressible caractérisées par le fait que la compression est obtenue par échange d'énergie dans le gaz mis en mouvement dans des rangées d'ailettes. Leur utilisation est très répandue et leur champ d'application s'étend de la propulsion aéronautique, automobile et spatiale à la récupération d'énergie, thermique ou nucléaire, en passant par la production de gaz comprimés, l'extraction du pétrole ou encore la ventilation.

Une bonne compréhension des écoulements dans ces machines est nécessaire à l'amélioration de leurs performances. En particulier, le débit de fluide à travers un compresseur est borné à faible valeur par des instabilités dangereuses et potentiellement destructrices comme le pompage et le décollement tournant, qui sont des phénomènes redoutés des exploitants et des constructeurs. Le décrochage aérodynamique ne permet plus de pousser le gaz, l'inversion soudaine du débit s'apparente à un choc et ses conséquences mécaniques sont désastreuses.

Il est donc évident qu'il faudra que des moyens de protection soient installés sur les machines pour préserver leur intégrité et conserver leurs performances dans le temps. Le dimensionnement et le réglage de ces dispositifs dites « anti pompage » tient compte, bien sûr, de la performance aérodynamique du compresseur, des caractéristiques des réseaux amont et aval et de la nature du gaz, mais également du fait qu'ils doivent protéger la machine lors des régimes transitoires rapides.

Le présent travail a pour objectif de faire une synthèse des études faites dans le domaine du phénomène de pompage dans les compresseurs et les techniques de contrôle de ce phénomène afin de mieux connaître les mécanismes et le point d'apparition des instabilités qui est un enjeu de taille pour pouvoir améliorer les performances des turbomachines en toute sécurité. Dans le même sens de pouvoir vérifier si la centrale à gaz de Msila et celle de Ouargla fonctionnent en toute sécurité et le type de protection anti pompage adopté.

Dans le cadre de l'objectif cité ci-dessus, nous partagerons ce mémoire en trois chapitres en dehors de l'introduction générale et la conclusion générale:

- Le premier chapitre est consacré à la présentation des généralités énergétiques des compresseurs.
- Le deuxième chapitre décrit d'une façon détaillée le phénomène de pompage et les instabilités aérodynamiques dans les compresseurs.
- Le troisième chapitre est réservé à l'étude des systèmes anti pompage et leurs régulations ainsi les moyens de contrôles adoptés par la centrale de Msila et celle d'Ouargla contre ce phénomène.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale et des perspectives éventuelles pour la continuité de ce travail pour les prochains PFE.

I- Les Turbomachines à fluide compressible de compression

I-1 Description générale des compresseurs :

I-1-1 Définition :

Les compresseurs sont des dispositifs destinés à augmenter la pression des gaz, en particulier de l'air. [1]

I-1-2 But de la compression :

En général, la compression peut être nécessaire en raison d'une exigence technique de transfert d'un volume spécifique de gaz d'un système fonctionnant à une certaine pression à un autre fonctionnant à une pression plus élevée. [2]

Cette opération a pour but de :

- Faire circuler un gaz en circuit fermé.
- Fournir des circonstances (de pression) appropriées pour les réactions chimiques.
- Envoi d'un gaz par une canalisation depuis la zone de production jusqu'à l'utilisateur.
- Obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- Récupérer le gaz (via des unités d'injection ou d'autres méthodes).

I-1-3 Classification des compresseurs :

Les compresseurs peuvent être classés en fonction d'un certain nombre de facteurs Selon : le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique) ; le mouvement d'objets mobiles (linéaire, rotatif) ; les compresseurs d'air et de gaz ; les compresseurs d'eau.

D'une manière générale Et représenté sur (figure I.1), il existe deux grandes familles de compresseurs les turbocompresseurs et les compresseurs volumineux. Dans le premier, l'élévation de pression est obtenue en réduisant mécaniquement un volume donné de gaz, Dans les secondes qui suivent, la pression est augmentée en convertissant en continu l'énergie mécanique transmise au gaz en énergie de pression résultant de l'évaporation autour des aubages dans la roue.

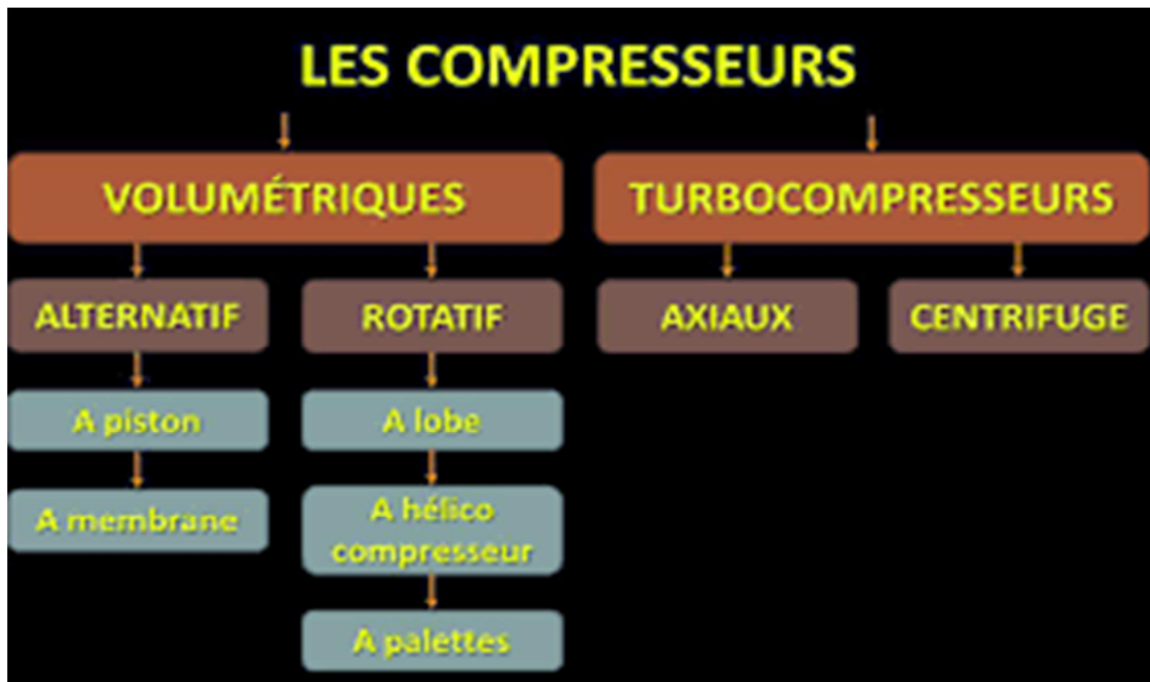


Figure I-1 : Classification des compresseurs [2]

I-2 Les compresseurs volumétriques :

Le compresseur pneumatique volumétrique, dispositif mécanique indépendant fréquemment entraîné par une chaîne, a pour but de comprimer et d'injecter de l'air. N'étant pas lié à la quantité de gaz d'échappement, il ne dépend pas d'un régime spécifique pour démarrer. Cependant, il est moins " rentable " qu'un turbo car son fonctionnement consomme beaucoup d'énergie et de puissance. De manière générale, il existe deux grandes familles de compresseurs volumétriques voir (figure I.2). [2]

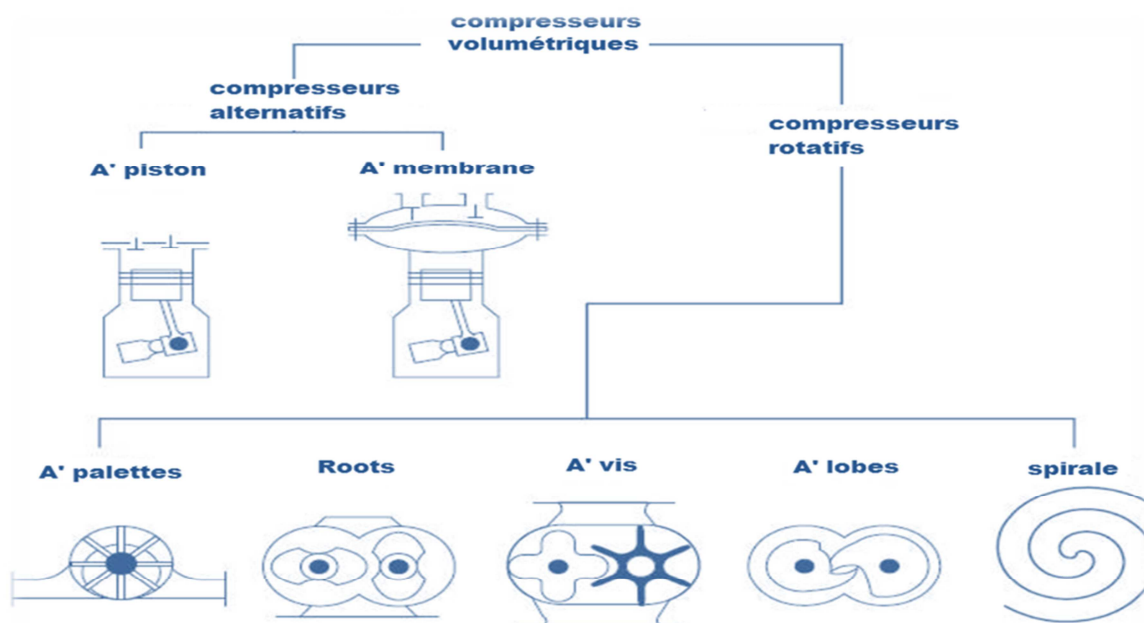


Figure I-2 : les différents types des compresseurs volumétriques [3]

I-3 Les turbocompresseurs :

Un turbocompresseur (dit « turbo », en langage courant) est l'un des trois principaux systèmes connus de suralimentation généralement employés sur les moteurs à combustion et explosion (essence ou diesel), destinés à augmenter la puissance volumique, les deux autres étant le compresseur mécanique et l'injection gazeuse.

Le rôle du turbocompresseur est d'augmenter le taux de dioxygène (O₂) dans chaque cylindre en comprimant l'air d'admission. [4]

I-4 Organes constituants d'un compresseur :

I-4-1 Le rotor :

Son Rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement. L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages. Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc équivalence entre le travail l'échange d'énergie.

I-4-2 Le stator :

En convertissant une partie de son énergie mécanique en pression statique, il joue le rôle de corriger le flux dans le sens qu'il avait avant de s'approcher du sol. Il existe une force fluide agissant sur les essieux qui est liée à la déviation d'évaporation qui est présente pour la roue mobile. Cependant, comme la tarière est fixe, le point d'application de la force ne bouge pas. Il n'y a donc ni travail ni échange d'énergie.

I-5 Compresseur centrifuge :

Ce type de compresseur est largement utilisé dans le raffinage et les industries chimiques et pétrochimiques car il est compact, à une large plage de fonctionnement et peut développer une puissance importante par rapport à sa taille sans provoquer de pulsations de pression au niveau des tuyauteries. Ces caractéristiques permettent des installations dans ces domaines. Ils sont particulièrement appréciés pour leur fiabilité car, du moins par conception, ces machines ne produisent aucun frottement métal sur métal. L'intervalle moyen entre les visites d'entretien se situe entre trois et cinq ans un exemple de compresseur centrifuge multi étage est montré Et représenté sur la Figure (I-3). [5]



Figure I-3 : Compresseur centrifuge [6]

I-6 Compresseur axial :

Ce type particulier de compresseur a un rendement élevé et peut supporter une dette plus importante, mais il a un mauvais rapport mécanique par étage. Il est composé de plusieurs étages. Chaque étage est composé d'une partie fixe et d'une partie mobile (rotor) (stator). Le rotor est constitué d'un empilage de disque avec des ailettes (les aubes) fixées sur les bords extérieurs Comme le montre la figure I-4

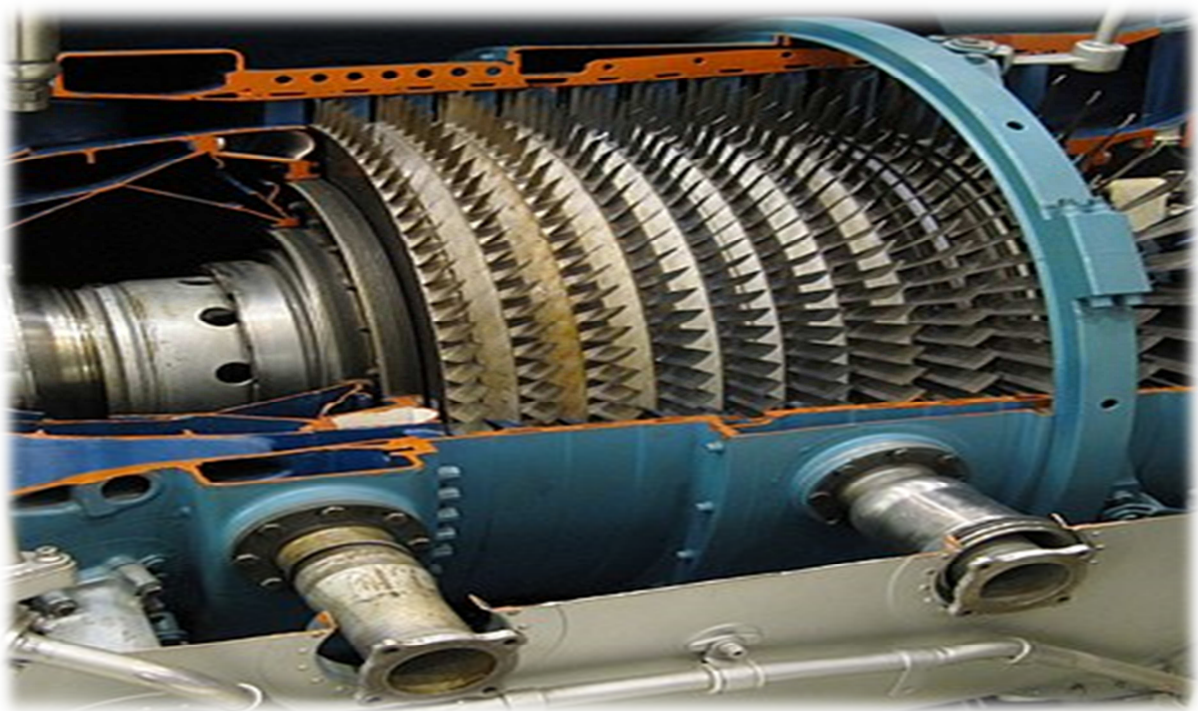


Figure I-4 : Compresseur dynamique axial

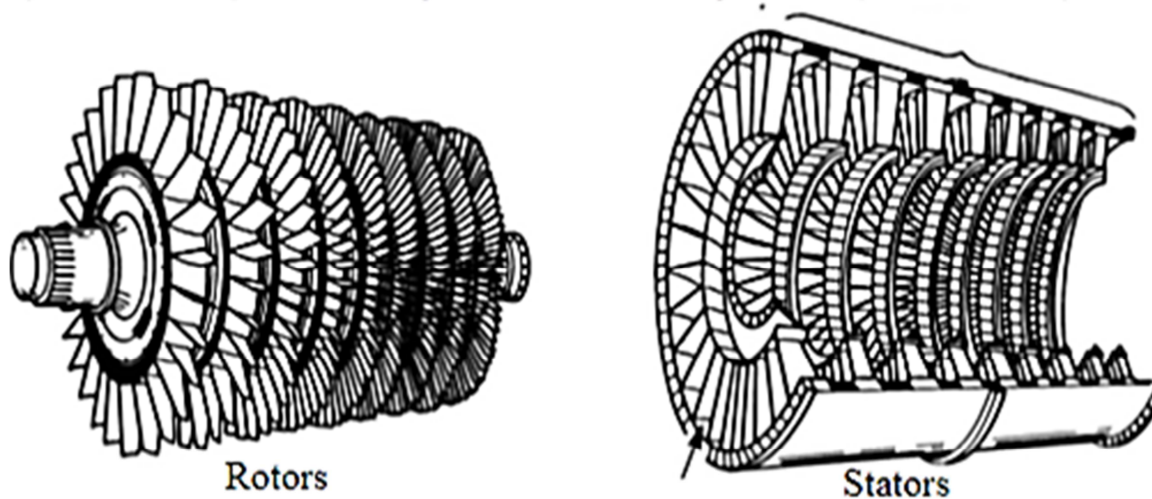


Figure I-5 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial [7]

I-7 Comparatif des types de compresseurs :

Ils sont représentés dans le tableau I-1 suivant ; nous comparons les types de compresseurs.

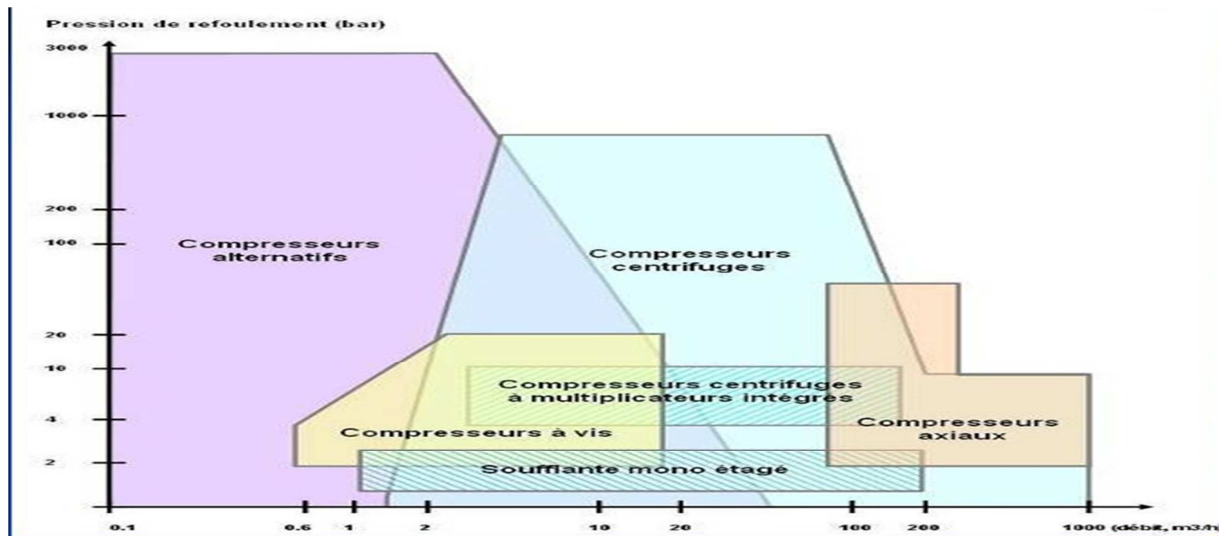
	Mouvement linéaire	Mouvement rotatif	Débit	Pression	Rendement
Compresseurs à piston	*		faible à moyen	basse à très élevée	très bon
Compresseurs à membrane	*		faible à très faible	basse à très élevée	très bon
Compresseurs à vis		*	faible à moyen	basse à moyenne	faible
Compresseurs type ROTS		*	faible	basse	faible
Compresseurs à palette		*	faible	basse	faible
Compresseurs centrifuge		*	moyen à important	Basse à élevée	bon à très bon
Compresseurs axiaux		*	Très important	basse	bon à très bon

Tableau I-1 : Comparatif des types de compresseurs [8]

I-8 Domaine d'utilisation des compresseurs :

Compresseurs à piston alternatifs. Peuvent générer de fortes pressions quel que soit le type de gaz, contrairement aux compresseurs dynamiques (type centrifuges ou axiaux). Ce sont les seules machines capables de produire des pressions supérieures à 1000 bars.

Ils sont spécialement conçus pour comprimer de petites quantités de gaz sous très haute pression. Les plages de fonctionnement des différents types de compresseurs sont présentées Ce qui est montré sur (figure I-6) [8].



I-6 : Evolution du débit en fonction de la pression pour les différents types de compresseurs [8]

I-9 Turbocompresseurs :

Le but principal d'un compresseur est de relâcher la pression du fluide qui le traverse en lui transférant de l'énergie par le mouvement des aubages. La plupart des systèmes de compression peuvent être divisés en deux groupes en fonction du sens du flux d'échappement à l'intérieur de la turbomachine. Le premier groupe est constitué de compresseurs axiaux, dont le sens primaire d'écoulement est parallèle à l'axe de rotation. La deuxième catégorie concerne les compresseurs ou appareils centrifuges où le flux est dirigé. Axial à l'entrée du sol et radial vers l'extérieur. Le sens de l'écoulement est représenté à l'aide du triangle des vitesses pour simplifier la description de l'écoulement dans chacune des différentes roues Ce qui est montré sur (figure (I.7)). Par conséquent, la vectrice vitesse dans le repère absolu V peut être décomposée en [8].

