

République Algérienne Démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche scientifique



Université BATNA 2
Faculté de Technologie
Département Génie Industriel



Mémoire présenté au Laboratoire d'Automatique et Productique LAP
en vue de l'obtention du diplôme de
Magister en Génie Industriel
Option : Génie des systèmes Industriels

Par
CHABBI Abdeldjalil
Ingénieur d'État en Informatique

THÈME

Conception d'un contrôleur flou anti-pompage d'un système de compression de gaz

Directeur de Mémoire : Pr .MOUSS Leila. Hayet

Devant le jury :

MOUSS Med Djamel	Pr	Université de Batna 2	Président
BETTA Amar	MCA	Université de Batna 2	Examineur
TARI Abdelkaml	Pr	Université de Bejaia	Examineur
MOUSS Leila Hayet	Pr	Université de Batna 2	Rapporteur

Année universitaire : 2015/2016

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents.

Ma femme et mes enfants Hako et Lolo.

Mes frères et leurs familles.

Mes sœurs et leurs familles.

Remerciements

Remerciements

Louange au Dieu le tout puissant qui m'a accordé la foi, le courage et la patience pour mener ce travail.

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au sein du laboratoire d'Automatique et Productique, Département Génie Industriel, Université de Batna 2.

Je tiens d'abord à exprimer ma profonde reconnaissance et remerciement à Madame MOUSS Hayet , Professeur à l'université de Batna 2 et directrice du laboratoire de l'Automatique et Productique pour toute la confiance qu'elle m'a accordé, pour ses conseils judicieux, ses critiques fructueuses, ses encouragements permanents, pour sa grande disponibilité durant la réalisation de ce travail.

Je remercie vivement Monsieur MOUSS Djamel , Professeur à l'université de Batna 2, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider le jury de cette soutenance, malgré ses lourdes charge au niveau du département de Génie Industriel. Qu'il trouve ici l'expression de ma plus grande gratitude.

Je remercie très vivement Monsieur TARI AbdelKamel Professeur, à l'université de Bejaïa, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce modeste travail, malgré ses charge au niveau du l'université de Bejaia. Qu'il trouve ici ma reconnaissance pour sa modestie et son esprit scientifique.

Je tiens sincèrement à remercier Monsieur BETTA Amar, Maître de Conférences à l'universitaire de Batna, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'être l'un des examinateurs de cette thèse.

Je tiens également à adresser mes remerciements à tous les enseignants du département de Génie Industriel et en particulier Pr. MOUSS Nadia, Dr AITOUCH Samia, Dr ABDELHAMID Samir, Dr KANIT Abdelghafour.

Je tiens également à adresser mes remerciements à mes cher amis BOUHAFNA Khireddine et REZKI Djamil pour leurs aides, leurs encouragements et leurs soutiens moraux dans des moments très difficiles.

Remerciements

Enfin, que les enseignants, personnels, étudiants du Département de Génie Industriel à l'université de Batna et à tous ceux qui par un simple mot, sourire ou un geste, m'ont aidée à surmonter la pente tout au long de la réalisation de ce travail trouvent ici mes remerciements les plus sincères.

Sommaire

Introduction Générale	1
Chapitre 1 : Généralité sur l'unité RGTE et les compresseurs centrifuges	
Error! Bookmark not defined.	
1.1 Introduction	5
1.2 Description de l'unité de production RGTE	8
1.3 L'unité RGTE	10
1.3.1. Les centres de séparation	10
1.3.2. La section soufflante	11
1.3.3. La section de compression :	12
1.3.4. L'unité de déshydratation TEG :	13
1.3.5. Le système de contrôle DCS(Distrubeted Control System)	14
1.4 Classification des types des compresseurs	16
1.5 Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuge	17
1.5.1.Description générale	17
1.5.2.Principe de Fonctionnement	18
1.6 Evolution des pressions dans un étage de compression	21
1.7 Définition des grandeurs physiques concernant la compression	21
1.7.1.Hauteur réelle H_{eff}	22
1.7.2.Hauteur adiabatique	22
1.7.3.Hauteur polytropique	23
1.7.4.Coefficient de Débit :	23
1.7.5.Coefficient de la Hauteur :	23
1.7.6.Coefficient de la Pression :	24
1.7.7.Rendement Polytropique :	24