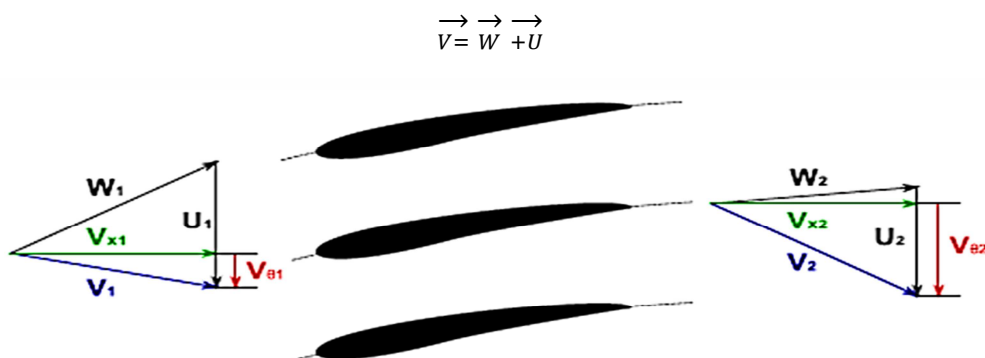


Figure I-7 : Triangle de vitesses [8]

I-10 Triangle des vitesses des machines axiales :

Le fluide a une vitesse absolue V_1 au sommet d'un étage (section 1) identique à la vitesse absolue V_3 de l'étage inférieur. Soutenir vectoriellement la vitesse Lors de l'entrée du rotor, on obtient la vitesse relative W_1 grâce à l'entraînement u . L'angle que fait cette vitesse relative avec la tangente au squelette du rotor doit être suffisamment contraint pour éviter la rupture du fluide Comme mentionné sur la figure (I-8). [2]

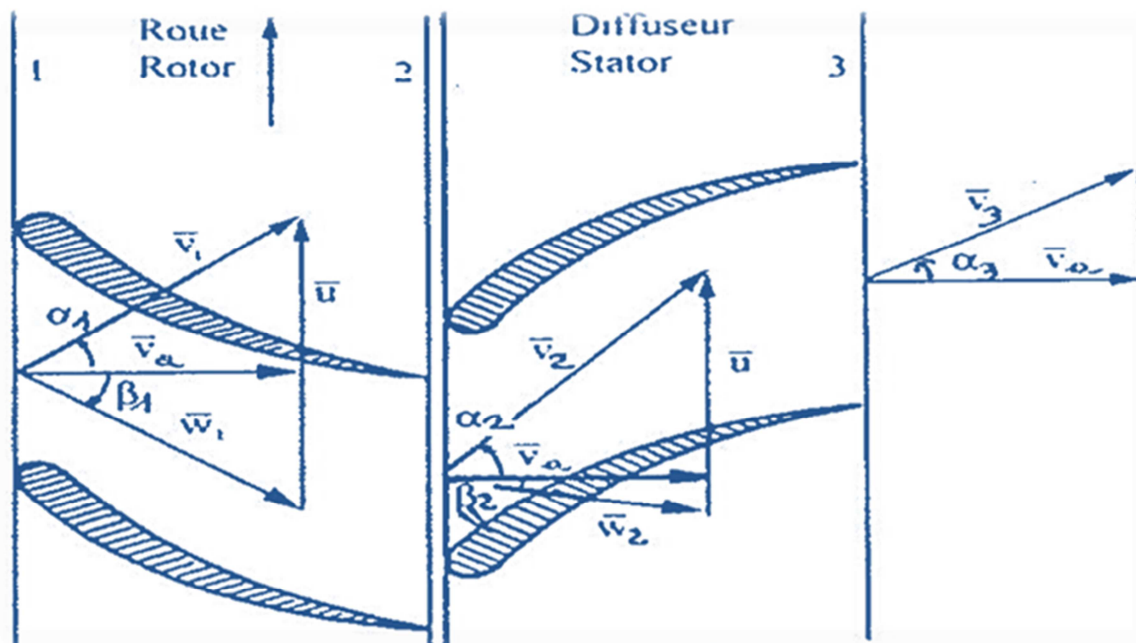


Figure I-8 : Triangle des vitesses des machines axiales [2]

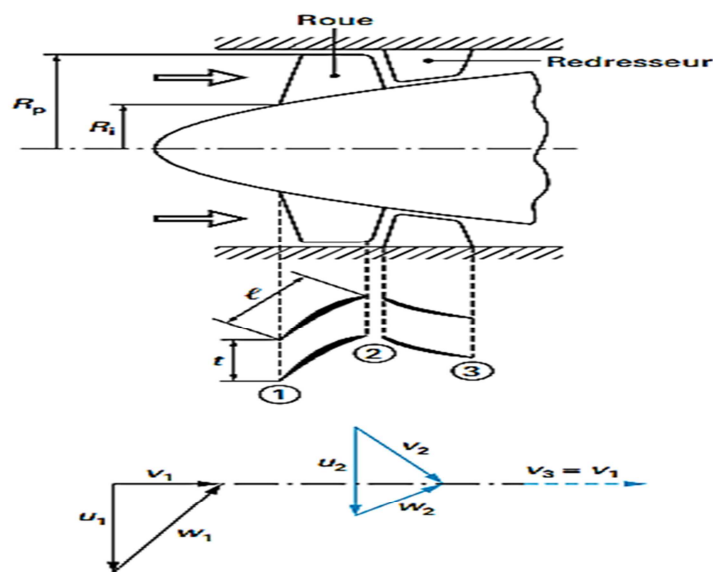


Figure I-9 : Machine axiale [9]

Lorsque la pression du fluide augmente à travers le rotor, la vitesse relative doit changer dans la direction axiale même si, compte tenu de la composante axiale de la vitesse, $W_2 > W_1$. L'application de l'équation de l'énergie cinétique dans un espace connexe permet de :

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = -\frac{\Delta P_R}{\rho}$$

Si W_2 est connu, la sommation peut être utilisée pour déterminer la vitesse V_2 absolue à la sortie du rotor.

Vectorielle des vitesses liées et d'entraînement. Une partie de l'énergie mécanique liée à la vitesse V_2 est convertie en énergie de traction par le stator. Par conséquent, la vectrice vitesse doit être modifiée par les aubes dans la direction axiale pour la même raison que pour le rotor. L'équation ci-dessous montre clairement que lorsque la pression augmente, la vitesse doit diminuer : $\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = -\frac{\Delta P_S}{\rho} - w_{if}$ (I-2)

La vitesse absolue en sortie d'étage peut être déterminée en sélectionnant la forme de l'aubage stators. Comme déjà dit dans les hypothèses. On veillera à ce que cette vitesse V_3 soit égale à la vitesse absolue d'entrée V_1 , tant en grandeur qu'en direction.

Si vous le souhaitez, nous reconnaissons toujours : $V_3 = V_1$ et $\alpha_3 = \alpha_1$

On peut tirer des conclusions de ce qui précède la représentation polarisée des triangles de vitesse Comme mentionné sur (Figure (I.10)). Ensuite, nous ferons fréquemment référence à ce type de représentation.

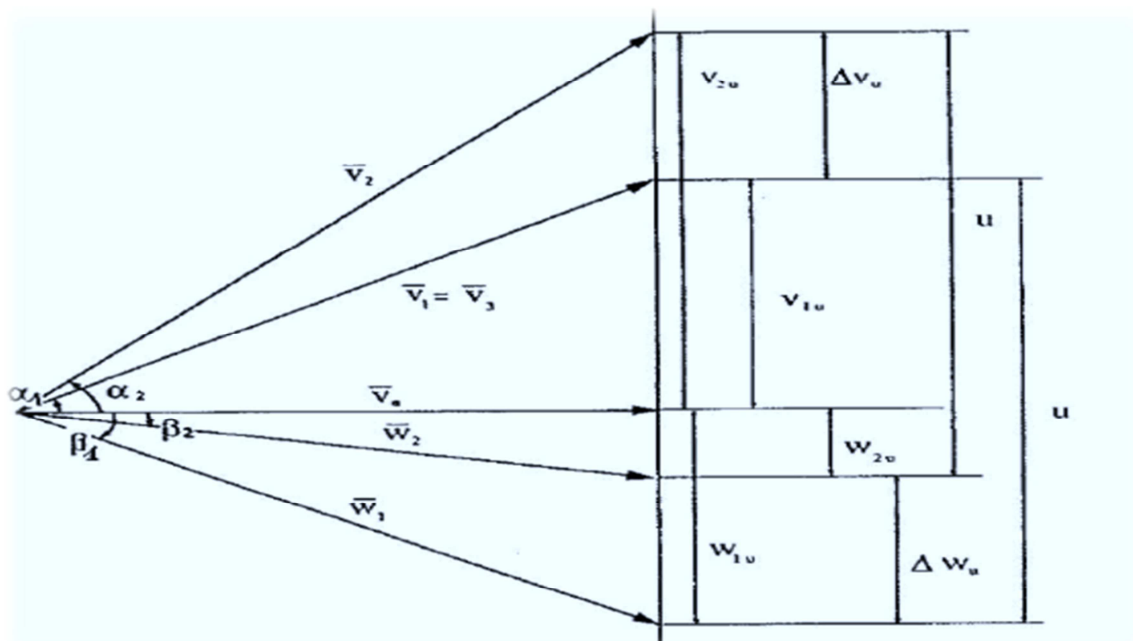


Figure I-10 : Représentation polaire des Triangles de vitesse [2]

I-11 Triangle des vitesses des machines centrifuges :

L'écoulement entre les aubes de la pompe peut s'exprimer en vitesses absolues dans un repère lié aux parties fixes de la machine ou en vitesses relatives dans un repère lié aux parties tournantes de la machine (axe impulsion φ la relation entre ces vitesses est simplement :

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

Où v est la vitesse absolue et u la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant w est alors la vitesse relative par rapport aux parties tournantes agissant d'un mouvement de rotation pure. La vitesse d'entraînement est tangentielle dans le sens de rotation et vaut $\|u\| = \omega R$ ou R est la distance de la particule considérée par rapport à l'axe de rotation et ω la vitesse angulaire de rotation. Ce qui est montré sur la figure (I-11)

Ces vitesses étant dans un même plan on peut les visualiser à l'aide d'un triangle des vitesses la projection sur u fait apparaître les vitesses tangentielles ou ortho radiales (V_u , W_u) et méridiennes (radiales) $\vec{V}_m = \vec{W}_m$

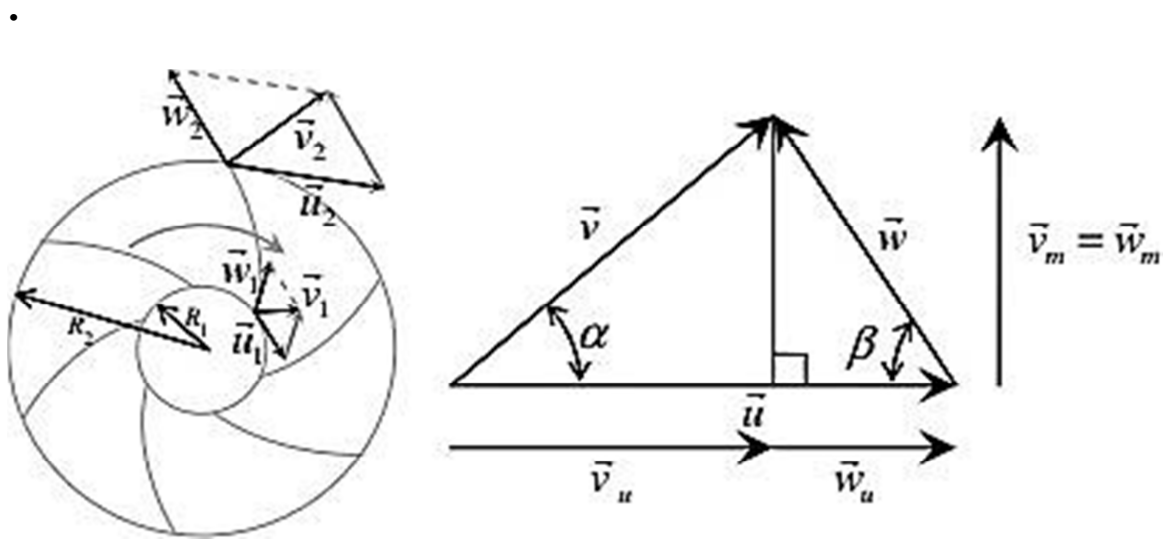


Figure I-11 : Triangle des vitesses absolues et relatives [10]

I-12 Etude énergétique des turbocompresseurs :

a) l'équation Euler pour turbomachines est :

$$W_s = h_{03} - h_{01} = U_2 V_{u2} - U_1 U_{u1}$$

Et le travail idéal est

$$W_s = h_{03ss} - h_{01}$$

Les states pour le processus de compression sont montrés dans le diagramme de Molliere à la figure 12.

Avec de $\eta_{tt} = w_s/w$ ces équations, il s'ensuit que

$$\left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 1 + \frac{\gamma-1}{\gamma RT_{01}} \eta_{tt} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad (I-3)$$

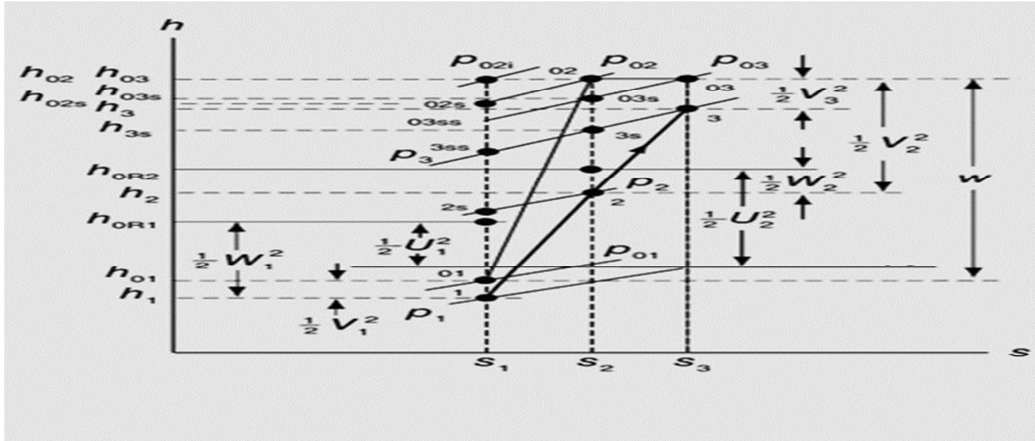


Figure I-12 : les états thermodynamiques dans un compresseur centrifuge

Lorsque la vitesse d'entrée est axiale et donc faible, l'enthalpie de stagnation h_{01} n'est que légèrement plus grande que h_1 .

Est montré à la figure 12, ainsi que les grandeurs des différentes énergies cinétiques. En particulier, la vitesse de lame u_1 est plus petite que U_2 , et la vitesse relative se diffuse à travers le rotor de sorte que $W_1 < W_2$.

L'efficacité du rotor est donnée par :

$$\eta_R = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (I-4)$$

La température de stagnation T_{02} peut être calculée à partir d'Eq. (I-2) et la pression de stagnation P_{02} peut alors être déterminée à partir de :

$$p_{02} = p_{01} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$$h_2 - h_{2s} = \frac{1}{2} \zeta_R W_2^2$$

Est lié à f par l'équation

$$\zeta_R = f \left(\frac{W_1^2}{W_2^2} - 1 \right)$$

$$\eta_R = 1 - \zeta_R \frac{(1 - 2\psi + \psi^2 \sin^2 \alpha_2)}{2\psi}$$

I-13 Degré de réaction :

La façon dont la montée en pression dans le plancher est répartie entre le rotor et le stator détermine ce paramètre crucial dans la conception d'un étage. Définie comme la relation entre l'augmentation de l'énergie statique traversant le Rotor et la variation globale d'enthalpie sur tout le plancher.

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{t3} - h_{t1}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (I-5)$$

Nous établissons actuellement une équation pour le degré de réaction qui est directement liée au triangle de vitesse.

En utilisant l'équation d'énergie dans un conduit mobile et fixe, le numérateur et le dénominateur peuvent être exprimés comme suit : $h_2 - h_1 = -\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$

De sorte que :

$$R = \frac{-(w_2^2 - w_1^2)}{v_2^2 - v_1^2 - (w_2^2 - w_1^2)} \quad (I-6)$$

$$R = \frac{1}{u} \left(\frac{v_a \tan \beta_2}{2} + \frac{u}{2} - \frac{v_a \tan \alpha_1}{2} \right) \quad (I-7)$$

Si bien qu'avec : $\phi = \frac{v_a}{u}$ coefficient de l'écoulement

$$R = \frac{1}{2} + \phi \left(\frac{\tan \beta_2 - \tan \alpha_1}{2} \right)$$

Haut degré de réaction, l'augmentation de la pression rétorque est importante alors que l'augmentation de la pression statique est encore assez faible. Que l'augmentation de pression dans le stator est supérieure à celle dans le rotor. Nous allons le démontrer avec quelques exemples : [2]

➤ **Cas1-Etage avec degré de réaction égal à zéro (figure (I.13)) :**

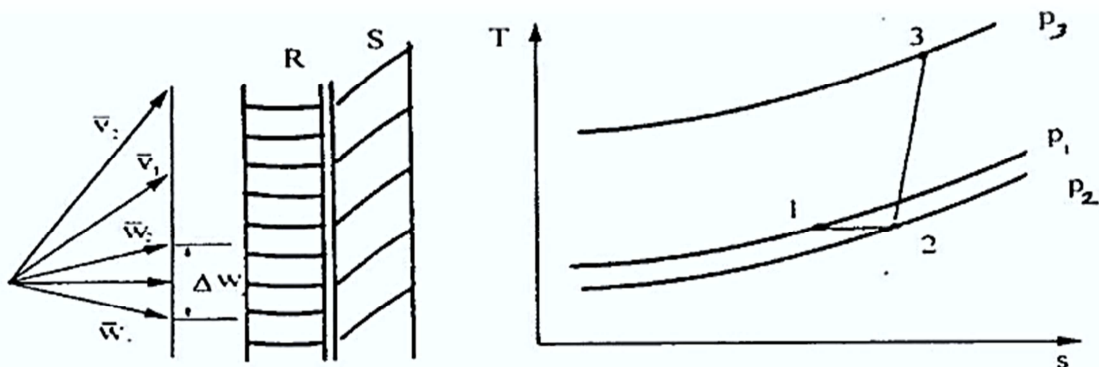


Figure I-13 : Etage avec degré de réaction égale à zéro

Dans ce cas, les vitesses relatives d'entrée et de sortie ont la même grandeur ($W_2 = W_1$) et sont placées symétriquement par rapport à la direction axiale. Dans la roue, à cause des pertes, la pression diminue. La température reste constante. Ceci peut être montré à l'aide des relations suivantes: $h_1 - h_2 = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = 0$

Le rôle de la roue consiste à élever l'énergie cinétique absolue ($V_2 > V_1$), qui sera alors partiellement transformée en énergie de pression.

a-R=0

➤ **Cas2-Etage avec degré de réaction égal à 0,5 (figure (I.14)) :**

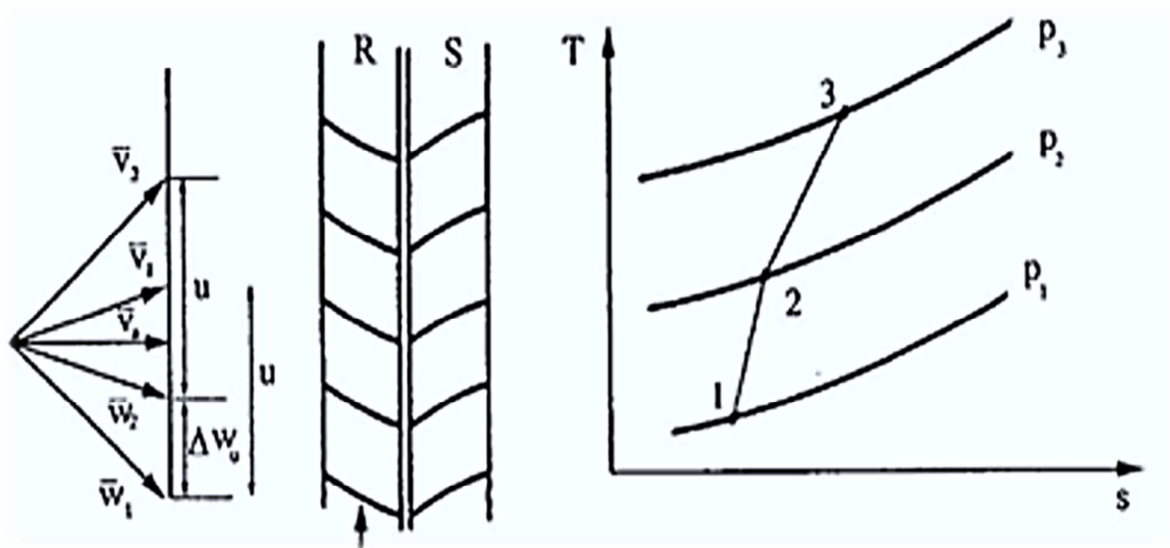


Figure I-14 : Etage avec degré de réaction égale à 0,5

$$W_{2U} + \frac{\Delta W_U}{2} = \frac{U}{2}$$

En suivant un miroir positionné sur la direction axiale, on observe que les triangles de vitesse que les triangles de vitesse se réfléchissent l'un l'autre. Les uns les autres. Cette caractéristique rend la fabrication des aubes plus simple. Par symétrie, les pertes dans les deux rangées d'aubes sont sensiblement les mêmes.

L'application de l'équation de l'énergie cinétique équation de l'énergie aux deux aux aubes rotatives et stationnaires démontre que l'augmentation de pression est essentiellement la même. Les aubes tournantes et stationnaires démontrent que l'augmentation de la pression est sensiblement la même.

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = -\frac{\Delta_{PR}}{\rho} - W_{if}''$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = -\frac{\Delta p_R}{\rho} - W_{if}''$$

Comme mentionné précédemment, le risque d'effondrement de la limite dû à un gradient de pression positif est bien plus grand pour les compresseurs que pour les turbines. Pour cette raison, l'augmentation de pression à un étage supérieur est généralement divisée à parts égales entre le rotor et le stator. Ceci explique pourquoi un degré de réaction de 0,5 est fréquemment utilisé pour la fibre de longueur d'onde moyenne [11].

B-R=0,5

➤ **Cas 3-Etage avec degré de réaction égal à 1 (figure I-15) :**

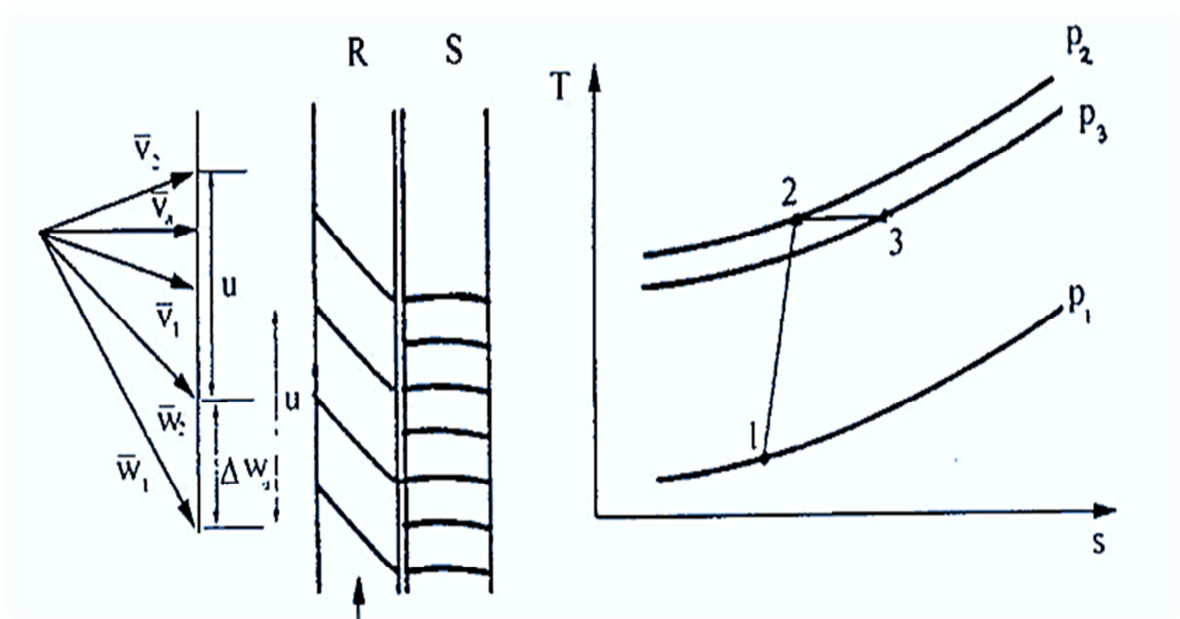


Figure I-15 : Etage avec degré de réaction égale à 1

$$W_{2u} + \frac{\Delta W_u}{2} = W_{2u} + \frac{\Delta V_u}{2} = u \quad (I-8)$$

La vitesse V_2 à l'entrée du stator est égale en grandeur à la vitesse V_3 à la sortie. Il s'en suit que les températures d'entrée et de sortie du stator sont les mêmes et qu'il se produit une légère chute de pression due aux pertes :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = h_2 - h_3$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = -\frac{\Delta p_S}{\rho} - W_{if}''$$

Si bien que : $T_3 = T_2$

$\Delta p_S < 0$

C-R=1

I-14 Rendement d'un compresseur :

Le compresseur est dessiné pour un point de fonctionnement nominal caractérisé par un taux de compression Π , son rendement η et le débit massique correspondant :

$$\Pi = \frac{P_{t_{out}}}{P_{t_{in}}} \quad \eta = \frac{\text{travail idéal}}{\text{travail fourni}}$$

Il existe d'autres concepts de productivité, notamment la productivité isentropique et poly tropique. [12]

I-15 Rendement isentropique :

Une transformation isentropique est une transformation qui ne crée pas d'entropie. Le rendement isentropique permet de comparer la transformation réelle à la transformation isentropique vue comme idéale. Afin de calculer et interpréter ce rendement on utilise de diagrammes thermodynamiques (T, S) (dits entropiques) et (h, s) (dits enthalpies). En ordonnée on représente l'énergie du système, on peut donc y voir :

- Les transformations isentropiques : les droites verticales.
- Les transformations isothermes : les droites horizontales.
- Les transformations irréversibles ou $E_s > 0$.

Pour un tel diagramme, les isobares sont des courbes exponentielles croissantes se déduisant les unes des autres par translation. Sur une plage limitée de température,

$\Delta h = C_p(T) \Delta T \approx C_p \Delta T$. Les diagrammes (h, S) et (T, S) sont alors équivalents. Ce qui est montré sur (La figure (I.16)).montre un diagramme (T, S).

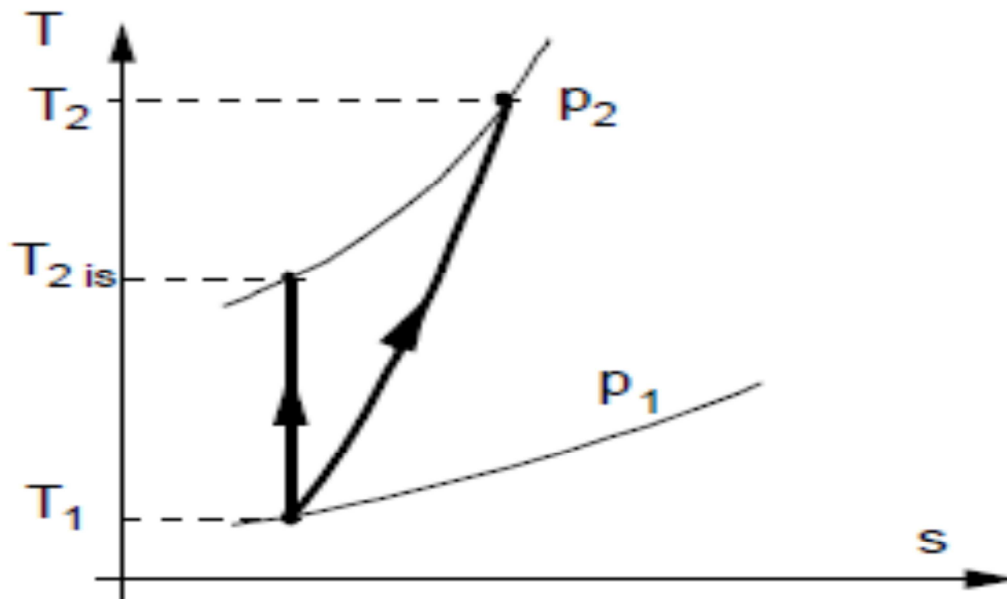


Figure I-16: Diagramme entropique d'une compression de P1 à P2 [12]

D'après cette figure (I-16) le travail utile se traduit par une différence de température : $T_{2is} - T_1$ alors que le travail réellement fourni a créé une différence de température valant $T_2 - T_1$. La loi de Laplace permet de relier le rendement isentropique à ces différences de températures :

$$\eta = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (I-9) [12]$$

I-16 Rendement poly tropique :

Une transition poly tropique est une transition dans laquelle la quantité totale de chaleur échangée est proportionnelle à la variation d'enthalpie :

$$\frac{dq - dw_d}{dh_0} = \beta$$

Où est une constante β le travail des forces dissipatives, c'est -à-dire le travail des forces qui n'entraîne rien de plus que le dégagement de chaleur. La relation suivante est obtenue en utilisant la loi des gaz parfaits et la relation de Mayer ($C_p - C_v = r$) on obtient la relation suivante : $\frac{P}{p^n} = \text{constante}$

n est appelé l'exposant poly tropique, il est constant tout au long de la transformation. Pour une transformation isotherme, $n = 1$ et pour une transformation adiabatique réversible $n = \gamma$. Lors d'une compression, les phénomènes dissipatifs créent de la chaleur et la transformation n'est plus une transformation adiabatique l'isotherme. Par conséquent, $n_c \geq \gamma$ pour une compression. Si l'on considère une compression de p_1 à p_2 et un élément infinitésimal de cette transformation compris entre p_i et $p_{i+1} = p_i + dp_i$ Ce qui est montré sur (figure(I.17)), le rendement isentropique de la transformation élémentaire est donné par : $\frac{h_{i+1} - h_i}{h_{i+1} - h_i} = \frac{dh_{is}}{dh}$

$$\text{Avec } dh_{is} = d w_{Tis} + dq = \frac{1}{\rho} dp$$

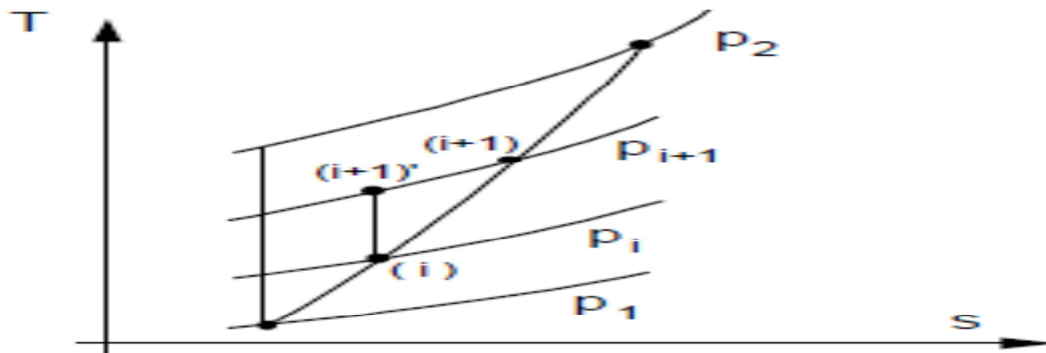


Figure I-17 : Diagramme d'une compression de poly tropique

On obtient alors le rendement poly tropique de cette transformation élémentaire : ce rendement est un rendement local. $\eta_{pc} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dh}$ Il existe des relations entre l'exposant poly tropique et le rendement poly tropique. Pour une compression, ces deux grandeurs sont liées par la relation : $(n-1)/n = (\gamma-1)/\gamma$ ou $1/\eta_{pc} = (\gamma-1)/\gamma$ (I-10) [12]

Le tableau ci-dessus résume les puissances et rendements pour les turbomachines de

Machines	puissance pour une compression idéale	puissance pour une compression réelle	Rendement
Compresseurs et soufflantes isothermes	$P = q_m^r T_{01} \ln \tau$	$P_{réelle}$	$= \frac{q_m^r T_{01} \ln \tau}{P_{réelle}}$
Ventilateurs	$P = q_v (p_{03} - p_{01})$	$P_{réelle}$	$= \frac{q_m (p_{03} - p_{01})}{\rho P_{réelle}}$
Compresseurs et soufflantes adiabatiques	$q_m C_p T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$	$= q_m C_p (T_{03} - T_{01})$	$T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$ $= \frac{T_{01} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{(T_{03} - T_{01})}$
			$\eta_{pot} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\ln \tau}{\ln T}$

Tableau I-2 : puissance et rendements des machines à fluide compressible

I-17 Caractéristiques d'un compresseur :

La courbe caractéristique de la compression d'une machine dynamique représentant la pression de refoulement (ou taux de compression) 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. [13]

Sur la courbe caractéristique, on trace le réseau des iso vitesses, sachant que chacune est graduée soit en puissance, soit en rendement. Les points de même rendement sont reliés entre eux pour former les courbes d'iso rendement qui sont représenté par la (Figure. I.18). Ces courbes sont données pour un gaz précis, mais aussi pour une pression P_1 et une température T_1 du gaz à l'aspiration

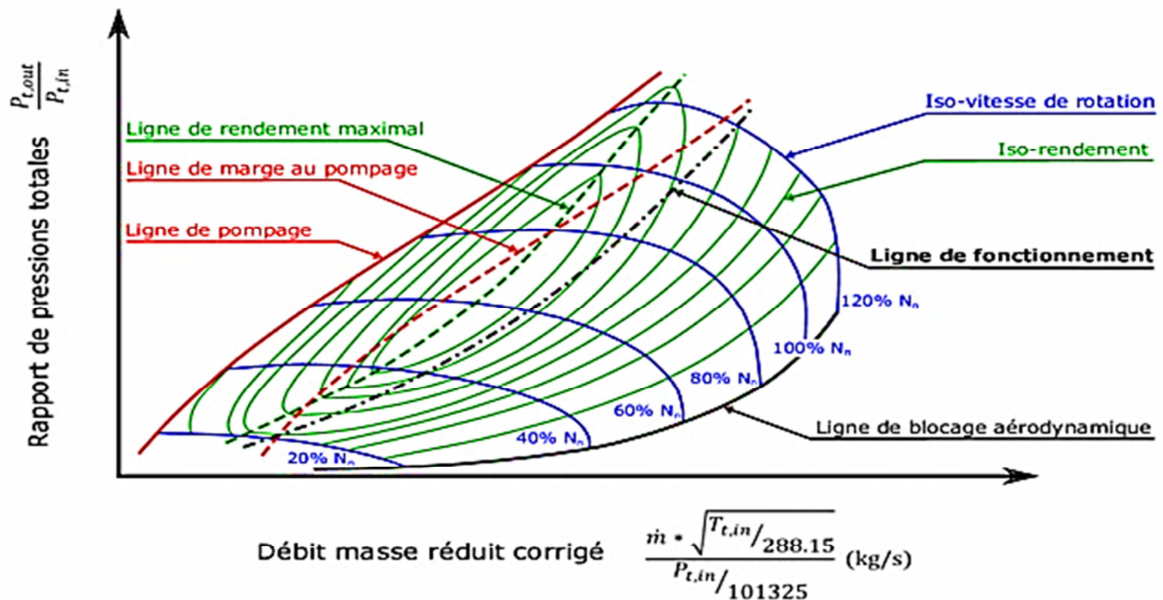


Figure I-18 : Courbes d'iso rendement d'un compresseur [13]

I-18 Conclusion

Les idées fondamentales rencontrées dans le domaine des turbomachines ainsi que les nombreux types de compresseurs et leurs domaines d'application sont exprimés dans ce chapitre.

Compresseurs dynamiques : axiaux et centrifugeurs utilisés dans le domaine industriel été l'objet d'un détail spécifique, et l'objectif principal d'un compresseur pour élever la pression du fluide a été atteint par la définition d'un étage et l'évaporation du fluide à travers celui-ci tout en recevant de l'énergie.

Nous avons pensé qu'il serait utile de discuter de certaines des principales considérations de conception pour un compresseur, telles que le degré de d'un étage le rendement et le point auquel un compresseur fonctionne.

II- Instabilité aérodynamique et phénomène de pompage dans les compresseurs :

II-1 Approche aérodynamique pour des profils d'aubes :

Une cascade est une rangée d'aubes géométriquement semblable disposée aux distances égales entre eux et alignée au sens d'écoulement, la rangée des aubes est installée sur une plaque tournante à l'extrémité d'un canal de soufflerie telle que l'angle d'incidence des aubes en ce qui concerne l'air d'approche peut être varié. Les traversées verticales entre les aubes successives peuvent qu'être effectué avec des prises de pression totale, et des mètres de lacet pour déterminer des angles de pertes de pression et de circulation d'air, est savent en tant que linéaire comme cascade linéaire et peuvent être imaginés comme rangée des ailettes de compresseurs déroulées du rotor. Le nombre d'aubes comportant la cascade doit être suffisant pour éliminer n'importe quel effet de la couche limite de mur de soufflerie, et des fentes d'aspiration (orifices) sont souvent laissées dans les murs de la conduite pour contrôler la couche limite.[14]

II-2 Généralités sur le phénomène de décrochage :

II-2-1 Ecoulement et répartition des pressions autour d'un profil d'aile:

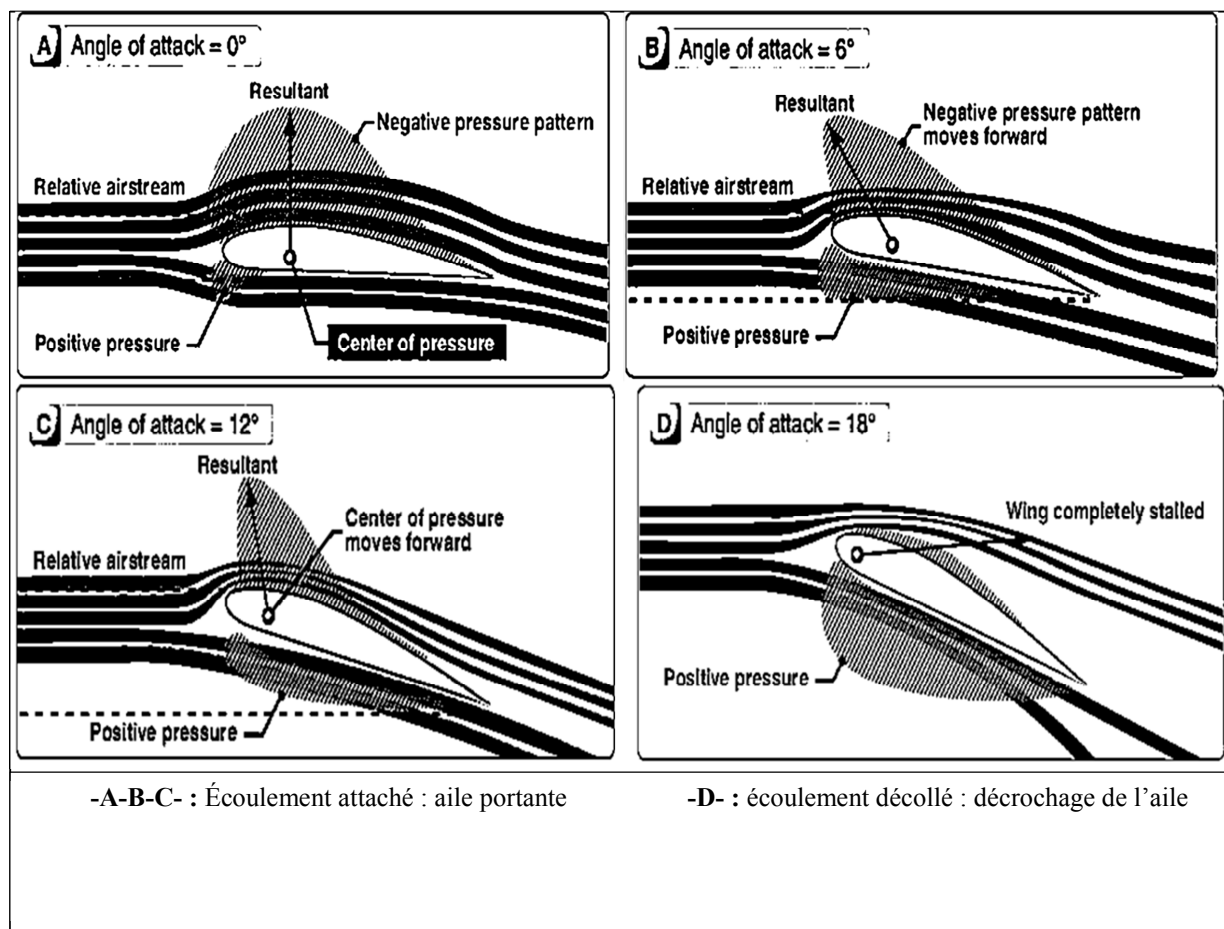
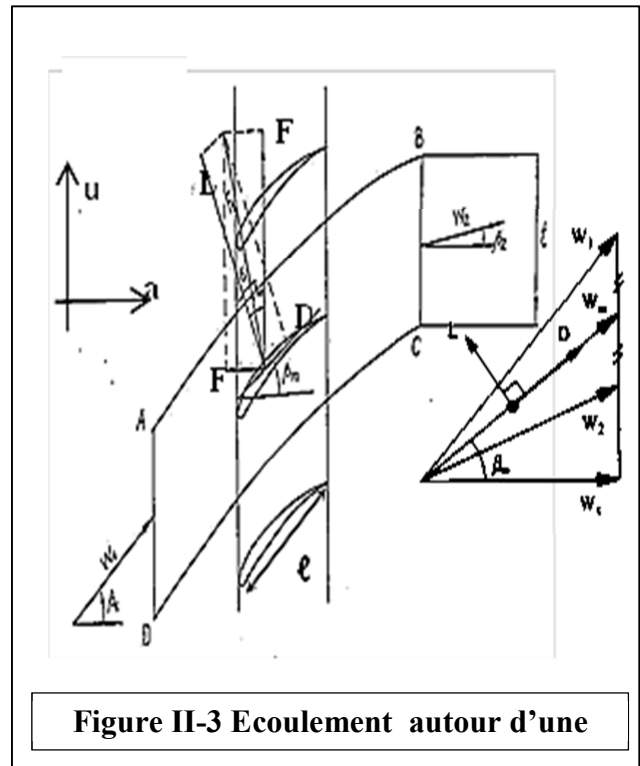
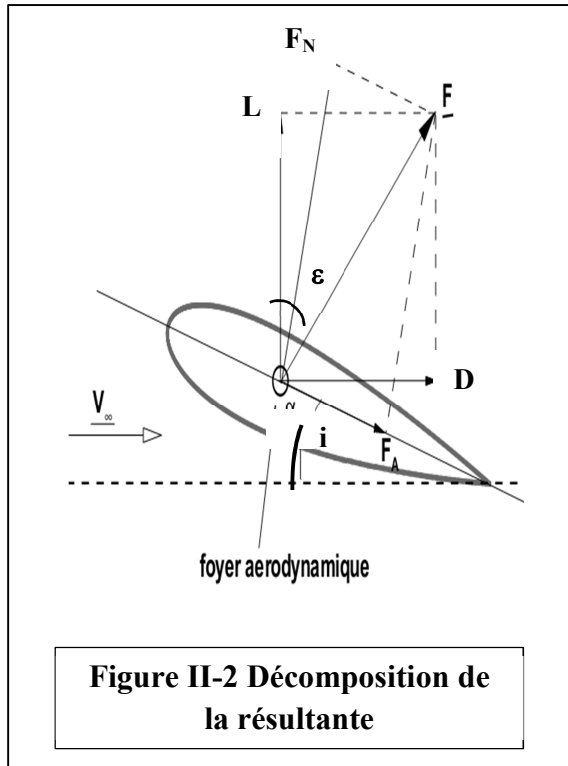


Figure II-1 : Écoulement attaché et décollé

Une dépression à l'extrados et une surpression à l'intrados. On constate que les forces de sustentation les plus importantes sont localisées sur le tiers avant du profil de l'aile. C'est l'extrados qui est majoritairement responsable de l'effet sustentateur.

Pour des angles d'incidence α inférieurs à environ 15° , l'écoulement reste attaché sur l'aile. Par contre, pour des angles plus élevés, Cet écoulement engendre une surpression de côté extrados et par conséquent une perte de portance : c'est le décrochage de l'aile. qui est représenté par la figure II.1. [15]

II-2-2 Les principaux efforts aérodynamiques :



F appliqué en un point (foyer aérodynamique). Cette force résultante est classiquement décomposée en force liées à l'écoulement : Comme le montre la figure (II-2) et (II-3)

- une force de traînée **D** parallèle à la vitesse V_∞
- une force de portance **L** perpendiculaire à la vitesse V_∞

Dans certaines applications liées à l'aube:

- une composante normale F_N perpendiculaire à la corde
- une composante tangentielle F_T alignée avec la corde [15]

II-2-3 Coefficients aérodynamiques globaux:

Pour juger des performances aérodynamiques d'une aile, On introduit les coefficients les plus utilisés:

► Coefficient de traînée: $C_D = \frac{D}{q_\infty A}$

► Coefficient de portance : $C_L = \frac{L}{q_\infty A}$

- Avec: $q_\infty = \frac{1}{2} \rho V_\infty^2$: La pression dynamique, **A** : La surface de l'aile [15]

II-3 Finesse et angle de perte :

■ La finesse f d'un profil ou d'une aile est le rapport entre le coefficient de portance et le coefficient de traînée : $f = \frac{C_L}{C_D} = \frac{L}{D}$ La finesse est fonction de la forme du profil ou de l'aile, mais également de l'angle d'incidence et Le régime d'écoulement.