Sommaire

1.7.8.Rendement Adiabatique :	24
1.7.9.La puissance absorbée par le compresseur :	24
1.8 Caréristique d'un système de compression	24
1.8.1.Caractéristiques d'un compresseur	24
1.8.2.Courbe caractéristique d'un compresseur	25
1.8.3.Performances du compresseur	26
1.8.4.Description du phénomène de pompage	27
1.8.5.Cycle de pompage et stabilité du point de fonctionnement	28
1.8.6.Stabilité d'un système de compression	30
1.8.7.Limites de pompage et de contrôle	32
1.9 Conséquences du phénomène de pompage	34
1.9.1 Pompage du compresseur	34
1.9.2 Danger du pompage	35
1.9.3 Dommages des compresseurs dus au pompage	36
1.10Systèmes actuels de régulation anti-pompage	36
1.11 Conclusion	39
Chapitre2: Modélisation du système de compression	40
2.1Introduction	40
2.2Littérature sur la modélisation de système de compression	40
2.3 Le modèle du système de compression en boucle ouverte	44
2.3.1L'origine de la caractéristique du compresseur	47
2.3.2Modèle de la vanne	48
2.3.3Résultats de simulation du modèle du compresseur	49
2.4 Caractéristiques de performance du compresseur centrifuge	52.
2.5 Phénomène de pompage, ligne de protection et décrochage tournant	53
2.6 Modélisation d'un système de compression avec recyclage	56

Sommaire

2.6.1L'ouverture manuelle de la vanne de recyclage	
Error! Bookmark not defined.	
2.6.2Résultats de simulation	
Error! Bookmark not defined.	
2.6.3Discussions des résultats	58
2.7 conclusion	60
Chapitre 3: Commande PID classique du Système de Compression	
Error! Bookmark not defined.	
3.1Introduction	60
3.2Objectifs du système de commande	61
3.3Le régulateur PID	61
3.4.1Introduction	61
3.4.2Réglage d'un contrôleur PID	63
3.4Système de recyclage avec régulateur PID	65
3.4.1 Le principe de régulation du contrôleur PID	66
3.4.2 Procédure, analyse et résultats	68
3.5 Variation de couple exercé sur le compresseur centrifuge	71
3.5.1 Le couple mécanique exercé au compresseur $\tau_m=5\text{NM}$	72
3.5.2 Le couple mécanique exercé au compresseur $\tau_m=5.3\text{ NM}$	72
3.6 L'Ajout d'un Contrôleur PI de vitesse	73
3.6.1Introduction	73
3.6.2 Simulation	74
3.7 Variation de Vitesse exercé par l'actionneur sur le compresseur centrifuge	76
3.8 Conclusion	78
Chapitre 4: Commande par régulateur flou	
..... Error! Bookmark not defined.	
4.1 Introduction	.81
4.2 Les principes de la logique floue	83

Sommaire

4.2.1Ensembles Flous	82
4.2.2Variables Linguistiques	84
4.2.3Opérations sur les ensembles flous	84
4.2.3.1Union floue (disjonction)	85
4.2.3.2 L'intersection Flou (Conjonction)	85
4.2.4 Fonction D'appartenance	85
4.2.5Raisonnement Flou	86
4.2.5.1Implication Floue	
Error! Bookmark not defined.	
4.3 Réglage et commande par la logique floue	88
4.3.1Régulateur Flou	87
4.3.1.1Base de règles	88
4.3.1.2Moteur d'inférence	88
4.3.1.2.1. Méthode d'inférence max-min (méthode de Mamdani)	89
4.3.1.2.2. Méthode d'inférence max-produit (méthode de Larse	90
4.3.1.2.3. Méthode de Sugeno	90
4.3.1.3Interface de Fuzzification	90
4.3.1.4 Interface de defuzzification	90
4.3.1.4.1. Méthode du maxima	90
4.3.1.4.2. Méthode de la moyenne des maximas	91
4.3.1.4.3. Méthode du centre de gravité	91
4.3.1.4.4. Méthode des hauteurs pondérées	91
4.3.2Régulateur flou de type MAMDANI	91
- Synthèse du régulateur	90
4.4 Régulateur PI floue d'anti-pompage de compresseur centrifuge	94
4.4.1Stratégie de la commande anti pompage proposé a vitesse constante	93
4.4.2Conception de contrôleur floue dans un plage de vitesse limité	96

Sommaire

4.4.3 Conception de contrôleur floue avec vitesse variable cas générale	101
4.4.3.1 Stratégie de contrôle	101
4.5 Perturbation du système de compression	107
4.5.1 Variation de couple mécanique exercé sur le compresseur	106
1. Etude de la réaction de contrôleur floue avec un couple égale à 5.3NM	106
2. Etude de la réaction de contrôleur floue avec un couple égale à 8NM	107
3. Etude de la réaction de contrôleur floue avec un couple égale à 8.5NM	108
4.5.2 Variation de la vitesse imposée par l'actionneur sur le compresseur	109
1- Cas d'une vitesse égale à 3650rad/s	109
2- Cas d'une vitesse égale à 6000rad/s	110
4.6 .Comparaison entre le régulateur PID et le régulateur flou	112
4 .7. Conclusion	113
Conclusion général et perspectives	
Error! Bookmark not defined.	
Références Bibliographies	. 116

LISTE DES FIGURES

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1 : Généralités sur l'unité RGTE et les compresseurs centrifuges

Figure 1.1. Vue interne d'un compresseur centrifuge à quatre étages

Figure 1.2. Vue générale de l'unité RGTE

Figure 1.3. La composition de L'Unité RGTE

Figure 1.4. L'unité soufflante

Figure 1.5. La partie compression du process

Figure 1.6. L'unité déshydratation TEG

Figure 1.7. Architecture et configuration de system de control de l'unité RGTE

Figure 1.8. Classification des compresseurs

Figure 1.9. Compresseur centrifuge

Figure 1.10. Aspiration du gaz d'un compresseur centrifuge

Figure 1.11. Vue latérale de la roue d'un compresseur centrifuge

Figure 1.12. Vue d'un diffuseur d'un compresseur centrifuge

Figure 1.13. Refoulement du gaz d'un compresseur centrifuge

Figure 1.14. Schéma de compression dans un étage du compresseur centrifuge

Figure 1.15. Illustration des courbes d'isorendement d'un compresseur centrifuge

Figure 1.16 : Courbe caractéristique mesurée d'un compresseur

Figure 1.17: Représentation schématique d'une carte de compresseur

Figure 1.18 : Ligne de pompage sur la caractéristique d'un type de compresseur

Figure 1.19.a Caractéristique d'un compresseur avec un pompage profond[3]

Figure 1.19.b Les parties stable et instable de la caractéristique

Figure 1.19.c Ligne de pompage et ligne de contrôle

Figure 1.20 Commande anti-pompage d'un compresseur

Figure 1.21 Mesure d'un déclenchement de pompage à la sortie décompresseur

Figure 1.22 Conséquence de pompage

Figure 1.23 Régulation Anti Pompage

LISTE DES FIGURES

Figure 1.24 System de contrôle Anti-pompage utilisée

Chapitre 2 Modélisation du Système de Compression

Figure 2.1 : Littérature générale sur la modélisation de système de compression

Figure 2.2 : Système de compression développé par Egeland &Gravdahl (2003)

Figure 2.3 : Triangle des vitesses à la sortie de la roue à aubes

Figure 2.4: le modèle de compression en boucle ouvert (sans recyclage) sous Simulink

Figure 2. 5: Évolution du débit dans le compresseur centrifuge

Figure 2. 6 La vitesse de compresseur résultat de simulation

Figure 2. 7 Le point de fonctionnement du compresseur résultat de simulation

Figure 2 .8a : Caractéristiques du décrochage tournant du compresseur

Figure 2.8b: Caractéristique du performance du compresseur

Figure 2.9. Caractéristique des performances du compresseur et la marge de protection

Figure 2.10: Cycle de pompage

Figure 2.11 : Marge de protection

Figure 2.12 Le système de compression recyclé

Figure 2.13 le modèle de compression avec recyclage sous Simulink

Figure 2.14 Le débit massique de compresseur résultat de simulation (avec recyclage)

Figure 2.15 La vitesse de compresseur résultat de simulation (avec recyclage)

Figure 2.16 la pression d'aspiration et de refoulement de compresseur résultat de simulation (avec recyclage)

Figure 2.17 Le point de fonctionnement résultat de simulation (avec recyclage)

Chapitre 3 Commande PID classique du Système de Compression

Figure 3.1: Le schéma de la boucle de commande par PID

Figure 3.2: Réponse d'un PID à un échelon

Figure 3.3 : Système de recyclage avec un régulateur PID

Figure 3.4: La stratégie de régulation par PID de la vanne de recyclage

Figure 3.5: Schéma de la régulation anti-pompage par PID

LISTE DES FIGURES

Figure 3.6: Schéma de system de compression contrôlé par un régulateur PID sous SIMULINK