■ Par contre l'angle de perte ε défini par la relation : $\text{tg} \varepsilon = \frac{D}{L} = \frac{1}{f}$

■ Les performances sont données sous forme graphique C_L et C_D en fonction de l'angle d'incidence α comme le montre la figure 1-4

- **Ou par une Polaire d'une aile**: La POLAIRE est la courbe pour déterminer les caractéristiques d'un profil, d'une aile. Elle montre comment varie la portance en fonction de la traînée et en fonction de l'angle d'incidence [15]

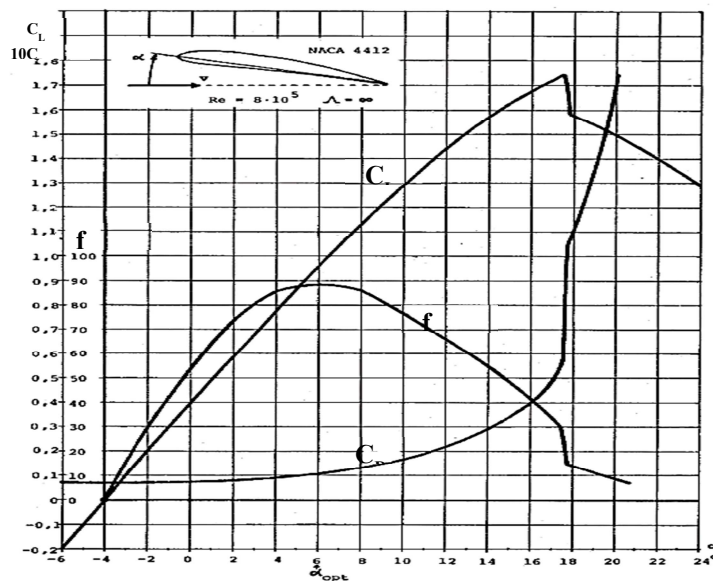


Figure II-4 Coefficient de portance et de traînée en fonction de l'angle d'incidence pour un profil d'aile de type NACA 44112

II-4 Paramètres géométriques d'une grille d'aube :

Comme le montre la figure II-5

L : corde, t : pas, σ : solidité= l/t ,

A : ou la cambrure et $\max \leq 0,5$,

ϕ : Angle de calage

-Angle de cambrure à l'entrée et à la sortie : θ_1 et θ_2

-Angle de cambrure : $\theta = \theta_1 + \theta_2$

-Angle d'aube à l'entrée et à la sortie :

$$\beta_1 = \theta_1 - \phi \text{ et } \beta_2 = \theta_2 + \phi$$

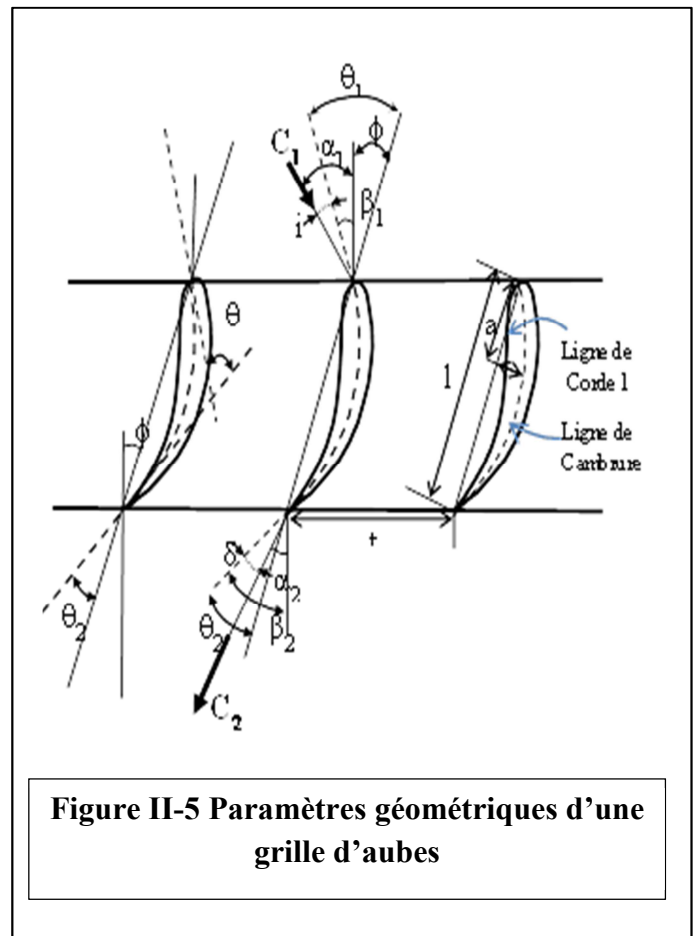
-Angle de fluide à l'entrée et à la sortie :

$$\alpha_1 = \theta_1 - \phi + i \text{ et } \alpha_2 = \theta_2 + \phi - \delta$$

-Angle d'incidence : $i = \alpha_1 - \beta_1$

-Angle de déviation δ : $\delta = \beta_2 - \alpha_2$

-Angle de déflexion : $\varphi = \alpha_1 + \alpha_2$ [15]



II-5 Influence de la géométrie des aubes sur les performances d'un compresseur :

Le composant principal d'un compresseur est le rotor, à savoir les aubes qui constituent l'élément mobile composant ces derniers jouent un rôle crucial puisque les performances locales et internationales dépendent fortement de leurs performances.

Illustre les paramètres géométriques utilisés pour décrire les aubes et les cascades d'un compresseur axial. Les aubes sont définies par la ligne moyenne de cambrure $y(x)$ autour de laquelle le profil ou la distribution d'épaisseur est imposée. Les angles d'aubes à l'entrée et à la sortie sont limités entre les tangentes de la cambrure moyenne et la direction axiale au niveau du bord d'attaque et bord de fuite, ils sont désignés par ϕ_1 et ϕ_2 respectivement. L'angle de cambrure décrit la cambrure d'aubage, il est défini comme $\phi = \phi_1 - \phi_2$. De plus, la distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite représente ce qu'on appelle la corde c .

II-6 Approche aérodynamique pour un étage de compresseur :

Les pales, le moyeu et le carter d'une roue de compresseur définissent des canaux supposés guider l'écoulement. Cependant, certains phénomènes se produisent qui empêchent le fluide d'être parfaitement canalisé.

L'approche aérodynamique est l'établissement des équations de Navier-stokes en tenant en compte des frottements du fluide sur les parois et le freinage par le sciage des couches fluide dû à la viscosité ainsi que la turbulence qui un phénomène naturelle inévitable qui engendre tout fluide en mouvement et quelle représente des pertes aléatoires difficile à prédire dans certains cas. [16]

II-7 Décrochage tournant:

Comme mentionné précédemment, le pompage et le décrochage sont les phénomènes les plus indésirables et dangereux dans un système de compression. À des débits élevés, l'angle d'incidence s'inverse et finit par causer la séparation des flux. Cette situation est appelée décrochage tournant et peut être très dommageable pour les aubes du compresseur. Comme le montre (figure.II.6). La stabilité du point de fonctionnement est assurée par l'association des caractéristiques du compresseur et les réseaux d'aspiration et de refoulement en même temps. Une diminution du débit d'aspiration provoque la translation du point de fonctionnement vers la région instable.

Pour éviter ce phénomène, les compresseurs sont dotés de systèmes de régulation anti pompage pour maintenir le compresseur dans la région stable.

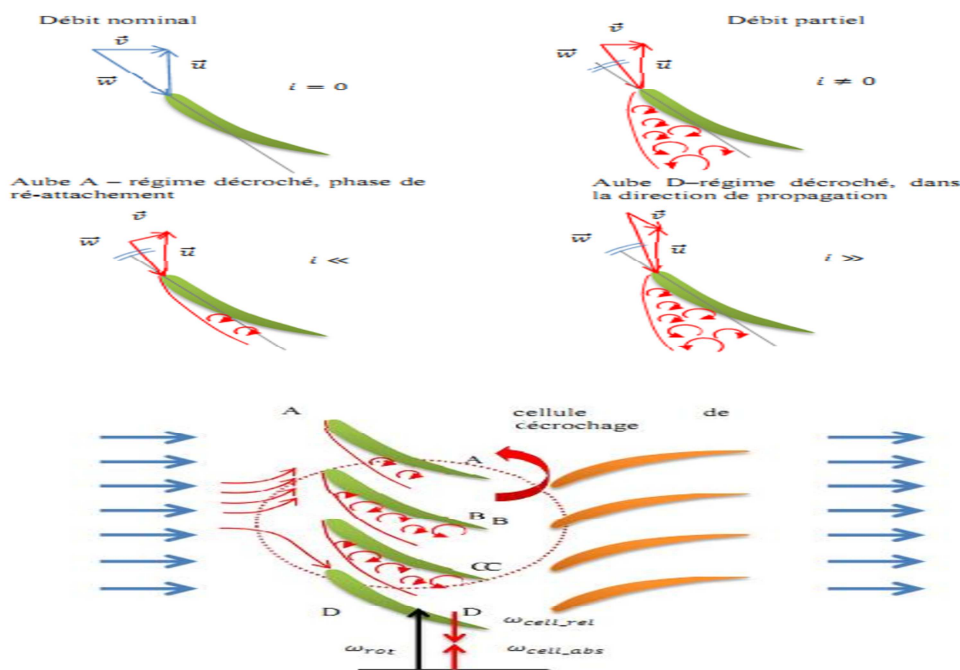


Figure II-6 -Mécanisme de formation du décrochage tournant [17]

II-8 Pompage du compresseur :

Le pompage provoque une surchauffe et des dommages, il peut être assez violent pour endommager un compresseur en quelques cycles. Le pompage est un flux cyclique, de fortes vibrations, des chocs de pression et l'augmentation rapide de la température [18]. Le décollement tournant et le pompage sont les conditions de fonctionnement critiques qui limitent la zone de stabilité à des débits massiques faibles dans une caractéristique du compresseur. Nous observons plusieurs implications physiques en tant qu'un chauffage rapide des ailettes, l'augmentation de la température de sortie du compresseur, d'autres charges périodiques, les vibrations et la fatigue des ailettes qui peuvent conduire à la réduction de longévité matérielle et aux dommages graves à la machine [19]. Comme le montre La Figure (II-7) montre le tracé de la pression pour un système de compression, qui a été initialement utilisé dans un point de fonctionnement stable. Par étranglement du débit massique du compresseur, la machine fonctionne en pression maximum. Cette figure montre la différence entre les variations de pression avant et après le déclenchement de pompage. A noter que la fréquence de pompage est environ 20 hertz. L'opération pendant le pompage se traduit souvent par une perte considérable de la performance et de l'efficacité, et peut conduire à un niveau de cassure grave des ailettes.

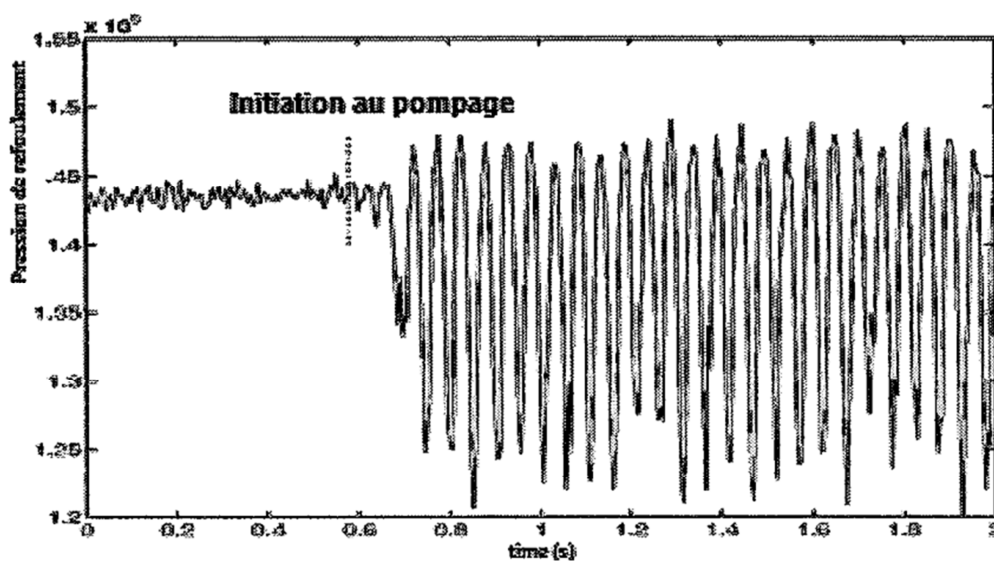


Figure II-7 Mesure d'un déclenchement de pompage à la sortie de compresseur [20]

Comme mentionné précédemment, le résultat du pompage a comme conséquence la perte considérable de performance et d'efficacité. En outre, le niveau de puissance des oscillations de pression peut se rapprocher de celle du compresseur lui-même, ce qui induit de fortes charges mécaniques sur l'ensemble du système de compression. En outre, les fluctuations de pression et de débit peuvent constituer une menace pour le système décompression [21].

II-9 Définition :

Le pompage est un phénomène fondamental propre aux compresseurs dynamiques. Ces machines... à basse pression de l'aspiration par un débit à contre-courant dans le compresseur. Le pompage... ce qu'un nouveau cycle d'instabilité recommence. Ces grandes fluctuations de débit portent le nom de pompage... à l'instabilité d'une boucle de régulation (pompage de vitesse...). Le pompage est un phénomène redouté... [22]

Comme le montre la figure II-8 schématise un système de compression composé du compresseur, d'une conduite, d'un réservoir et d'une vanne de régulation de débit servant à modifier le point de fonctionnement du compresseur.

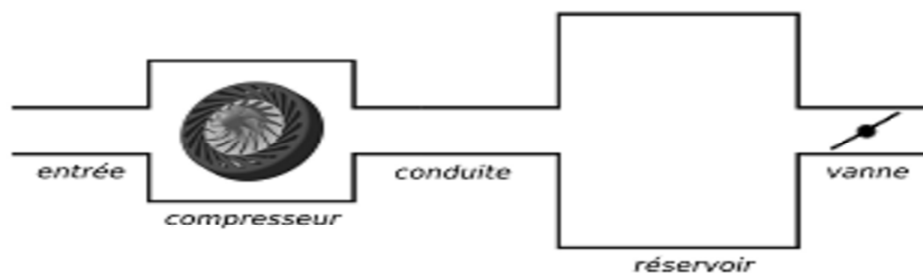


Figure II-8 Représentation simple d'un système de compression

II-10 courbe de rendement et puissance :

Sur la courbe caractéristique, on trace le réseau des iso vitesses, sachant que chacune est graduée soit en puissance, soit en rendement. Les points de même rendement sont reliés entre eux pour former les courbes d'iso rendement. Comme le montre (Figure II.9). Ces courbes sont données pour un gaz précis, mais aussi pour une pression P_1 et une température T_1 du gaz à l'aspiration [23]

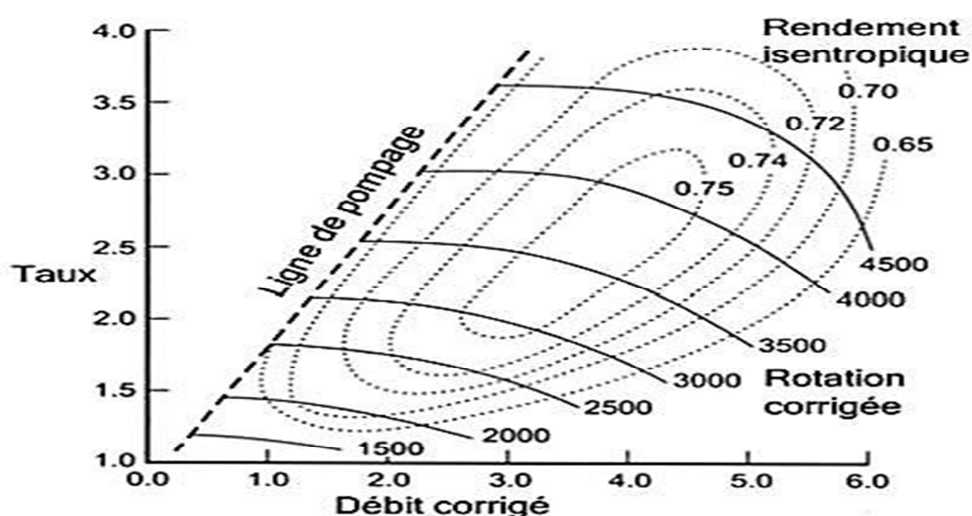


Figure II-9 Champ compresseur type, d'après Baines (2005) [24]

II-11 Courbes caractéristiques et phénomènes dans les compresseurs :

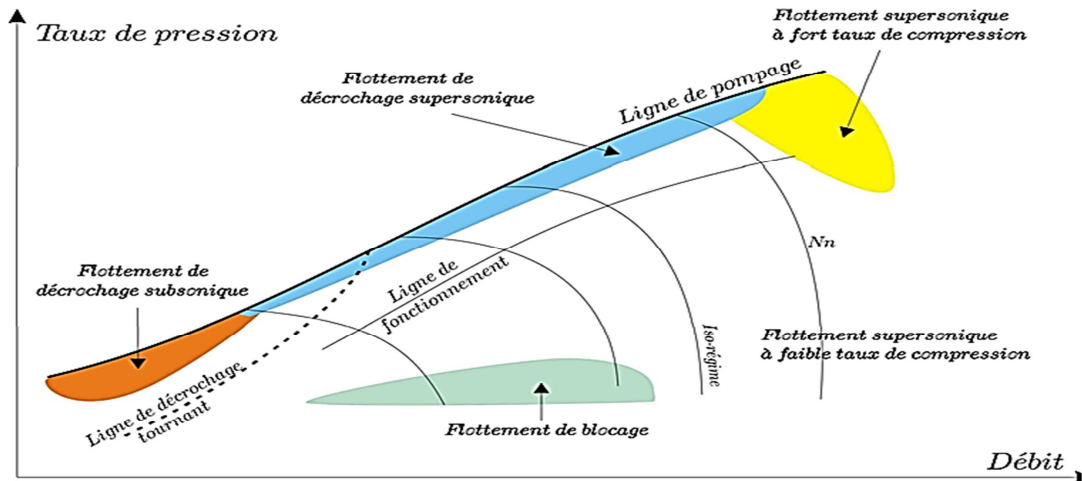


Figure II-10 Courbes caractéristiques des compresseurs [25]

L'examen de ces courbes caractéristiques amène deux constatations.

►►► En effet, lorsque l'on augmente la contre-pression à l'aval de la machine, le débit se réduit ; on arrive ainsi progressivement à un maximum de taux de compression.

► Si l'on veut diminuer encore le débit, le fonctionnement devient instable. Ce phénomène est appelé pompage. Les points limites de chaque iso vitesse forment la ligne de pompage du compresseur :

► Dans le cas d'un compresseur axial multicellulaire, le compresseur complet n'a pas encore atteint sa limite de pompage alors que le premier ou même les premiers étages sont à leur maximum de pression. Cela correspond à la zone de fonctionnement. Ce phénomène, connu sous le nom de décollement tournant, est tel que, dans une roue, le décollement n'affecte que certaines zones et que ces zones se déplacent en rotation à une vitesse ω' qui n'est qu'une fraction de la vitesse de rotation ω de la roue. Les risques entraînés sont des ruptures des aubes par vibration. Comme le montre la figure (II-10)

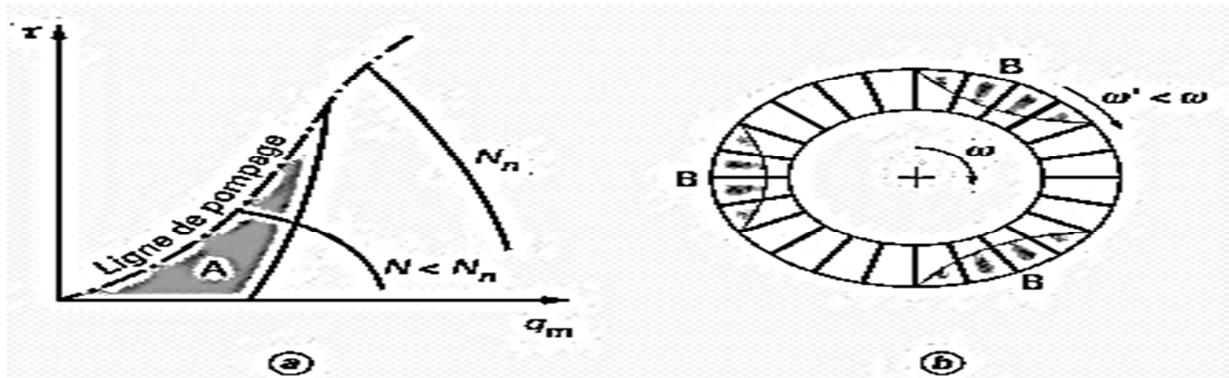


Figure II-11 Décollement tournant [15]

►►► L'autre constatation est que, on trouve qu'au fur et à mesure que l'on accroît la vitesse de rotation dans un compresseur donc la vitesse du fluide augmente, la courbe du débit s'infléchit comme le montre et passe par un maximum pour un nombre de Mach débitant égal à 1. On dit qu'il y a blocage sonique ou que l'on atteint le débit limite d'étouffement. Comme le montre la figure (II-12)

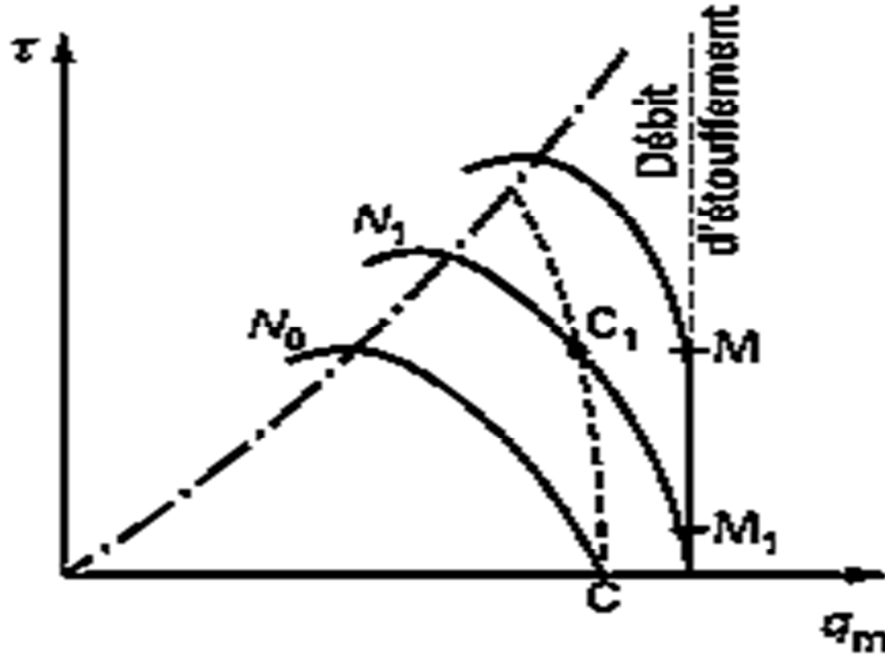


Figure II-12 Blocage sonique [15]

II-12 Point de fonctionnement du compresseur :

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.13).