Figure 3.7.a Le débit massique résultat de simulation

Figure 3.7.b Le débit d'entrée et de recyclage résultat de simulation

Figure 3.7.c La pression d'aspiration et de refoulement résultat de simulation

Figure 3.7.d la vitesse de compresseur résultat de simulation

Figure 3.7.e Zoom sur le point de fonctionnement résultat de simulation

Figure 3.8a Le débit massique cas d'un couple mécanique $\tau_m=5$ NM

Figure 3.8 b Le débit massique cas d'un couple mécanique $\tau_m=5.3$ NM

Figure 3.9: Schéma de system de compression contrôlé par un régulateur de recyclage PID et un Controller de vitesse PI sous SIMULINK

Figure 3.10.a Le débit massique cas Contrôleur anti pompage PID avec contrôleur de vitesse PI

Figure 3.10.b La vitesse de compresseur cas Contrôleur anti pompage PID avec contrôleur de vitesse PI

Figure 3.10.c Le débit d'entrée et de recyclage cas Contrôleur anti pompage PID avec contrôleur de vitesse PI

Figure 3.11a Le débit massique pour $\omega=3600$ rad/s

Figure 3.11b Le débit massique pour $\omega=3650$ rad/s

Figure 3.11c Le débit massique pour $\omega=3700$ rad/s

Chapitre 4 Commande par régulateur flou

Figure 4.1: Fonction d'appartenance : (a) logique classique : (b) logique floue

Figure 4.2 Fonctions d'appartenance de T (vitesse)= {NG,NP, ZE,PP,PG}

Figure 4.3: Forme des fonctions d'appartenance usuelles.

Figure 4.4 Schéma synoptique d'un régulateur flou

Figure 4.5 a Schéma d'une boucle contrôlé par un contrôleur PI flou a deux entrées

Figure 4.5 b Schémas d'une boucle contrôlé par un contrôleur PI flou à entrée unique

Figure 4.6 Caractéristique de compresseur à différentes vitesses

Figure 4. 7 Illustration de la stratégie de commande anti pompage proposé

LISTE DES FIGURES

- Figure 4.8 les règle flou du contrôleur de la conduite du compresseur centrifuge
- Figure 4.9 Le modèle sous Simulink avec contrôleur floue a vitesse constante
- Figure 4.10a Les ensembles flous utilisés pour l'entrée de débit
- Figure 4.10b Les ensembles flous utilisés pour l'entrée de variation de débit ' dQ/dt '
- Figure 4.10c Les ensembles de sortie (ouverture de la vanne)
- Figure 4.11 Le contrôleur PI floue
- Figure 4.12: Surface de commande par PI flou
- Figure 4.13a: Débit massique du compresseur centrifuge
- Figure 4.13b: Débit d'entrée et débit recyclé du compresseur centrifuge
- Figure 4.13c: La vitesse de compresseur centrifuge
- Figure 4.13d: Le Point de fonctionnement
- Tableau 4.14 La localisation du point de fonctionnement
- Figure 4.15a Les ensemble floue du distance d cas vitesse variable
- Figure 4.15b Les ensemble floue du la variation de la distance d cas vitesse variable
- Figure 4.15c Les ensembles de sortie (ouverture de la vanne) cas cas vitesse variable
- Figure 4.16a Le débit massique cas d'une vitesse variable
- Figure 4.16b Le débit d'entrée et le débit recyclé
- Figure 4.16c La vitesse de compresseur
- Figure 4.16d La pression d'aspiration et la pression de refoulement
- Figure 4.17a Le débit massique cas d'un couple égale 5.3NM ($\tau_m=5.3$ NM)
- Figure 4.17b La vitesse de compresseur cas ($\tau_m=5.3$ NM)
- Figure 4.18a Le Débit massique cas ($\tau_m=8$ NM)
- Figure 4.18b La vitesse de compresseur cas ($\tau_m=8$ NM)
- Figure 4.19a Le débit massique cas ($\tau_m=8.5$ NM)
- Figure 4.19.b La vitesse de compresseur cas ($\tau_m=8.5$ NM)
- Figure 4.20 Système de compression sous Simulink avec contrôleur flou et régulateur PI de vitesse

LISTE DES FIGURES

Figure 4.21a Le débit massique cas de $\omega=3650\text{rad/s}$

Figure 4.22b La vitesse de compresseur cas d'un point de consigne $\omega=3650\text{rad/s}$

Figure 4.23a Le débit massique cas de $\omega=6000\text{rad/s}$

Figure 4.23b La vitesse de compresseur cas d'un point de consigne $\omega=6000\text{rad/s}$

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 centrifuges et ses protections. Tout d'abord, nous avons élaboré le modèle mathématique qui décrit le fonctionnement du processus industriel de compression de gaz naturel, puis nous avons déterminé les régulateurs appropriés afin de palier à ce problème. Dans cette étude, nous avons proposé une nouvelle stratégie de régulation floue basée sur la redondance de protection afin d'éviter l'ouverture permanente de la vanne de recyclage pour améliorer la production.