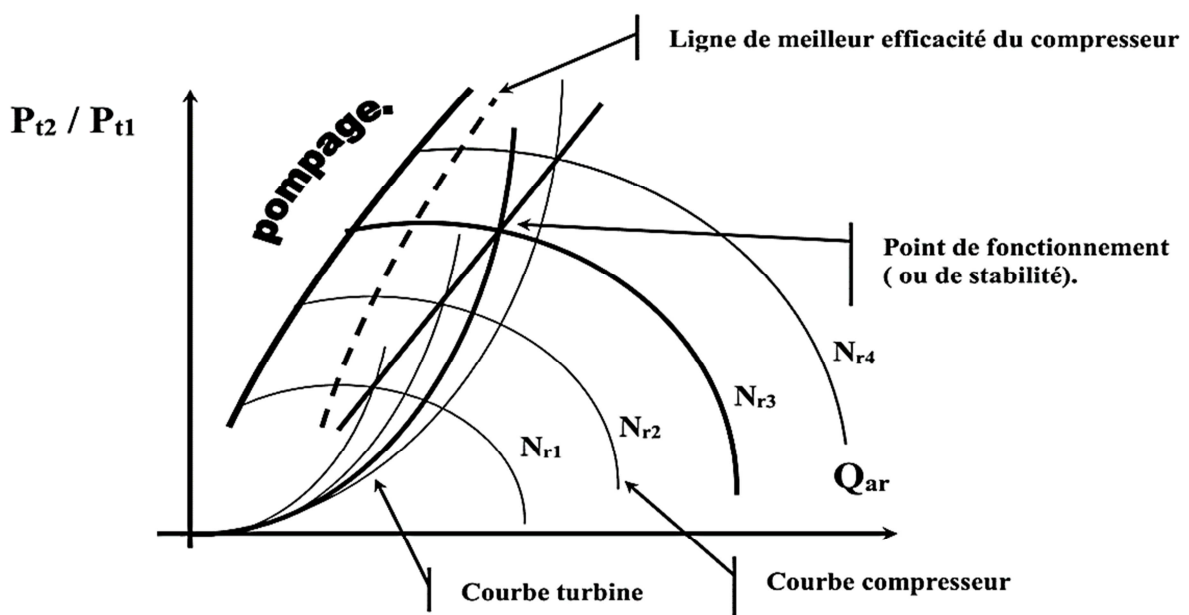


Figure II-13 : Point de fonctionnement d'un compresseur [26]

II-13 Stabilité du point de fonctionnement :

Afin de démontrer que le pompage est bien une instabilité d'ensemble du compresseur dans ses réseaux, on va s'intéresser à la configuration.

Le compresseur aspire à des conditions p_0 , T_0 constantes et refoule en R à travers une tuyauterie (surface ST, longueur LT) où est concentrée l'énergie cinétique, dans une chambre de grand volume (VC) où la vitesse est négligeable.

L'ensemble des pertes de charge est concentré à la sortie constituée par un orifice (surface S0), ramenant le fluide à la pression p_0 .

Pour étudier la stabilité du régime de fonctionnement à l'intersection de la caractéristique du compresseur et de celle du réseau, il faut supposer que, pour une raison quelconque, une perturbation ait été introduite et l'on s'intéressera à l'évolution de la pression p_c dans la chambre en fonction du débit QR refoulé par le compresseur. Comme le montre la figure II-14 montre la caractéristique du compresseur, celle du réseau, le point de fonctionnement et la perturbation introduite sur la pression p_c .

Si le système revient à son point de départ, le fonctionnement est stable, s'il s'en écarte, le fonctionnement est instable et il y a pompage. [27]

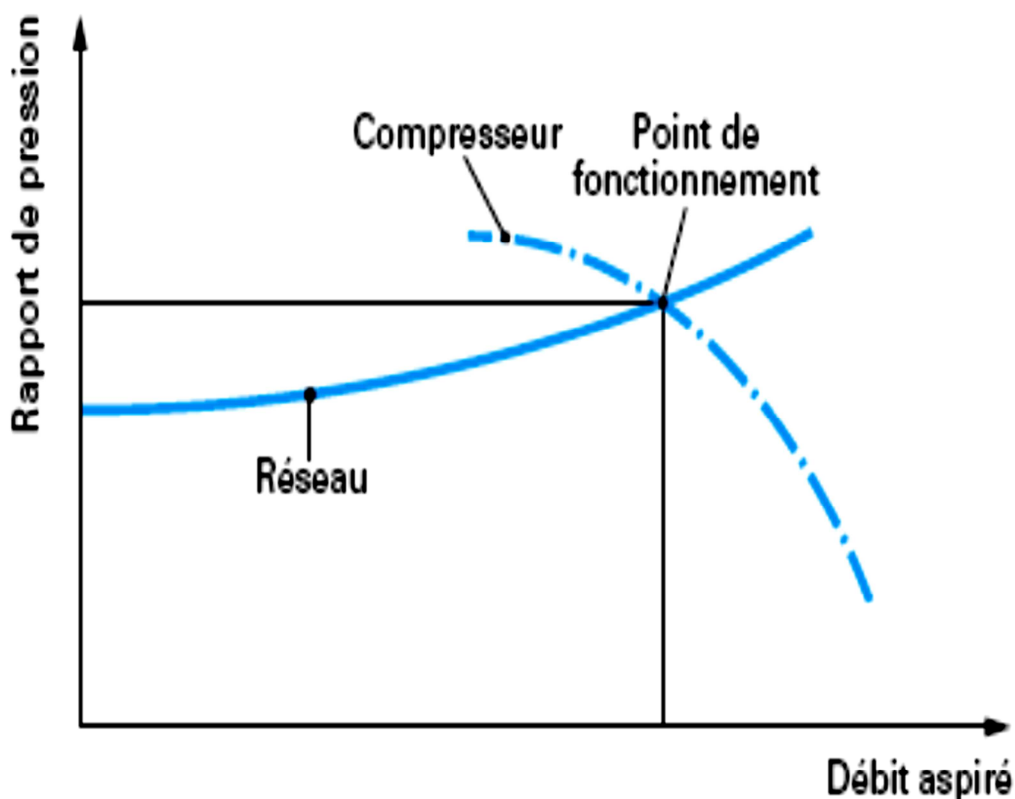


Figure II-14 point de fonctionnement [28]

II-14 Type de pompage :

II-14-1 Pompage classique :

Le pompage classique consiste en une onde de pression qui vient moduler le débit moyen. Il n'y a pas d'inversion de l'écoulement mais les fortes contraintes exercées sur les aubes restent une source de Fatigue importante. Ce qui est montré sur La figure II-15 présente l'évolution d'un cycle de pompage classique et la présente l'évolution temporelle du débit moyen. Il est possible de définir un point de fonctionnement moyen autour duquel le débit oscille. Ce point se situe sur la partie positive de la caractéristique. Bien qu'étant instable par nature, ce phénomène peut toutefois s'établir de façon périodique. Le pompage classique se rencontre dans les machines caractérisées par un faible taux de compression, et aussi bien dans les compresseurs axiaux (Huppert [29], Lewis [30]) que dans les compresseurs centrifuges (Gemmons [31]).

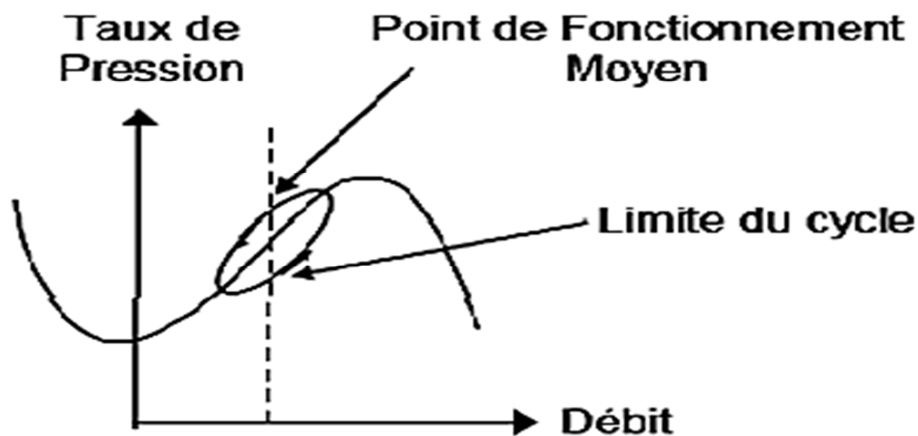


Figure II-15 Représentation d'un cycle de pompage Classique

II-14-2 Pompage profond :

Le pompage profond est une version plus énergétique du pompage classique. Ce qui est montré sur Les figures II-16 décrivent le cycle de ce type d'instabilité. Une partie du cycle se situe nécessairement dans les débits négatifs. Une perturbation axiale engendre une fluctuation du débit qui s'amplifie dans le temps, jusqu'à imposer un écoulement de retour dans la totalité du système de compression. Lors de cette phase, les couches limites des aubes décollent en bloc et les performances de la machine s'effondrent. La pression diminue alors rapidement à l'aval et lorsque l'équilibre est atteint l'écoulement recharge de sens pour amorcer un nouveau cycle de pompage. Les machines industrielles (centrifuges ou axiales) qui mettent en jeu des pressions élevées sont particulièrement sujettes à ce genre de pompage (Haut [32], Toyama [33]).

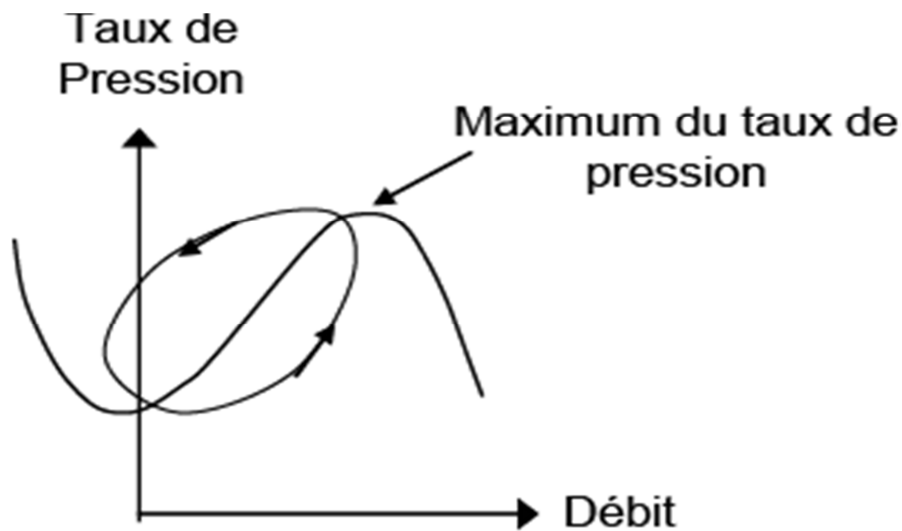


Figure II-16 Cycle de pompage sur la caractéristique compresseur

II-14-3 Pompage modifié :

Le phénomène de pompage est parfois précédé par un décollement important au niveau du carter (Tyl [34]). Ce phénomène marque le franchissement de la limite de stabilité de la machine et peut évoluer vers un décrochage tournant à plusieurs cellules (Jin [35], Toyama [33]). Lorsque le pompage apparaît, les cellules ne disparaissent pas toujours et on voit s'établir un régime de pompage modifié. Cette instabilité est observée aussi bien dans les compresseurs centrifuges (Minuit [36]) que dans les compresseurs axiaux (Pst [37]). L'évolution de ce phénomène se fait en plusieurs étapes :

- Apparition du décollement tournant.
- Diminution du débit et du taux de pression (lié aux pertes).
- Apparition du pompage.
- Fonctionnement de la machine en régime périodique autour d'un point moyen. Lorsque le phénomène est bien établi, l'écoulement dans le compresseur est donc soumis à des perturbations périodiques axiales (pompage) et circumférentielles (décollement tournant)

II-15 Dangers et remède du phénomène :

Le pompage des compresseurs est un phénomène très redouté par les exploitants et les constructeurs car il entraîne des pulsations pouvant être dangereuses pour la tenue mécanique du compresseur et qui provoque:

- Des efforts de torsion alternés sur le roto
- D'inversion des poussées axiales du rotor.
- Des vibrations de très basse fréquence de l'ensemble du compresseur.

Pour éviter le phénomène de pompage, il faut utiliser des systèmes de protection comportant au moins des vannes, de l'instrumentation de mesure et un système de commande. En cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation d'un rapport de pression, ce dispositif a pour but :

- Soit d'augmenter artificiellement le débit traversant la machine.
- Soit de diminuer le rapport de pression.
- Il existe également d'autres solutions pour éviter le phénomène de pompage :

(COMPRESSEUR A DOUBLE ROTOR)

- Diminuer la vitesse U à l'avant du compresseur et l'augmenter à l'arrière.
- Cette solution n'est pas envisageable sur un compresseur classique.
- En séparant le rotor en deux parties et en entraînant chaque rotor par un groupe de turbines séparées, les deux attelages indépendants ainsi constitués peuvent tourner à des vitesses différentes : retard dans l'apparition du POMPAGE. [38]

II-16 Conclusion :

Dans ce chapitre on a mené en premier lieu une recherche bibliographique utile à la compréhension de l'influence de l'angle de calage des aubes et l'effet de la compressibilité sur la stabilité des compresseurs et par conséquent leurs performances.

En second lieu on a tenté d'enrichir les connaissances concernant les problématiques en régime instable qui grèvent encore les performances des turbocompresseurs, il s'agit du phénomène de décrochage tournant et un autre plus désastreux , c'est le pompage et qui sont susceptibles d'apparaître aux points de fonctionnement les plus intéressants dans les compresseurs .

III- Contrôle et système anti pompage :

III-1 Définition L'anti pompage :

Pour éviter d'être en pompage quand le compresseur tourne à une vitesse constante et que le taux de compression change. Il suffit ; pour s'éloigner de la courbe de pompage : d'augmenter le débit à l'aspiration du compresseur.

Pour cela, il suffit de dévier une partie du débit de refoulement vers l'aspiration du compresseur ou si pour des raisons de processus ; on est contraint de maintenir le débit constant : on diminuera alors sur la vitesse. [38]

III-2 Types de systèmes anti pompage :

Les systèmes de protections contre le pompage comportent au moins des vannes, de l'instrumentation de mesures et système de commande.

III-2-1 Action tout ou rien :

- Ce cas est illustré par un compresseur de procédé pour lequel on installe une vanne tout ou rien s'ouvrant lorsqu'on atteint la limite de pompage :
- Sur (la figure III-1 *a*), le gaz est déchargé à l'atmosphère ; cela ne peut être utilisé que si ce gaz est non toxique et non inflammable ;
- Sur (la figure III-1 *3b*), le gaz est renvoyé à l'aspiration par la vanne ; l'action de cette vanne, appelée « by-pass chaud », ne peut être que de courte durée, car une partie de la puissance s'accumule dans la boucle sous forme de chaleur en élevant beaucoup le niveau de température (l'adjonction d'un refroidisseur évite ce problème) ; le débit que voit le compresseur est donc celui du procédé plus celui traversant la vanne. [39]

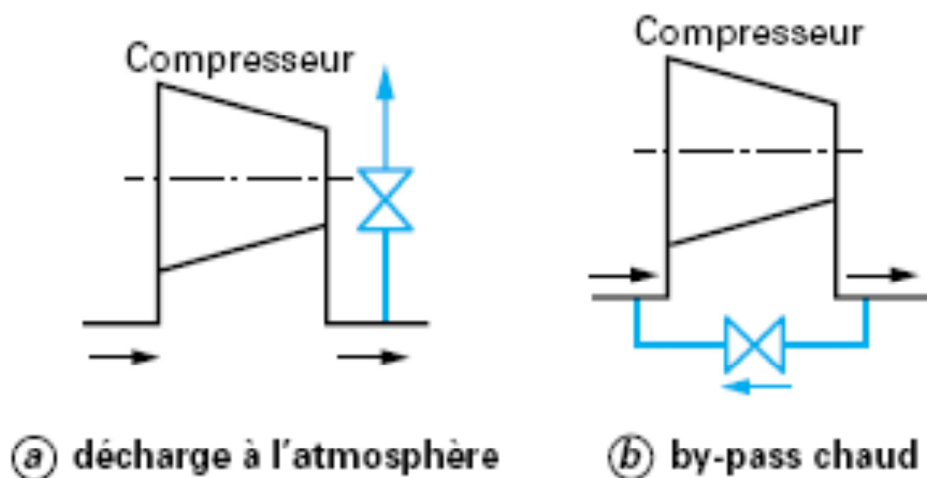


Figure III-1 protection d'anti pompage par action tout ou rien. [40]

III-2-2 SYSTÈME ASSERVI :

Ces systèmes utilisent les vannes régulatrices ainsi qu'un régulateur qui Répond aux techniques de l'automatique.

Pour la recirculation on dispose d'un système de refroidissement afin D'assurer un fonctionnement prolongé sans échauffement de la boucle Et du compresseur.

Le circuit anti-pompage est généralement prélevé après le refroidisseur, Installe au refoulement et qui sert au fonctionnement normal.

Le système de commande comprend, une instrumentation permettant de Mesurer le débit traversant le compresseur, ainsi que la pression de Refoulement et d'aspiration.

Compte tenu du rapport de pression mesure, un débit autorise est calculer D'après la courbe de limite de pompage et cette valeur est cette valeur est Donnée en consigne du régulateur d'anti pompage.

Celui-ci reçoit une mesure du débitmètre et pilote la vanne. Comme le montre la figure III-2

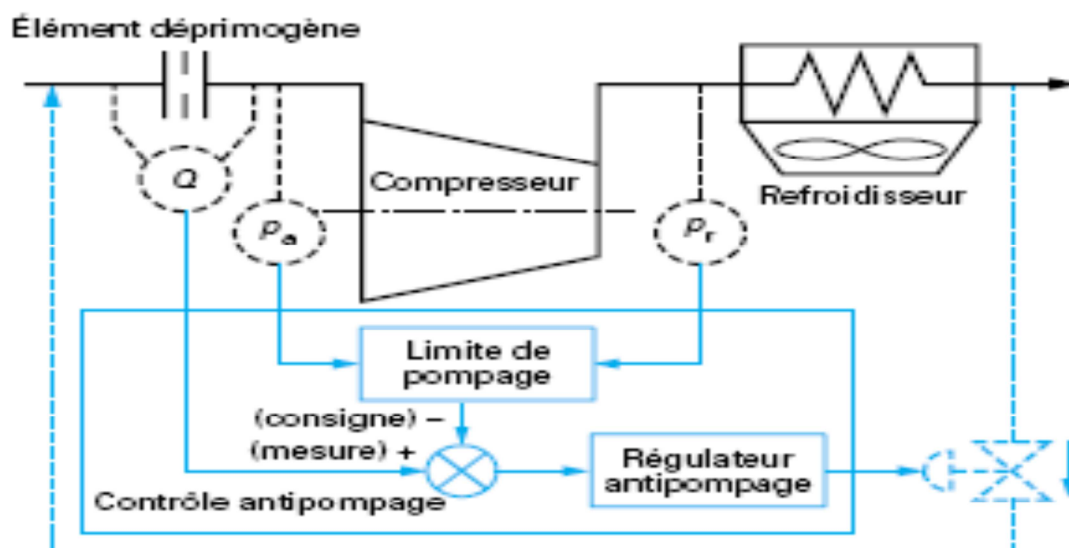


Figure III-2 protection anti pompage par système asservi [38]

III-3 Boucle de régulation anti pompage :

La méthode habituelle pour éviter le pompage est l'ouverture d'une boucle de recyclage par une vanne à ouverture rapide lorsque le système de commande détecte que le compresseur s'approche de sa limite de pompage. Les systèmes de contrôle types utilisent les pressions d'aspiration et de refoulement, la température et le débit à travers le compresseur pour calculer la distance relative (marge au pompage) du point de fonctionnement à la ligne de pompage.

[41]

La marge de pompage est définie par :

$$plage = \frac{\dot{m}_{blocage} - \dot{m}_{pompage}}{\dot{m}_{nominal}}$$

M : Le débit massique du fluide

Si la marge au pompage atteint une valeur prédéfinie (souvent 10%), la vanne anti-pompage commence à s'ouvrir, réduisant ainsi le taux de compression du compresseur et augmentant l'écoulement dans le compresseur Ce qui est montré sur la figure III-3

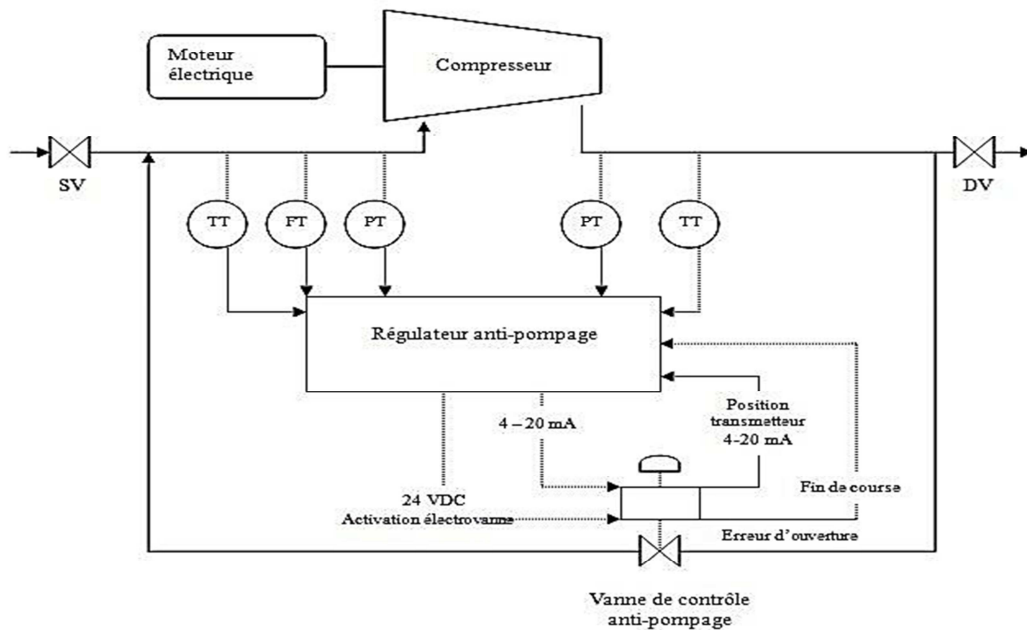


Figure III-3 Système anti-pompage

III-4 Loi de commande anti-pompage :

On a déjà vu que le lieu des points de pompage aux différentes vitesses (sur le plan du rapport de pression débit Volumétrique aspiré) est une parabole. [42]

En effet à chaque vitesse pour le point de pompage on appliquera les lois :

$$Q = K_1 \cdot N \quad (1)$$

$$H_P = K_2 \cdot N^2 \quad (2)$$

Des équations 1 et 2 en remplaçant N, on obtient l'équation de la courbe de pompage :

$$H_P = K_3 Q^2 \quad \text{Avec } K_3 = K_2 / (K_1)^2 \quad (3)$$

On sait que la hauteur poly tropique est donnée par la formule suivante :

$$H_P = Z_1 R T_1 \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (4)$$

Au cas où le débit aspiré serait mesuré avec un orifice calibré, on aura :

$$Q_1 = \beta \sqrt{\frac{h_1}{\gamma_1}} \quad (5)$$

Où : h_1 = perte de charge de l'orifice.

$$Q_1 = \beta \sqrt{\frac{h_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}{P_1}} \quad (6) \quad \text{En}$$

remplaçant dans l'équation (5), la valeur de γ_1 donnée par l'équation (6) on a :

$$Q_1 = \beta \sqrt{\frac{h_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}{P_1}} \quad (7)$$

Où h_1 est en Kg/cm^2 .

En remplaçant encore une fois l'équation (7) et l'équation (8) dans l'équation (9)

$$Z_1 \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = K_3 \beta^2 \frac{h \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}{P_1} \quad (8) \quad \text{En}$$

simplifiant on obtient :

$$\frac{1}{K_3 \cdot \beta^2} \cdot P_1 \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = h_1 \quad (9)$$

D'après cette formule on voit que, pour éviter le pompage, quelles que soient les conditions d'aspiration ou de vitesse de la machine, il suffit de faire en sorte que :

$$\frac{h_1}{P_1 \frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} > \frac{1}{K_3 \cdot \beta^2} \quad (10)$$

L'inégalité (10) est importante pour les raisons suivantes :

- elle est indépendante de la vitesse du compresseur.

Elle demande seulement la mesure de la perte de charge de l'orifice calibré (h) Sans aucune compensation de pression, température, composition de gaz, ou linéarisation.

- elle est influencée par la composition du gaz seul à travers « n » dont la Variation à toutefois peu d'influence sur la quantité : $\frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$

En somme, l'inégalité (10) utilise le rapport de compression sensible aux conditions d'aspiration et vitesse, pour compenser le débit. Bien que considérablement simplifiée, l'inégalité (10) est encore trop compliquée pour être réalisée avec une instrumentation très simple. Si le rapport de compression est suffisamment mono et deux étages.

Il est possible de remplacer la quantité : $\frac{n}{n-1} \left(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$

Avec la quantité $(\rho - 1)$ sans commettre une grosse erreur.

Par conséquent (10) devient $\frac{n}{n-1} \left(\rho \frac{n-1}{n} - 1 \right)$

$$\text{Si l'on indique } \frac{h_1}{P_1(\rho-1)} = K_4 \quad (11)$$

$$\text{Où } K_4 > \frac{1}{K_3\beta^2} \quad (12)$$

L'équation (11) peut aussi être écrite comme suit

$$\frac{h_1}{P_1} = K_4 \frac{\Delta P}{P_1} \quad (13)$$

$$\text{D'où } h_1 = K_4 \Delta P \quad (14)$$

Cette relation définit l'allure de la ligne limite de pompage (SLL) et met en évidence l'extrême simplicité d'un tel système anti-pompage qui, avec deux seuls instruments installés sur site (deux transmetteurs différentiels) collecte tous les renseignements nécessaires du procédé pour protéger la machine.

Les deux signaux sont envoyés à un diviseur qui calcule le rapport. Où ce dernier est envoyé à un régulateur, sur lequel sont réglée la valeur de K_4 , c'est-à-dire la valeur de Consigne de la régulation anti-pompage. Le régulateur, en agissant sur la vanne de recyclage, fait de sorte que le rapport ne descende jamais en dessous de la valeur de consigne réglée, en obtenant ainsi ce qui est demandé.

Cette dernière équation représente une solution pour la régulation anti-pompage, qui est une équation d'une parabole dans le plan (ρ, Q_1) ayant son origine dans le point de coordonnées $(1,0)$, qui est représenté par la figure III.4.

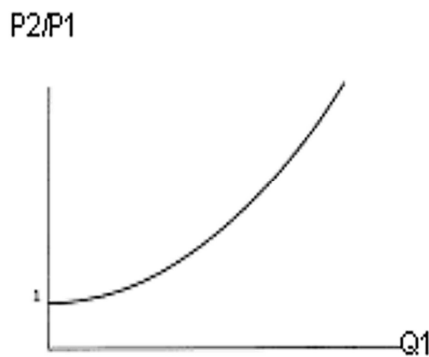


Figure III-4 la fonction $K = \frac{h_1}{\Delta P}$

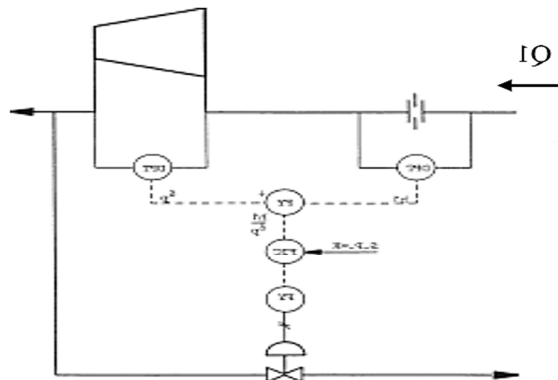


Figure III-5 schéma Réalisant

III-5 Fonctionnement de la boucle : $K = \frac{h_1}{\Delta P}$

III-5-1 Avantage :

Elle met en évidence l'extrême simplicité d'un tel système anti-pompage (avec deux instruments installés sur site), qui collecte tous les renseignements nécessaires pour protéger le compresseur.

III-5-2 Inconvénient : [42]

- les variations de température à l'aspiration ne sont pas prises en considération.
- Pour les rapports de compression élevés, les courbes anti-pompages ne sont plus paraboliques, alors, on ne peut plus utiliser l'équation.

$$K = \frac{h_1}{\Delta P} \quad (15)$$

- Pour remédier à cet inconvénient, il est possible d'ajouter un coefficient multiplicatif a pour P_2 et l'équation devient

$$K = \frac{h_1}{(P_1 - aP_2)} \quad (16)$$

- Pour l'équation (16), on a le schéma de régulation Comme le montre la figure III-6

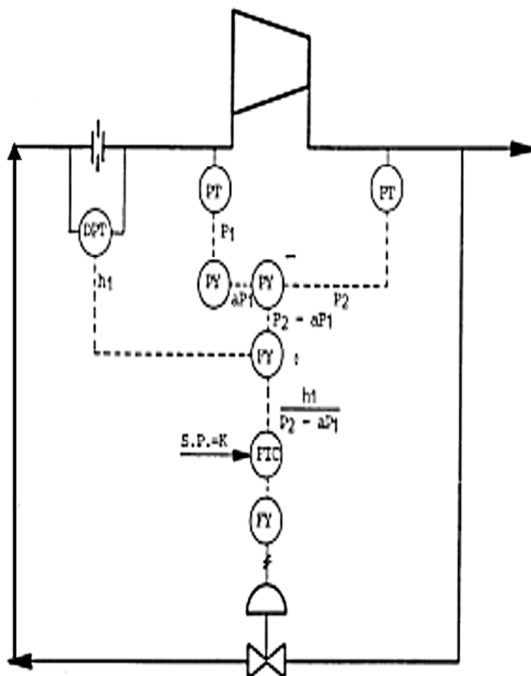


Figure III-6 schéma de régulation avec coefficient multiplicatif

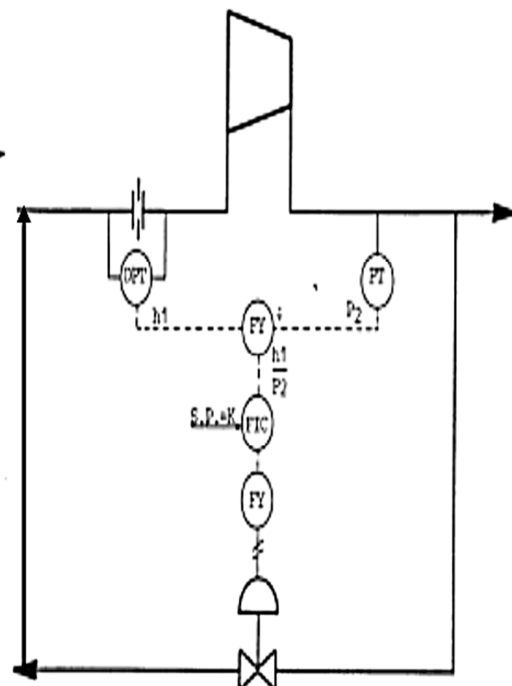


Figure III-7 schéma de Régulation sans le coefficient multiplicatif

III-6 le système de contrôle dans le compresseur :

La modulation de la vanne d'admission (souvent simplement appelée modulation) étouffe l'entrée d'air du compresseur lorsque la pression dépasse la pression de consigne. Cela amène le compresseur à aspirer moins d'air, faisant correspondre la capacité du compresseur à la consommation d'air pour un contrôle de pression relativement stable. Cependant, cela amène également le compresseur à faire un vide à l'entrée, de sorte qu'il essaie de produire une pression élevée à partir d'une pression de démarrage plus faible. Cela entraîne de très mauvaises performances à charge partielle (une machine qui module à 0 capacité utilise toujours environ 70 % de sa puissance à pleine charge). Le compresseur modulant peut généralement réguler la pression de refoulement avec un stockage d'air nul ou minimal.

Certaines machines contrôlées par modulation peuvent être réglées pour être complètement déchargées ou « évacuées » si la capacité diminue à un certain niveau, par exemple 40 %. Cela permet d'économiser de l'énergie, mais nécessite l'utilisation de récepteurs de stockage d'air pour répondre à la demande lorsqu'ils sont complètement déchargés.

Le chargement/déchargement (parfois appelé chargement/sans charge ou double contrôle) nécessite le volume du récepteur de stockage et fait fonctionner le compresseur à pleine capacité jusqu'à ce que le point de consigne de pression de déchargement (coupure) soit atteint. À la pression de déchargement, le compresseur passe en décharge, ne produisant aucun air comprimé et évacuant sa pression interne (soufflage). Pendant cette période de déchargement, la demande de l'installation doit être satisfaite par l'air stocké dans le(s) récepteur(s) et la tuyauterie. Une fois qu'une pression de charge (de démarrage) inférieure est atteinte, le compresseur revient à sa pleine capacité et le cycle se répète.

III-6-1 -Représentation de la ligne et la marge de pompage :

La zone de pompage du compresseur à gaz peut être appréhendée en termes de flux, de hauteur statique et de vitesse. Ces trois paramètres déterminent la réaction de la zone de pompage aux changements de la composition du gaz. Voir la figure III-8

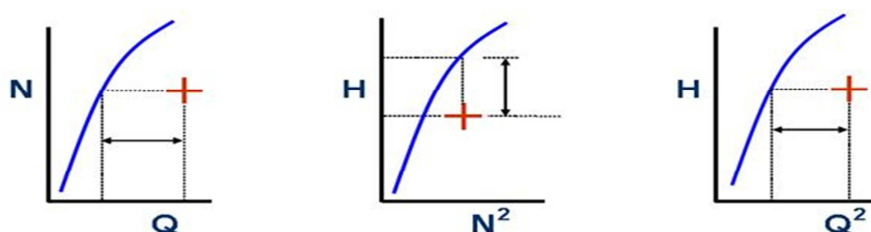


Figure III-8 : Trois représentations de la ligne et la marge de pompage.

Q : Débit, N : Vitesse de rotation, H : Hauteur statique

Ne prendre en compte que la hauteur et le débit comme variables permet au modèle de limite de pompage d'être utilisé quelles que soient la vitesse et les variations de composition du gaz avec des changements minimes de la position de la ligne de pompage sur le champ des performances. La vue de la hauteur réduite est la meilleure représentation du système de contrôle du pompage, car les effets de la densité ne peuvent pas affecter l'incertitude de la ligne du pompage. Cela donne plus de précision aux prévisions de pompage dans l'algorithme de contrôle.

III-7 Limite de protection anti-pompage :

Même en fonctionnement temporaire, le compresseur est sécurisé contre le pompage grâce à des dispositifs de protection contre le pompage. Le point de consigne de protection est donc défini par une marge entre la ligne

D'apparition de pompage et la limite pratique de pompage Comme le montre (Figure III-9). Toute régulation sera établie en utilisant la mesure du débit traversant la machine et d'autres variables physiques pour répondre aux conditions suivantes :

- La ligne de régulation doit être située au plus près de la ligne limite de pompage, déplacée parallèlement à une quantité déterminée par rapport à l'axe de débit.
- La ligne de régulation ne doit pas être proche de la ligne de pompage correspondant aux conditions d'étude, mais plutôt de ce qui est nécessaire pour garantir son bon fonctionnement. Il est essentiel de garantir la protection de la machine lors de toutes les conditions de fonctionnement, de démarrage et d'arrêt possibles par le système. [43]

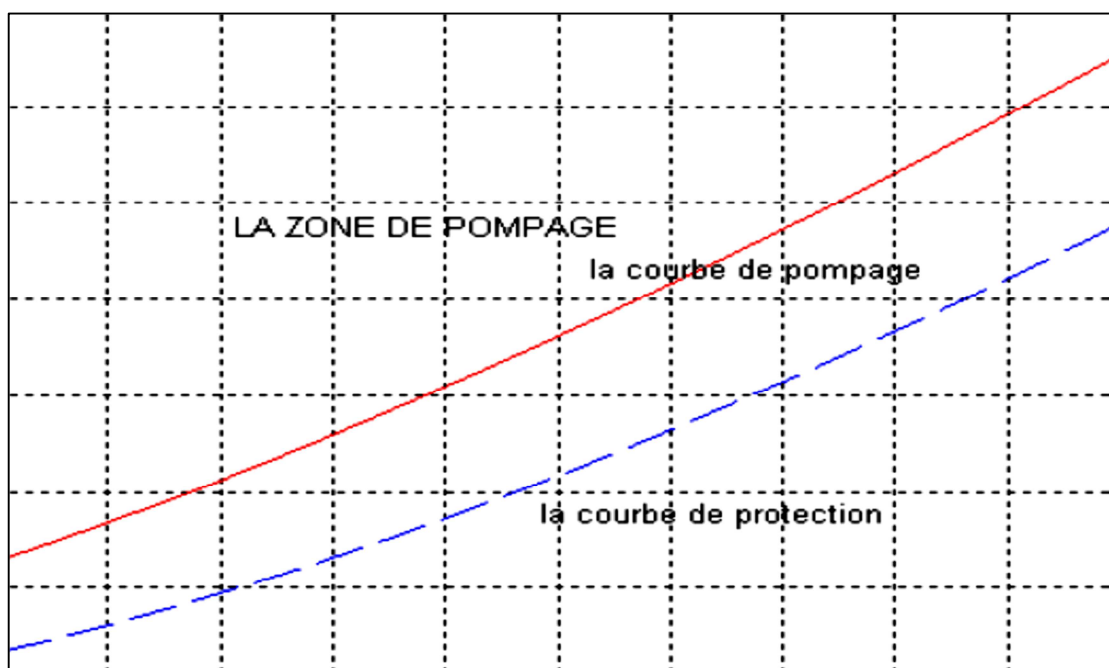


Figure III-9 courbe de protection anti pompage

III-8 Influence de la température :

Il est rare que ces régulations incluent des ajustements de température. En augmentant T_1 , la courbe de protection se déplace progressivement tandis que la courbe du compresseur diminue. Il n'y a plus de protection. Il est nécessaire de contrôler le coefficient X afin de garantir des conditions de température maximales lors de l'aspiration. [44]

III-9 Influence de la nature du gaz :

Dans de nombreux procédés, la quantité de gaz dans la masse molaire varie, pour les mêmes raisons, si la masse molaire diminue, la protection disparaît. Il est nécessaire de modifier la masse molaire minimale prévue en opération normale. Ces deux dernières limitations peuvent entraîner une augmentation du recyclage dans certaines conditions de fonctionnement, ce qui entraîne des coûts énergétiques élevés. [44]

III-10 Vérification de la protection anti pompage d'Ouargla:

Le pompage des compresseurs et les systèmes anti-pompages ont fait l'objet de nombreux écrits. Un des aspects important du système anti-pompage est la conception du système de compression, en particulier les conduites en amont et en aval du compresseur. La plupart des systèmes anti-pompages sont capables d'éviter le pompage dans des conditions normales d'exploitation Comme le montre la figure III-10

Toutefois, les arrêts d'urgence imprévus constituent un défi important, les systèmes anti-pompages dans ces cas dépendent dans une large mesure de la conception de l'installation, notamment du volume de la tuyauterie en aval du compresseur et du débit consommé par la machine.

En outre, les éléments utilisés dans le système anti-pompage (vannes, tuyauteries, réfrigérant) ont également un impact sur le démarrage de l'installation, ou sur les pertes de charges.

Des tentatives récentes ont été menées pour augmenter la marge de stabilité d'un compresseur à l'aide de moyens actifs ou passifs, ou en déterminant avec une plus grande précision la marge de pompage. On néglige souvent les gains significatifs qui peuvent être réalisés par une meilleure compréhension de l'interaction entre le compresseur, les dispositifs anti-pompage (système de régulation, vannes), la disposition des conduites et les composants de l'installation (réfrigérant, épurateurs, clapets anti-retour). [45]

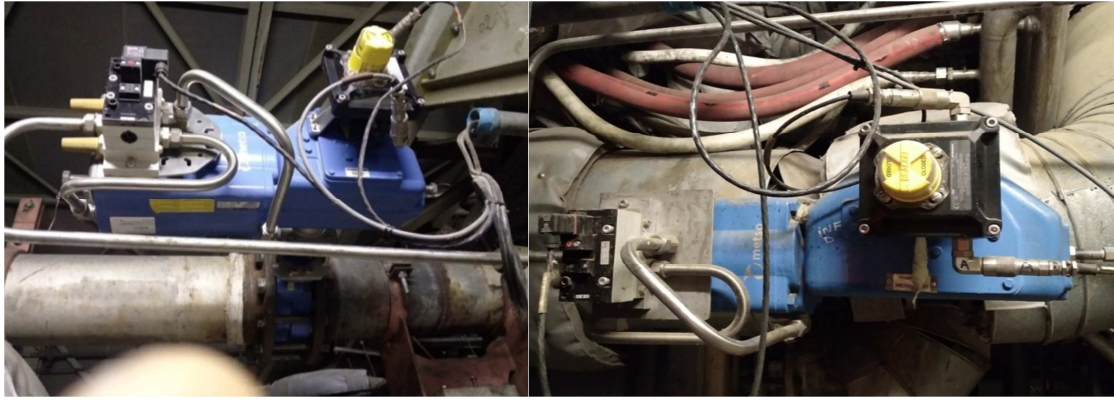


Figure III-10 Anti pompage de M'silla

III-10-1-Caractéristiques de l'anti pompage de M'silla :

- Mets Automation 00811 Helsinki , Finland (Remote-operated valve)
- Type : LW6LBA350PAJAT/K –B1CU20/70F–West lock 2247BYN00042
- Serial no: SO587739/001
- Tag: SLV3550434Pos.1

Protection Electric : Ex Na IIB T4

- Mfg .year .2008

III-10-2-Synoptique de la centrale d'OURAGLA :

Les points de fonctionnement possibles d'un compresseur à gaz sont limités par la vitesse d'exploitation maximale et minimale, la puissance maximale disponible, les pertes de charges, et par la limite de stabilité Comme sur la figure III-11. Le pompage, qui est l'inversion de l'écoulement dans le compresseur, accompagné de charges fluctuantes élevées sur les paliers du compresseur, doit être évité afin de protéger le compresseur.

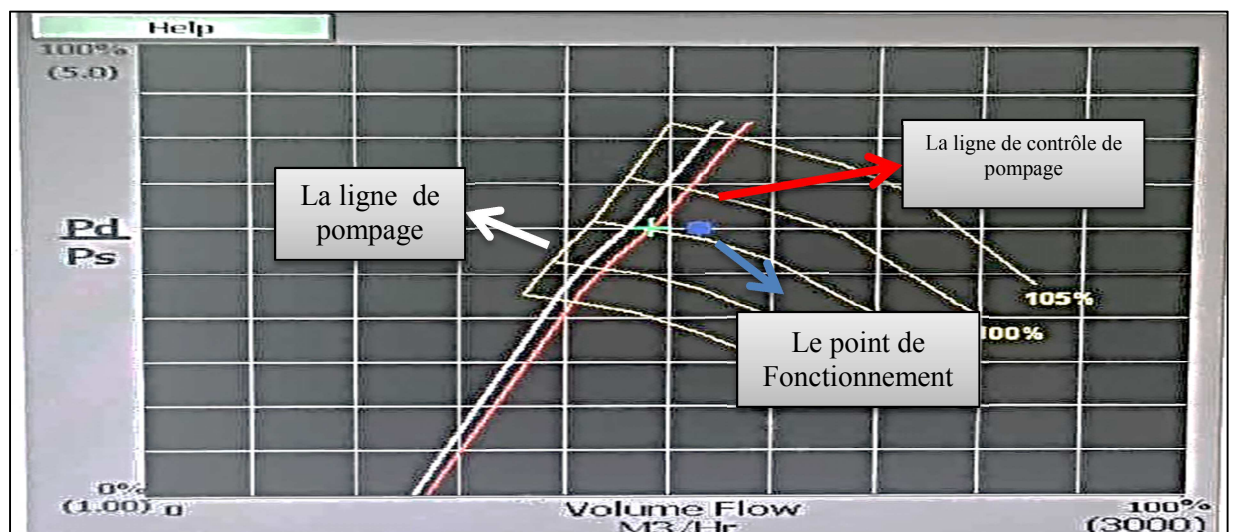


Figure III-11 Le points de fonctionnement

III-10-3 La turbine à gaz :

La pression de refoulement du compresseur est principalement utilisée dans le calcul de la température d'échappement maximale autorisée, en conjonction avec la température des gaz d'échappement. Ensemble, les deux peuvent être utilisés pour obtenir une très bonne approximation de la température de combustion, qui, dans les turbines à gaz, fait référence à la température des gaz d'échappement sortant de la tuyère de la turbine du premier étage. C'est cette température qui détermine la durée de vie des pièces du trajet des gaz chauds, et comme tout le monde veut maximiser la puissance de sortie ET la durée de vie des pièces en « contrôlant » cette température (qui, à l'heure actuelle, pour la plupart des turbines à gaz robustes de conception GE, ne peut pas être mesurée directement) en afin d'obtenir une puissance de sortie et une durée de vie optimales des pièces.