Mots clés: Système de compression du gaz, Compresseur centrifuge, Phénomène de pompage, régulateur PID, régulateur flou.

RESUME

Abstract:

Surge is an aerodynamic instability of overall compressor during operation with small flow. When the discharge network sufficiently emptied on the suction network by the recycle valve, the compressor finds new operating conditions enabling him to restore the flow in the good direction, until a new cycle of instability starts again. This known phenomenon of the origin of the compressors appears when the suction flow of a machine goes down to the lower part from a certain limit, for a given rotation speed.

In this work, we presented an in-depth study on the phenomenon of the surge in the centrifugal compressor and its protections. Firstly, we elaborated the working model who describes the operation of industrial process for natural gas compression, then we determined the appropriate controllers in order to avoid this phenomenon. In

this study, we proposed a new strategy of regulation using fuzzy logic technique based on the redundancy of protection to avoid the permanent opening of the recycle valve in order to improve the production.

Key words: Gas compression system, Centrifugal compressor, Surge phenomenon, PID controller, Fuzzy controller.

ملخص

الانفداع المفاجئ هو عدم الاستقرار الهوائي من خلال عملية الضاغط المركزي عند الاشتغال بتدفق صغير في هذه الحالة فان اتجاه الغاز ينعكس من التفريغ الى المص وبعدها يجد الضاغط الهوائي الظروف المواتية للتشغيل بالشكل الصحيح (من المص الى التفريغ) للقيام بدورة عدم اتزان جديدة

هذه الظاهرة معروفة في كل أجهزة الضغط لما تدفق المص ينخفض تحت قيمة معينة و في سرعة معلومة. من خلال هذا العمل قمنا بتقديم دراسة معمقة لظاهرة الانفداع المفاجئ لاجهزة الضغط المركزي و كيفية حمايتها .

اولا قمنا بتقديم نموذج رياضي الذي يدرس طريقة عمل الضاغط المركزي للغاز الطبيعي و ثانيا قمنا بايجاد المنظم المناسب لحل هذا المشكل.

في هذه الدراسة قمنا بعرض استراتيجيات جديدة بواسطة منظم غامض الذي يسمح بتجنب الفتح الدائم لصمام الحماية من اجل تحسين الانتاج.

الكلمات المفتاحية انظمة ضخ الغاز ,ضاغط الطرد المركزي ,ظاهرة الانفداع المفاجئ ,منظم PID

منظم غامض

Introduction

L'automatisation joue un rôle très important dans le développement de l'industrie du pétrole et du gaz. Les procédés modernes de traitement du pétrole se caractérisent entre autres par de grands débits, vitesses élevées des fluides d'où la nécessité de déterminer de ces variables avec une grande précision.

De ce fait, l'automatisation intégrée ne s'attache pas, seulement, au maintien de quelques variables à de valeurs de consigne, mais aussi au processus dans ses divers modes de fonctionnement. En général, les modes de fonctionnement normaux et anormaux qui correspondent aux différents états affectés par une défaillance sont pris en considération. La correction de ces dernières peut provoquer l'arrêt immédiat du processus, soit basculer la commande en mode dégradé (diminution de la production) qui consiste à modifier les consignes et les commandes des boucles en temps réel.

La détection de défauts appliquée aux processus industrielles vise à assurer un fonctionnement acceptable en assurant la qualité du produit, en évitant la détérioration de l'équipement, en augmentant la disponibilité des processus et en contournant les instabilités et les arrêts d'urgence [64].

Les compresseurs centrifuges dans l'industrie pétrolière et gazière constituent une partie essentielle du processus des machines dans les sites d'exploitation. Les compresseurs centrifuges sont des équipements coûteux et consommateurs d'énergie. Le potentiel, le capital et les économies opérationnelles seront meilleurs, si la conception et le fonctionnement sont traités d'une manière compétente. En outre, les compresseurs centrifuges sont très sensibles aux variations des conditions de fonctionnement, ils ont une gamme opérationnelle limitée et en cas de dépassement le compresseur peut être endommagé. Pour ces raisons, les compresseurs doivent être commandés correctement [1].

Les compresseurs sont soumis à un problème très important qui est le phénomène de pompage. Il représente un état d'instabilité de fonctionnement entraînant des pulsations avec inversion de la poussée axiale du rotor. Alors, des vibrations apparaissent au niveau du compresseur pouvant être dangereuses pour sa tenue mécanique et l'inversion du débit peut conduire à la rupture des ailettes. L'objectif de ce modeste travail est bien de détecter le

INTRODUCTION GÉNÉRALE

pompage et de le corriger en temps réel. Il est donc essentiel de maintenir le fonctionnement du compresseur en dehors de la zone d'instabilité. Ce phénomène apparaît dans les zones de fonctionnement correspondant aux faibles débits à l'aspiration et peut généralement avoir lieu à partir du moment où le point de fonctionnement atteint son maximum sur la courbe caractéristique «Taux de compression - Débit » du compresseur.

La stabilité d'un point de fonctionnement est assurée par l'association de la caractéristique du compresseur et celle des réseaux d'aspiration et de refoulement simultanément. Une diminution du débit d'aspiration engendre une translation de la caractéristique du réseau vers une zone d'instabilité. Une augmentation du volume de refoulement peut entraîner une recirculation du gaz dans le sens inverse de l'écoulement, ce qui peut créer des vibrations à l'intérieur du compresseur.

Pour prévenir ce phénomène, les compresseurs sont dotés de systèmes de régulation d'anti-pompage. Ils permettent de maintenir le compresseur dans une marge de fonctionnement tout en assurant, un débit aspiré supérieur au débit correspondant au pompage, en renvoyant à l'aspiration par le biais d'une vanne de détente pilotée par un régulateur de débit. Certes, le débit de gaz prélevé au refoulement, en effet il provoque une grande baisse de production (mode de fonctionnement dégradé) résultant l'ouverture de la vanne de recyclage. Mais c'est une action nécessaire pour éviter le phénomène de pompage.

Jusqu'à présent, les solutions proposées pour se prémunir de ce phénomène ont donnés des résultats plus ou moins encourageants, mais présentent toujours un risque de passage en phase de pompage. En effet, les systèmes d'automatisation actuels d'anti -pompage présentent quelques inconvénients, à savoir :

- Le gaspillage du gaz à cause de l'ouverture permanente des vannes de recyclage.
- Un temps de réponse des régulateurs anti-pompage assez grand.
- Fonctionnement dans certains cas du compresseur dans la zone de pompage même si les vannes de recyclage sont complètement ouvertes.

Ces inconvénients de fonctionnement exigent des moyens spécifiques de protection anti-pompage capables de s'adapter à tout changement dans les caractéristiques dynamiques d'exploitation du système de compression de gaz.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans ce travail nous avons considéré la défaillance la plus dangereuse pour un compresseur : à savoir le pompage, nous avons réalisé une modélisation et la commande intelligente du phénomène de pompage d'un compresseur centrifuge. Pour un système de compression, le pompage non seulement limite les performances et l'efficacité d'un compresseur, mais peut aussi endommager le compresseur et les auxiliaires en raison des lourdes charges thermiques et mécaniques impliquées. En outre, les vibrations associées à des parasites peuvent entraîner des niveaux de bruit inacceptables. Aussi, la commande du fonctionnement devrait donner un système de compression plus souple et permettre à la machine de fonctionner aux points de fonctionnement les plus efficaces, qui sont généralement situés à proximité du point d'amorçage du pompage.

Cette recherche sur la commande non linéaire des compresseurs permet de connaître les zones de fonctionnement limitées par le décrochage tournant à un débit très élevé et par le début d'instabilité causé par le pompage. Traditionnellement, cette instabilité est évitée par l'utilisation de systèmes de commande qui empêchent le fonctionnement du compresseur dans la région instable située à gauche de la ligne de pompage représentant la limite de stabilité.

Le problème fondamental d'instabilité connu par le pompage réduit la zone de fonctionnement des compresseurs aux bas débits. Cette solution est basée sur la détection et le maintien du point de fonctionnement à droite de la limite de pompage en préservant une petite marge. Il est très bénéfique et efficace de faire fonctionner le compresseur le plus près possible de la limite de pompage, c'est l'un des objectifs de notre étude.

La conception des compresseurs avec de tels contrôleurs permet d'augmenter la zone de fonctionnement de ces derniers. En plus, ceci évite le besoin de techniques de commande manuelle, qui stabilisent le compresseur lorsque des perturbations apparaissent sur le système ou apparaît un glissement de la ligne de contrôle, autrement, lorsque le point de fonctionnement peut causer un dépassement de la limite de pompage.