Le retour de vitesse, dans une turbine à gaz robuste de conception GE, contrôle principalement la pression du gaz combustible entre la vanne d'arrêt/rapport et la vanne de commande de gaz. Ceci est principalement fait pour que le débit à travers la vanne de régulation de gaz soit proportionnel à la course, et en mesurant la course (déplacement ; ouverture) de la vanne de régulation de gaz, on peut faire une très bonne approximation du débit de gaz combustible. Si la turbine brûle du carburant liquide, le retour de vitesse est également utilisé pour contrôler le débit de carburant liquide.

En général, la température d'entrée du compresseur n'est pas utilisée par le système de contrôle de la turbine pour contrôler quoi que ce soit. CEPENDANT, la température de l'air d'entrée affecte directement la puissance produite par la turbine à gaz (l'air plus froid est plus dense ; puisque l'arbre d'une turbine entraînant un générateur synchrone est relativement constant à mesure que la densité de l'air augmente, le débit d'air à travers le compresseur augmente (pour le même IGV (Ilet Guide Vane Angle) et cette augmentation du débit massique à travers l'unité entraîne une augmentation de la puissance de sortie). Les turbines à gaz sont nominales (sur la plaque signalétique) pour une certaine puissance de sortie à une certaine température ambiante (entrée du compresseur). Un air plus frais permet à la turbine de produire un peu plus de puissance, tandis qu'un air plus chaud entraîne une diminution de la puissance de sortie, tout cela en raison des changements de température et de densité ambiante (entrée du compresseur) Comme sur la figure III-12.

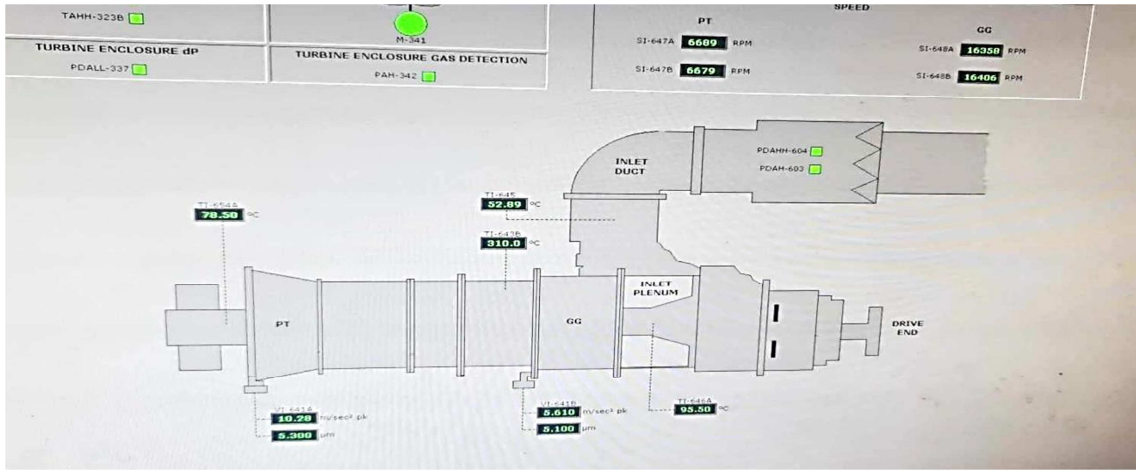


Figure III-12 la turbines à gaz de Ouargla

III-10-4 Régulation de charge dans un compresseur : [46]

La position des aubes variables du diffuseur au refoulement du compresseur LD est automatiquement réglée par le système de contrôle pour maintenir une pression constante dans les citernes cargaison. Dans les conditions normales, la boucle de contrôle du compresseur LD maintient la pression requise dans les cuves. Si la pression dans les cuves augmente au-dessus de la consigne, le diffuseur s'ouvre davantage, faisant augmenter le débit de gaz vers la machine Sur (la figure III-13).

Inversement, si la pression dans les cuves est en baisse, le diffuseur se ferme et réduit le débit de gaz. Le compresseur est protégé par une limite de débit minimal sous lequel il n'est pas possible de fonctionner sans pompage et un débit maximal au-delà duquel la charge maximale du moteur électrique est atteinte.

La charge du compresseur est surveillée en permanence par l'automate de régulation, ce dernier intègre plusieurs boucles de régulations PID avec trois paramètres prioritaires qui sont : le débit minimal, la pression du refoulement maximale et la puissance maximale.

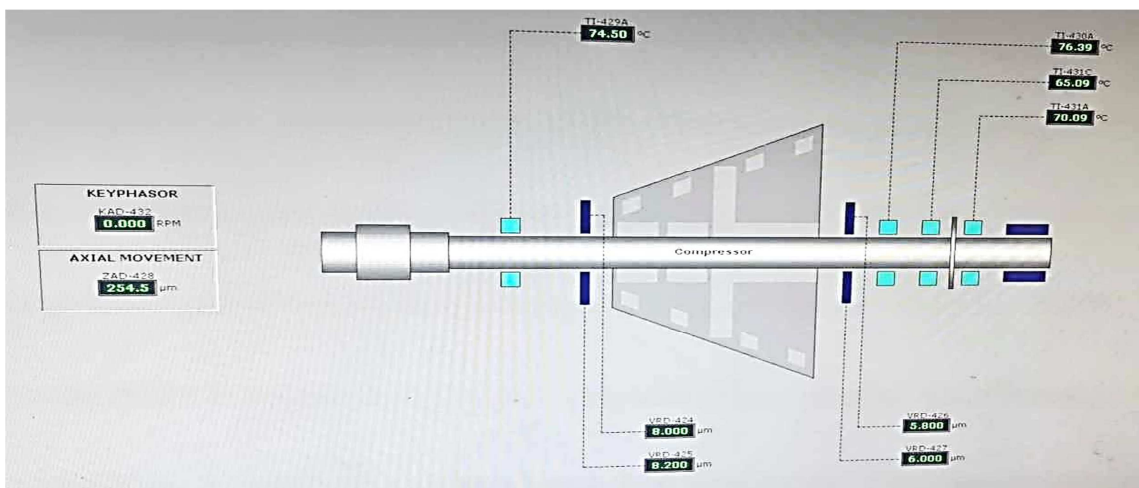


Figure III-13 Régulation de charge dan compresseur d'Ouargla

➤ On peut simplifier la régulation de la pression cuve et le contrôle de charge du compresseur par le schéma suivant Comme le montre (Figure III-14).

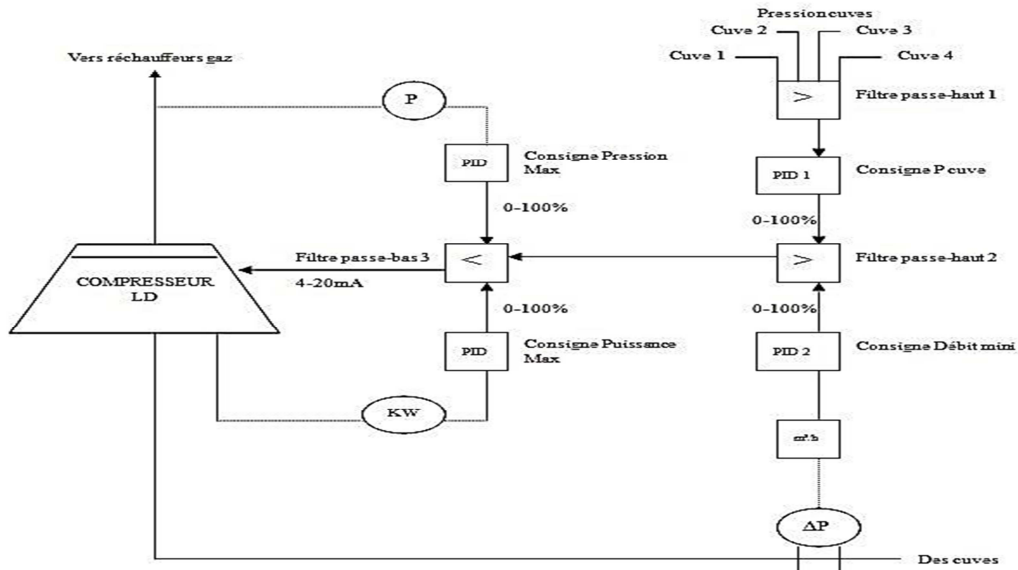


Figure III-14 Principe de régulation et contrôle de charge d'un compresseur LD

Grâce à un filtre passe-haut l'automate prend en charge la pression la plus élevée car une légère différence de pression entre les cuves peut être observée.

Selon la consigne de la pression cuve donnée par l'opérateur et la pression cuve la plus élevée, le régulateur PID ordonne une position pour le VDV ou l'IGV selon le type du compresseur. Cette valeur est comparée avec la consigne du débit minimal, un deuxième filtre passe haut prend en charge la valeur la plus élevée. Si la sortie de régulateur PID 1 est inférieure au débit minimal le compresseur passe en petite vitesse et commande le position de VDV ou IGV à 0%, ainsi le compresseur n'entre pas en zone de pompage

En régulation normale, la sortie du régulateur PID 1 est supérieure au débit minimal, le compresseur augmente lentement son débit selon une rampe programmée qui peut être définie par l'opérateur dans les paramètres de régulation disponible dans le synoptique de commande au PC machine. La rampe exprime en mbar/min la descente ou la montée de la pression cuve.

Le troisième filtre passe bas permet de comparer la consigne passée par le deuxième filtre avec deux consignes prioritaires : la pression de refoulement maximale et la puissance maximale du compresseur. C'est la consigne la plus petite des trois paramètres qui est prise en compte.

Si la pression maximale est atteinte à cause des éléments aval de la chaîne gaz, la sortie du filtre-passe aux 2 sera supérieure, le compresseur baisse son débit jusqu'à ce que la pression de refoulement redevienne acceptable. C'est la situation en cas d'arrêt soudain de l'incinérateur du gaz ou en cas l'arrêt inattendu par sécurité d'un moteur.

Le cas où la sortie du filtre passe-haut 2 est supérieure à la puissance maximale du compresseur est rencontré quand la consommation de la machine devient maximale et si le gaz est très froid c'est-à-dire un gaz très dense à l'aspiration, le compresseur atteint sa puissance maximale sans que les VDV ou IGV soit à 100%.

III-10-5 Résultats et discussion de l'essai de la turbine à gaz d'OUARGLA:

L'essai a pour but de vérifier le fonctionnement du système anti pompage du compresseur de la centrale électrique à gaz d'OUARGLA :

III-10-5-1 Caractéristiques du système de contrôle anti pompage :

Le rôle du contrôleur est de détecter qu'un étage de compression approche du point de pompage et agir sur la vanne de recyclage pour ramener le point de fonctionnement du Compresseur dans une zone de stabilité. Voir la figure III-15 Les incertitudes de mesures et les temps de réponse des actionneurs ne font que le contrôleur maintien le compresseur à un débit 3 à 10% au-dessus du point de pompage. Cette marge de sécurité doit être réduite au minimum pour optimiser sa consommation énergétique. [47]

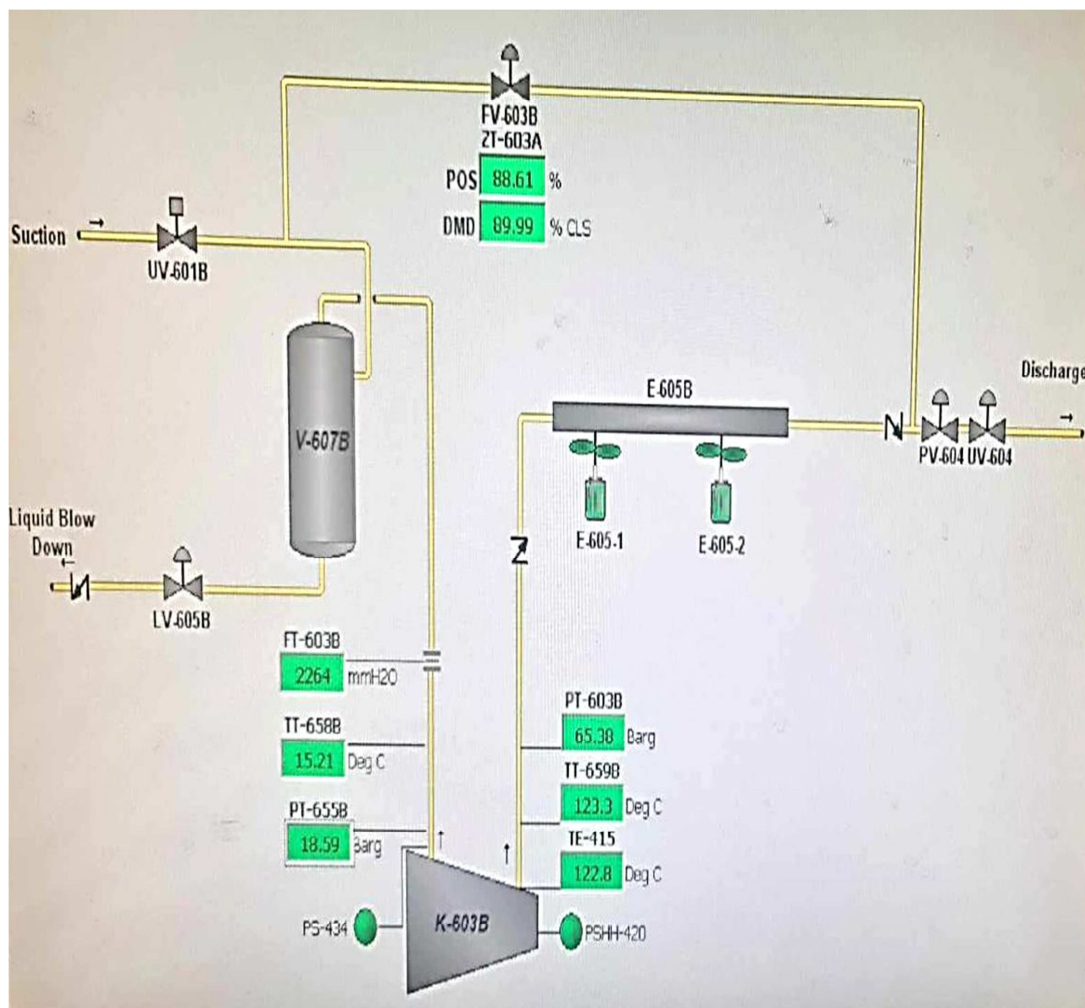


Figure III-15 système de contrôle anti pompage

III-10-5-2 Résultats graphiques et numériques de l'essai du compresseur

La figure III-16 présente la position du point de fonctionnement et le point de contrôle de l'anti pompage sur la courbe caractéristique $(P_d/P_s)= F(Q)$ et les iso vitesses du compresseur.

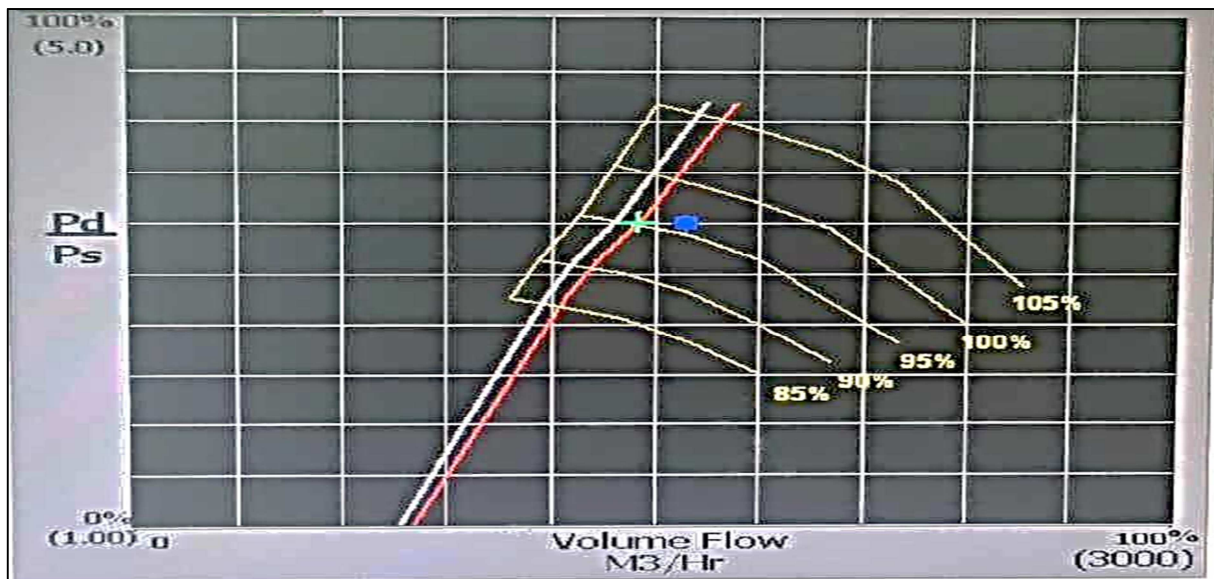


Figure III-16 Synoptique du contrôle du compresseur

Le Tableau III-1 présente les résultats numériques de l'essai du compresseur les différents paramètres thermodynamique de contrôle de l'anti pompage ainsi les conditions de références de l'essai du compresseur.

Table III-1 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz :

Paramètres thermodynamiques	Résultats de l'essai
Variables de pompage	
FT-603B : débit à l'entrée (mmH2O)	2262
TT-658B : température à l'entrée (°c)	15.19
PT-655B : Pression d'entrée (bar)	18.62
TE-415 : Température de décharge du compresseur (°c)	122.7
TT-559B : Température à la sortie du compresseur (°c)	123.2
PT -603B:Pression de de sortie du compresseur (bar)	65.61
Valve de pompage	

FY : Contrôle à la sortie de la valve anti pompage (%) CLS	89.99
ZT : Position de la valve (%)	88.61
Conditions de fonctionnement du compresseur	
CPR : rapport de pression (Pd/Ps)	3.39
CFS : débit volumique du pt de contrôle (%) (SETPOINT)	48.25
CFS : débit volumique du pt de contrôle (m ³ /h) (SETPOINT)	1448
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement (%)	52.84
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement (m ³ /h)	1585
Conditions de références	
MWt : masse molaire du gaz (référence)	21.64
PS : Pression de référence (bar)	21.90
TS : Température de référence (°K)	295.80
ZS : compressibilité du gaz de référence	0.9340

► Discussions sur le contrôle de la stabilité de fonctionnement du compresseur :

Le calcul de la marge de contrôle (MC) de pompage du compresseur donne :

$$\text{En (\%)} : MC = \dot{m}_{PO} - \dot{m}_{PC} = 4,49 \% \quad \text{ou} \quad \text{En (m}^3/\text{h)} : MC = 137 \text{ m}^3/\text{h}$$

Les résultats graphiques et numérique de l'essai du compresseur nous révèlent les points suivants : Voir la ligne de contrôle du pompage en fonction de la vitesse et du débit permet d'avoir une estimation de la proximité du contrôle de pompage dans une plage de débit de 4,49% (137 m³/h). Alors que la vitesse du compresseur est proche de 95% de sa vitesse nominale, la marge de pompage est faible. Les changements de débit basés sur les effets de densité (ou des changements dans la composition du gaz) ont une incidence sur la marge de

pompage et la ligne de pompage dans cette représentation. La marge de pompage est utile au cours du fonctionnement normal lorsque le débit doit être réduit en raison de la baisse de la pression des cuves.

III-10-5-3 Résultats graphiques et numériques du 1^{er} étage du compresseur

La figure III-17 présente la position du point de fonctionnement et le point de contrôle de l'anti pompage sur la courbe caractéristique $(P_d/P_s) = F(Q)$ et les iso vitesses du 1^{er} étage du compresseur.

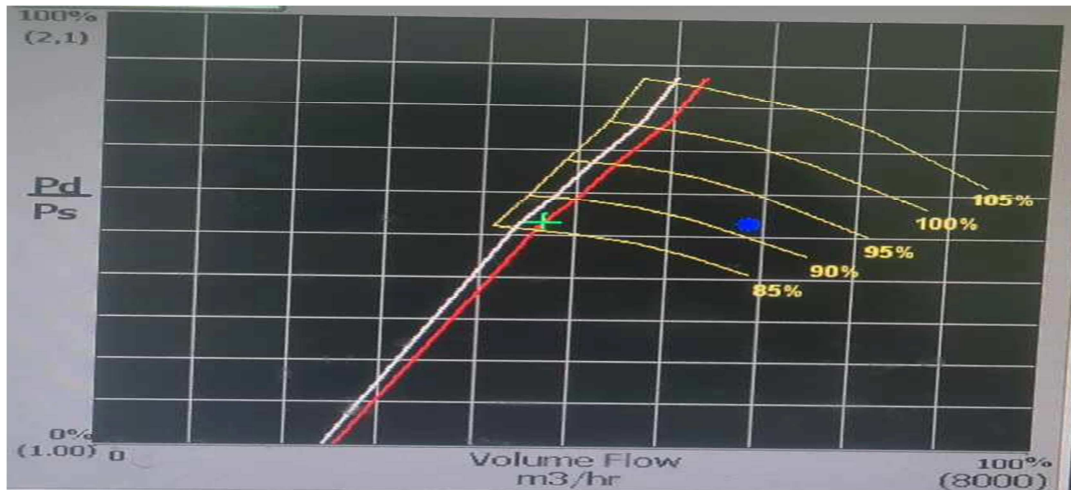


Figure III-17 Synoptique du contrôle du 1^{er} étage du compresseur

Le Tableau III-2 présente les résultats numériques de l'essai du 1^{er} étage du compresseur, les différents paramètres thermodynamiques de contrôle de l'anti pompage ainsi les conditions de références de l'essai du 1^{er} étage du compresseur.

Table III-2 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz (1^{er} étage)

Paramètres thermodynamiques (1 ^{er} étage)	Résultats de l'essai
Variables de pompage	
FT-501 : débit à l'entrée (mmH2O)	819.0
TT-501 : température à l'entrée (°c)	-23.60
PT-501 : Pression d'entrée (bar)	0.950
TE : Température de décharge du compresseur (°c)	

TT : Température à la sortie du compresseur (°c)	
PT-502 : Pression de de sortie (bar)	2.09
Valve de pompage	
FY : Contrôle à la sortie de la valve anti pompage (%) CLS	99.95
ZT : Position de la valve(%)	99.80
Conditions de fonctionne ment du compresseur	
CPR : rapport de pression (Pd/Ps)	1.58
CFS : débit volumique du pt de contrôle (%) (SETPOINT)	46.70
CFS : débit volumique du pt de contrôle (m ³ /h) (SETPOINT)	3736
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement(%)	68.45
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement (m ³ /h)	5476
Conditions de références	
MWt : masse molaire du gaz (référence)	44.29
PS : Pression de référence (bar)	1.85
TS : Température de référence (°K)	249.00
ZS : compressibilité du gas de référence	0.9540

► Discussions sur le contrôle de la stabilité de fonctionnement du 1^{er} étage du compresseur :

Le calcul de la marge de contrôle (MC) de pompage du 1^{eme} étage du compresseur donne:

$$\text{En (\%)} : MC = \dot{m}_{PO} - \dot{m}_{PC} = 21,75 \% \text{ ou En (m}^3/\text{h)} : MC = 1740 \text{ m}^3/\text{h}$$

Les résultats graphiques et numérique de l'essai du 1^{er} étage du compresseur nous permet de dire une estimation de la proximité du contrôle de pompage dans une plage de débit de 21,75%

(1740 m³/h). Alors que la vitesse de l'étage du compresseur est proche de 90% de sa vitesse nominale, la marge de pompage est très bonne. Cela nous permet de faire des variations de débit ou de compression sans risque de déclencher la valve anti pompage.

III-10-5-4 Résultats graphiques et numériques du 2^{ème} étage du compresseur

La figure III-18 présente la position du point de fonctionnement et le point de contrôle de l'anti pompage sur la courbe caractéristique (Pd/Ps)= F(Q) et les iso vitesses du 2^{ème} étage du compresseur.

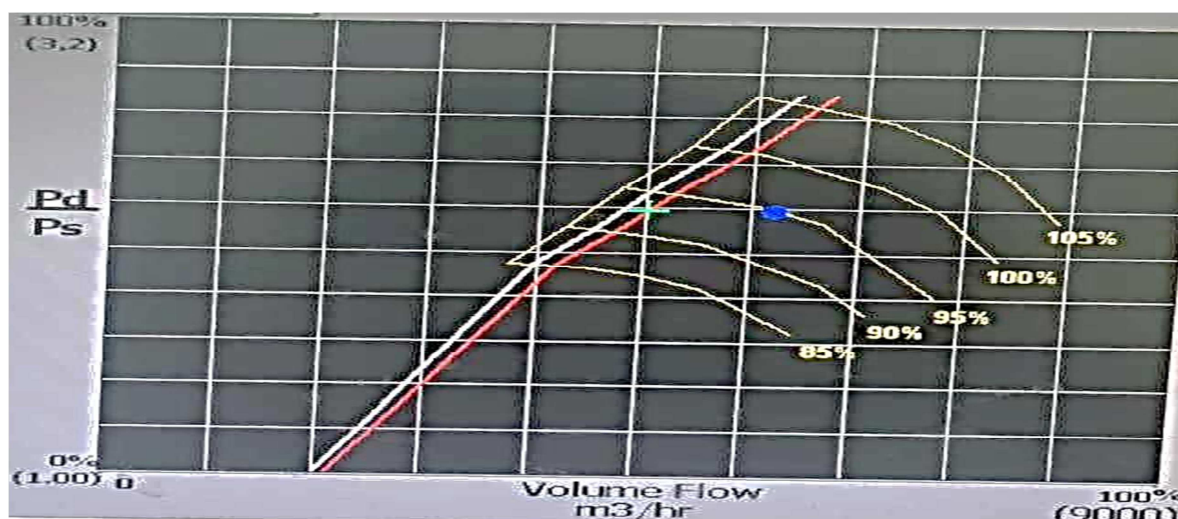


Figure III-18 Synoptique du contrôle du 2^{er} étage du compresseur

Le Tableau III-3 présente les résultats numériques de l'essai du 2^{ème} étage du compresseur, les différents paramètres thermodynamiques de contrôle de l'anti pompage ainsi les conditions de références de l'essai du 2^{ème} étage du compresseur.

Table III-3 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz 2^{er} étage

Paramètres thermodynamiques (2 ^{er} étage)	Résultats de l'essai
Variables de pompage	
FT-502 : débit à la sortie (mmH2O)	496.0
PT-502 : Pression à l'entrée (bar)	2.08
TT-502 : Température à la sortie (°c)	-14.20
PT-503 : Pression de de sortie (bar)	6.12

Valve de pompage	
FY-502: Contrôle à la sortie de la valve anti pompage (%) CLS	100
ZT-502 : Position de la valve(%)	100.1
Conditions de fonctionnement du compresseur	
CPR : rapport de pression (Pd/Ps)	2.31
CFS : débit volumique du pt de contrôle (%) (SETPOINT)	50.45
CFS : débit volumique du pt de contrôle (m ³ /h) (SETPOINT)	4541
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement(%)	62.24
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement (m ³ /h)	5602
Conditions de références	
MWt : masse molaire du gaz (référence)	44.07
PS : Pression de référence (bar)	3.29
TS : Température de référence (°K)	271.90
ZS : compressibilité du gas de référence	0.9350

► Discussions sur le contrôle de la stabilité de fonctionnement du 2^{er} étage du compresseur :

Le calcul de la marge de contrôle (MC) de pompage du 2^{eme} étage du compresseur donne:

$$\text{En (\%)} : MC = \dot{m}_{PO} - \dot{m}_{PC} = 11,79 \% \quad \text{ou} \quad \text{En (m}^3/\text{h)} : MC = 1061 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dans le deuxième étage, on constate que le point de fonctionnement est plus proche de la ligne de contrôle par rapport au 1^{er} étage, on constate également que la température TS a augmentée, la pression, ps, aussi a beaucoup augmenté, et la marge de pompage 11,79%(1061 m³/h) a diminué par rapport au premier étage et la vitesse est de 95% de la vitesse nominale, ce nous donne une manœuvre de taux de compression plus faible que le 1^{er} étage.

III-10-5-5 Résultats graphiques et numériques du 3^{eme} étage du compresseur

La figure III-19 présente la position du point de fonctionnement et le point de contrôle de l'anti pompage sur la courbe caractéristique $(P_d/P_s) = F(Q)$ et les iso vitesses du 3^{eme} étage du compresseur.

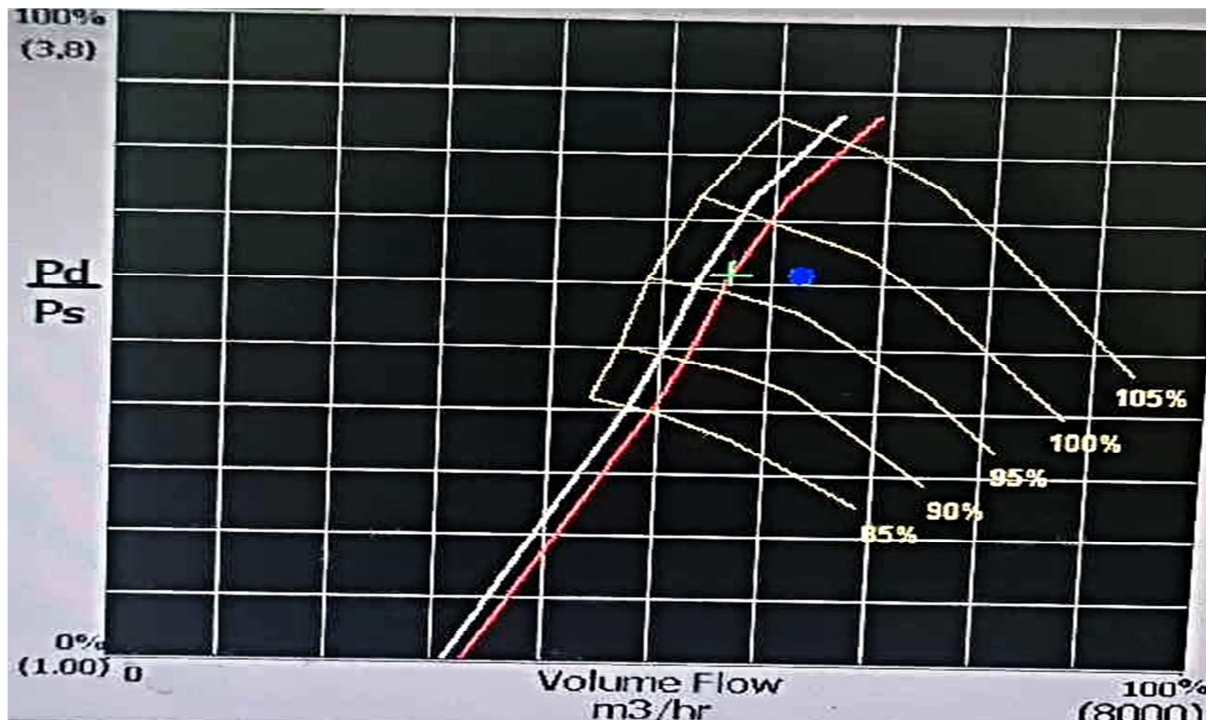


Figure III-19 Synoptique du contrôle du 3^{er} étage du compresseur

Le Tableau III-4 présente les résultats numériques de l'essai du 3^{eme} étage du compresseur, les différents paramètres thermodynamiques de contrôle de l'anti pompage ainsi les conditions de références de l'essai du 3^{eme} étage du compresseur.

Table II I-4 : Résultats de l'essai du compresseur de la turbine à gaz 3^{er} étage

Paramètres thermodynamiques (3 ^{er} étage)	Résultats de l'essai
Variables de pompage	
FT-503 : débit à la sortie (mmH ₂ O)	160
TT-503 : température à la sortie (°C)	17.20
PT-503 : Pression à la sortie (bar)	6.13
TT-554A : Température à la sortie (°C)	72.70

PT-504 : Pression de de sortie (bar)	18.36
Valve de pompage	
FY-503 : Contrôle à la sortie de la valve anti pompage (%) CLS	98.00
ZT-503 : Position de la valve(%)	97.33
Conditions de fonctionne ment du compresseur	
CPR : rapport de pression (Pd/Ps)	1.17
CFS : débit volumique du pt de contrôle (%) (SETPOINT)	56.23
CFS : débit volumique du pt de contrôle (m ³ /h) (SETPOINT)	4498
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement(%)	62.94
CFO : débit volumique du pt de fonctionnement (m ³ /h)	5035
Conditions de références	
MWt : masse molaire du gaz (référence)	43.68
PS : Pression de référence (bar)	8.40
TS : Température de référence (°K)	301.10
ZS : compressibilité du gas de référence	0.8530

► Contrôle et discussions de la stabilité de fonctionnement du 3^{er} étage du compresseur :

Le calcul de la marge de contrôle (MC) de pompage du 3^{eme} étage du compresseur:

$$\text{En (\%)} : MC = \dot{m}_{PO} - \dot{m}_{PC} = 6,71 \% \quad \text{ou} \quad \text{En (m}^3/\text{h)} : MC = 537 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dans le troisième étage, on remarque que le point de fonctionnement est plus proche de la ligne de contrôle par rapport au 1^{er} étage et au 2^{eme} étage , on constate également que la température TS a augmentée, la pression, ps, aussi a beaucoup augmenté, et la marge de

pompage 6,71 % ($537 \text{ m}^3/\text{h}$) a diminué par rapport au premier et au deuxième étage et la vitesse est proche de 97% de la vitesse nominale, ce nous donne une manœuvre de taux de compression plus faible que le 2^{ème} étage. De ce qui précède on peut dire que si la valve anti pompage du compresseur se déclenche c'est à cause en premier lieu du troisième étage c'est l'étage qu'il faut le surveillez le plus par ce que le point de fonctionnement est très proche de la ligne de contrôle anti pompage. La hauteur de pompage à atteindre sera moindre et le pompage peut se produire plus rapidement lors d'arrêt d'urgence.

III-11 - Conclusion :

Dans ce chapitre, nous expliquons le phénomène de pompage et ses systèmes de protection. Dans la centrale électrique de M'Silla nous avons trouvé un système anti-pompage de la société Metsu, tandis qu'au dans la centrale de Ouargla nous avons recherché des résultats d'essais du compresseur de la turbine à gaz aussi sur l'anti-pompage qui protège le compresseur du phénomène de pompage. Quant à la marge de pompage au premier et au deuxième étage, le point de fonctionnement était dans la zone de sécurité et au troisième étage il est devenu instable et s'est rapproché de la ligne de contrôle.

Voir la ligne de pompage en fonction de la vitesse et du débit permet d'avoir une estimation de la proximité du pompage dans une plage de débit ou de la marge de pompage. Alors que la vitesse du compresseur augmente, la marge de pompage diminue.

Ce phénomène est a évité en assurant au compresseur un débit minimum en toute circonstance grâce à une recirculation d'une partie du gaz pompé. La solution la plus simple consiste à recycler en permanence un débit fixe de gaz correspondant au débit minimum requis. Une telle méthode a l'inconvénient de devoir sur dimensionner la machine et d'occasionner une surconsommation d'énergie permanente. Elle doit donc être réservée aux machines de faible puissance pour lesquelles l'impact économique sera limité. [47]

Conclusion Général

Conclusion Générale

A la fin de ce mémoire, qui résume le projet de fin d'études de notre cursus universitaire au sein du Département de Génie Mécanique (Energétique) et afin d'assimiler les instabilités notamment le phénomène de pompage dans les compresseurs on a exprimé le lieu où nous avons évoqué les concepts de base rencontrés dans le domaine des turbomachines ainsi que les différents types de compresseurs et leurs applications. Le secteur industriel utilise des compresseurs dynamiques tels que les compresseurs axiaux et centrifuges. La question a été soigneusement abordée et son but principal était d'augmenter la pression d'un fluide.

Et du point de vue aérodynamique il était nécessaire de mettre l'accent sur l'influence de l'angle de calage des aubes et l'effet de la compressibilité sur la stabilité de ces compresseurs. Les études consignes de ne pas dépasser des angles d'incidence de 15° au de la de cette valeur le phénomène de décrochage se déclenche pour la majorité des profils d'aubes, ce qui conduit au phénomène de pompage qui est en majorité destructeur des turbomachines à fluides compressible.

Nous avons montré que pour remédier à ce phénomène, les constructeurs ont mis des dispositifs de protection anti-pompage, sa précision sa complexité de contrôle et sa robustesse permet au compresseurs de fonctionner proche de la ligne de pompage en toute sécurité qui conduit à un gain énergétique et économique important.

Pour compléter les connaissances théoriques et approfondir les méthodes appliquées et pour protéger ces équipements (turbomachines) des formations pratiques ont été dispensées aux centrales de M'Silla et Ouargla plus spécialement sur les systèmes anti pompages des compresseurs comme celui de M'Silla qui et de type Mets de haute qualité et efficacité tandis qu'à la centrale de Ouargla, nous avons mené des études sur les compresseurs centrifugeuses à trois étages et comment les protéger du phénomène de pompage ? Nous avons remarqué d'après l'essai pratique présenter dans le troisième chapitre, qu'il fallait surveiller le plus le 3eme étage qui a un point de fonctionnement très proche de la ligne de contrôle contrairement à celui du 1^{er} étage qui présente une marge de stabilité plus grande.

Enfin, nous espérons que ces informations seront utiles aux étudiants intéressés. Et nous proposant au prochain PFE d'approfondir le sujet en faisant plus d'essais pratique pour mieux maîtriser ce phénomène.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] P. Danoise, Moteurs à combustion interne, 1924, p. 80.
- [2] Phénomène de Pompage dans les compresseurs ; Master Académique ; SALAH YUCEF 2020/2021
- [3] « Fonctionnement du turbo - Pour la petite histoire l'invention du turbo ... » [archive], sur www.fiches-auto.fr (consulté le 18 décembre 2019)
- [4] Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, Nouvo pignon, SONATRACH
- [5] DOC CONTROLE – archive d'entreprise de SONATRACH RHOURE EL BAGUEL - 2015-
- [6] Turbine Engins Jespersen 3-A (Turbine Engins) Cartes | Quiz let
- [7] Initiation aux Compresseurs centrifuges 20/10/2008
- [8] Dr : Xavier Ottavy CNRS / Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique · Turbomachine Département PhD, HDR May 2007.
- [9] Etude d'un compresseur axial du moteur TV3-117BM ; Mémoire de Master ; Imine Bachir Année Universitaire 2015-2016
- [10] : Calculs hydraulique et vérification de la pompe centrifuge 502-P-001A ; diplôme de MASTER Académique ; SERHANE Imane et GABLI Djamila ; 2019/2020
- [11] T H È S E pour obtenir le grade de docteur, Hussain NOURI, le 18 décembre 2012, Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques.
- [12] JL Fernandez – Blagnac Saint Exupéry - Cours compresseur axial – 2019/10/3
- [13] : Ludovic Rodier : Modélisation du fonctionnement des compresseurs pendant le déclenchement du pompage, France, Toulouse 2020
- [14] Simulation Numérique du Phénomène de pompage dans les Compresseurs Axiaux HEBRI MOHAMMED ; KARROUB MOULOUD ; 2008-2009
- [15] Dr BOUAOUINA LALOUANI ; cours (chap7) les compresseur , université de M'Sila; 2023 / 2024
- [16] SIMULATION DE L'ÉCOULEMENT DE L'AIR DANS LA ROUE D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE ; MAAMMEUR Moustafa ; 2010-2011
- [17] T H È S E pour obtenir le grade de docteur, Monica VEGLIO, le 2 décembre 2015, Étude expérimentale des écoulements dans un étage de compresseur, axial à basse vitesse en régime

de fonctionnement instable.

[18] Ventra's Demetrio's and Petropoulos George, "Industrial Compressor Anti-Surge Computer control", World Academy of Science, Engineering and Technology 2007.

[19] L. Giarre, D. Bauso, P. Falugi and B. Beamish, "LPV model identification for Gain scheduling control an application to rotating stall and surge control problem", Mechanical

[20] P. Francisco and T. Williams, "Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Technics Universities: Eindhoven, 2000.

[21] J.V. Belvoir, Cennifilgal Compressor Surge Modeling and Identification for Control, Eindhoven: Eindhoven, 2007.

[22] Techniques de l'ingenieur

[23] H. MAD, " Etude théorique et pratique de phénomène de pompage dans les compresseurs industrielles "2007 ISSN 0011-4561

[24] etude-theorique-dun-compresseur-centrifuge-502e50440d6a9

[25] Cours de turbomachine à fluide compressible Xavier OTTAVY CNRS UMR 5509 Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique à l'École Centrale de Lyon

[26] H. MAD, " Etude théorique et pratique de phénomène de pompage dans les compresseurs industrielles ", 2007 ISSN 0011-4561

[27] Pompage des compresseurs-Techniques de l'Ingénieur, BM 4 182 par Jean-Marc PUGNET

[28] Sous système d'anti pompage Compresseur propane ; ARROUS NABIL LARBI ; 2007-2008

[29] M.C. Huppert, "Preliminary Investigation of Flow Fluctuations during Surge and Blade Row Stall in Axial Flow Compressors", National Advisory Committee for Aeronautics, report RM E52E28, USA, 1952.

[30] G.W.Lewis, F.C.Schwenk, G.K.Serovy, "Experimental Investigation of a Transonic Axial Flow Compressor Rotor with Double Circular Arc Airfoil Blade Sections, I- Design, Overall Performance and Stall Characteristics", National Advisory Committee for Aeronautics, report RM E53L21a, 1954.

[31] H.W.Emmons, C.E.Pearson, H.F.Grant, "Compressor Surge and Stall Propagation",

Transaction of American Society of Mechanical Engineers, vol.77, p.455-467, 1955.

[32] U.Haupt, Dion, U.Seidel, M.Rautenberg, "On the Mechanism of Blade Excitation Due to Surge on Centrifugal Compressors", Japan Society of Mechanical Engineers, paper 87- Tokyo-IGTC-22, 1987.

[33] K.Toyama, P.W.Runstadler, R.C.Dean, "An Experimental Study of Surge in Centrifugal Compressors", Centrifugal Compressor and Pump Stability, American Society of Mechanical Engineers, 1976.

[34] E.R.Tysl, F.C.Schwenk, T.B.Watkins, "Experimental Investigation of a Transonic Compressor Rotor with a 1.5 inch Chord Length and an Aspect Ratio of 3.0, I- Design, Overall Performance and Stall Characteristics", National Advisory Committee for Aeronautics, report RM E54L31, USA, 1955.

[35] Dion, U.Haupt, U.Hasemann, M.Rautenberg, "Excitation of Blade Vibration Due to Surge of Centrifugal Compressors", American Society of Mechanical Engineers, paper 92- GT-149, 1992.

[36] S.Mizuki, Y.Oosawa, "Unsteady Flow within Centrifugal Compressor Channels under Rotating Stall and Surge", American Society of Mechanical Engineers, paper 91-GT-85, 1991.

[37] Lupus, "Modified Surge in an Axial Flow Compressor", American Society of Mechanical Engineers, paper 92-GT-59, 1992.

[38] Sous système d'anti pompage Compresseur propane. Mr : ARROUS NABIL LARBI. 2007-2008.

[39] (1) - SEDILLE (M.) - Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux. - Tome 1 p. 221 et suivantes. Eyrolles et Masson. Paris 1973.

[40] SOUS SYSTÈME D'ANTI POMPAGE COMPRESSEUR PROPANE (Activité Aval, Division EDV, Complexe ENG)

[41] Cours sur les Compresseurs ; Dr. R. SAKER OUARGLI 08/12/2021

[42] Phénomène de Pompage dans les compresseurs. SALAH YUCEF. 2020/2021

[43] Mémoire de fin d'études Présenté en vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Electronique Etude et régulation du phénomène de pompage dans le compresseur centrifuge BCL405/C avec implémentation de l'algorithme anti-pompage sur automate S7/300

[44] Etude et régulation du phénomène de pompage dans le compresseur centrifuge BCL405/C avec implémentation de l'algorithme anti-pompage sur automate S7/300«Station Nord de Hassi R'mel» Ouldamer Salim 2008/2009

[45] Centrifugal Compressor Case Study. Gas Machinery Conference October 4-6, 2010
Phoenix, AZ by: Bill Eckert, B.Eng., Ph.D., Principal Engineer

[46] Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical
and Gas Industry Services; API STANDARD 617 SEVENTH EDITION, JULY 2002

[47] Brochure Fisher-Emerson ; Protecting a Centrifugal Compressor From Surge - *Pipeline &
Gas Journal, March 2012*