La commande de pompage a montré la capacité de développer la plage de fonctionnement de manière significative. Cette étude présente une solution classique à ce problème basée sur le régulateur PID et une commande intelligente basée sur la logique floue

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres:

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Le premier chapitre, est consacré à des généralités sur les compresseurs centrifuges et leurs constitutions, ainsi que sur les caractéristiques, la stabilité et sur la définition de la plage de fonctionnement des compresseurs centrifuges. Une description générale de l'unité de compression de gaz RGTE là où j'ai nos données ont été collecté a été également présenté.

Le deuxième chapitre est dédié à la modélisation mathématique de l'ensemble de la chaîne compression (compresseur, système d'entraînement, réseaux d'aspiration et de refoulement) commençant par une présentation de littérature sur la modélisation de système de compression, suivi par une modélisation de système de compression en boucle ouverte et avec recyclage. La modélisation mathématique est nécessaire afin de déterminer la structure du système en fonction des paramètres qui agissent sur ce dernier (débit d'aspiration, taux de compression, température ainsi que la vitesse du compresseur).

Le troisième chapitre quant à lui est réservé au développement de système d'automation des compresseurs, qui englobe le choix du mode de réglage et la conception de système de conduite. Cette phase passe obligatoirement par la détermination et l'implémentation des algorithmes du régulateur « PID » classique

Le quatrième chapitre présente la commande par la logique floue, et la synthèse du régulateur. Les résultats de simulation sont alors discutés.

Dans le but de comparer les deux régulateurs synthétisés (PID et flou), nous avons effectué un incident simulé sur le système de compression contrôlé, la réaction de chaque régulateur est présentée et interprétée.

1.1 Introduction

Un compresseur est un dispositif utilisé pour augmenter la pression d'un fluide compressible qui peut être gaz ou vapeur [1].

Les compresseurs sont utilisés dans une grande variété d'applications. Il s'agit notamment des turboréacteurs utilisés dans la propulsion aéronautique et spatiale, production d'électricité utilisant les turbines à gaz industrielles, suralimentation des moteurs à combustion interne, pressurisation des gaz et des fluides dans l'industrie de transformation, le transport des fluides dans les canalisations et ainsi de suite [2].

Il existe quatre types généraux de compresseurs : Les compresseurs à pistons, rotatifs, centrifuges et axiaux. Certains auteurs utilisent le terme compresseur radial en se référant à un compresseur centrifuge. Les compresseurs à piston rotatif fonctionnent par le principe de la réduction du volume du gaz, et ne sont pas étudiés dans ce mémoire. Les compresseurs centrifuges et axiaux, également connus sous le nom de turbocompresseurs et compresseurs à flux continu, fonctionnent par le principe de l'accélération du fluide à une vitesse élevée, puis à convertir cette énergie cinétique en énergie potentielle, qui se manifeste par une augmentation de la pression, en ralentissant le gaz dans diverges canaux. Dans les compresseurs axiaux la décélération a lieu dans les passages de lame du redresseur, tandis que dans le compresseur centrifuge elle a lieu dans le diffuseur. Une différence évidente entre ces deux types de compresseurs, est que dans les compresseurs axiaux, le flux de sortie du compresseur est dans le sens axial, tandis que, dans les compresseurs centrifuges, le flux de sortie du compresseur est dans une direction perpendiculaire à l'axe de l'arbre rotatif. Dans cette thèse, on étudiera le compresseur centrifuge [3].

Depuis le début des années cinquante, les compresseurs centrifuges ont obtenu une place unique dans les usines modernes de transformation. Les compresseurs centrifuges font génériquement partis de la famille de compresseurs dynamiques, qui inclut également les compresseurs axiaux. Bien que généralement fonctionnant à des vitesses élevées, les compresseurs centrifuges et axiaux sont des machines très fiables. La capacité de fonctionner à des vitesses élevées a donné des avantages significatifs aux utilisateurs à travers le monde [4]

Les compresseurs centrifuges sont des machines relativement sans panne et sûrs. Presque n'importe quel gaz peut être comprimé par ces machines, et leurs gammes étendues

de taille et de pression ont permis aux usines de fabrication modernes la production efficace de différents produits chimiques [5].

Un compresseur centrifuge est composé principalement par un ensemble rotatif et un ensemble fixe. L'élément rotatif se compose d'une roue et d'un arbre (rotor), il est soutenu par des roulements à billes lubrifiés par graisse. Le diamètre intérieur de l'arbre et l'ensemble fixe qui inclut les bâtis de roulement avant et arrière et le redresseur du moteur.

Les compresseurs centrifuges peuvent être soit mono-étages ou à plusieurs étages.

La figure 1.1 illustre une vue interne d'un compresseur centrifuge à quatre étages.

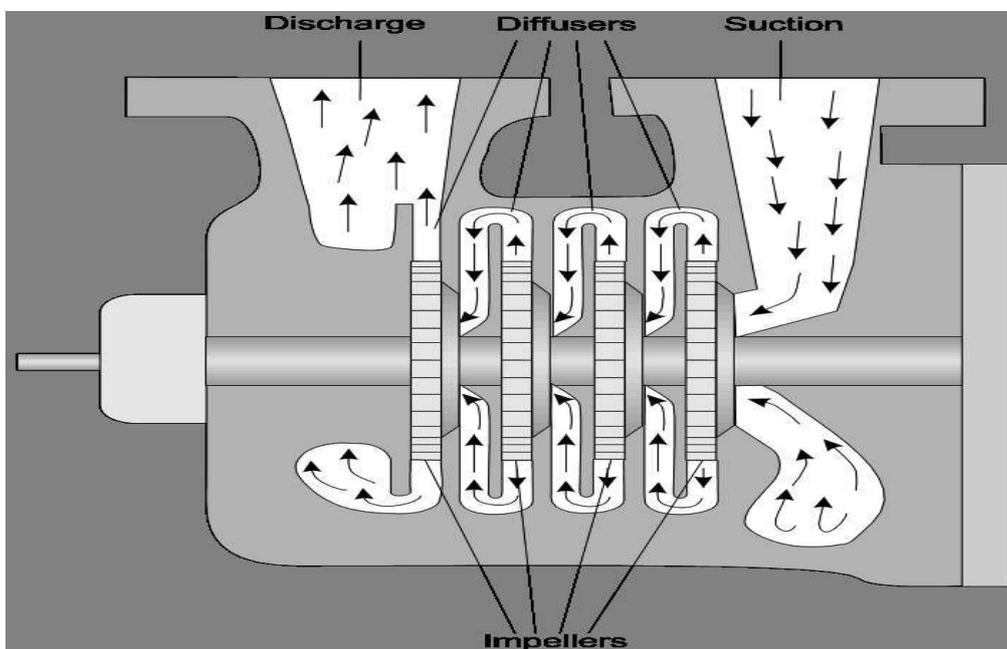


Figure 1.1. Vue interne d'un compresseur centrifuge à quatre étages.

Dans le cas de l'unité Récupération Gaz Torché Edjeleh qui rentre dans le domaine de l'industrie de gaz, les services d'utilisation des compresseurs de gaz peuvent être ainsi résumés:

- Circulation d'un gaz dans un circuit fermé (Cas de réinjection de gaz dans les puits injecteurs).
- Obtention de conditions favorables pour les réactions chimiques (Cas de comprimer le gaz à une pression qui assure la combustion dans les chambres des turbines à gaz).

- Transport du gaz par canalisation (Pipe-line).
- Obtention de l'air comprimé pour les utilités (compresseur d'air instruments, compresseur d'azote)

Nous avons consacré notre travail sur un compresseur centrifuge à quatre étages utilisé pour comprimer le gaz naturel Méthane et le réinjecter dans les puits injecteurs. Ce compresseur est une partie de l'unité RGTE « Récupération des Gaz Torché à Edjeleh »

Figure 1.2 représente une vue générale de l'unité RGTE



Figure 1.2 Vue générale de l'unité RGTE.

1.2 Description de l'unité de production Récupération Gaz Tourché Edjeleh

L'unité RGTE dépend de la direction production de Sonatrach région d'In Aménas réalisée en 2005 et située dans le secteur Est de la région d'In Aménas. Elle a deux objectifs cibles : la production et l'environnement. L'unité RGTE a pour but : « la récupération, la compression, la déshydratation et la réinjection » des gaz habituellement torchés (brulés dans des torches).

Ces gaz résultent des dix centres de séparation d'huile produite par les puits d'Edjeleh dont le procédé a pour but de ne garder que le pétrole brute grâce à une séparation qui s'opère à l'intérieur de ces derniers. Le fait de bruler ces gaz représente un grand problème d'environnement, pour cela ils sont récupérés puis réinjectés sous terre à haute pression (65bar) afin de drainer l'huile des gisements et augmenter la pression des puits, donc améliorer la production. L'appellation donnée au gaz réinjecté est : Gaz-Lift (G-L).

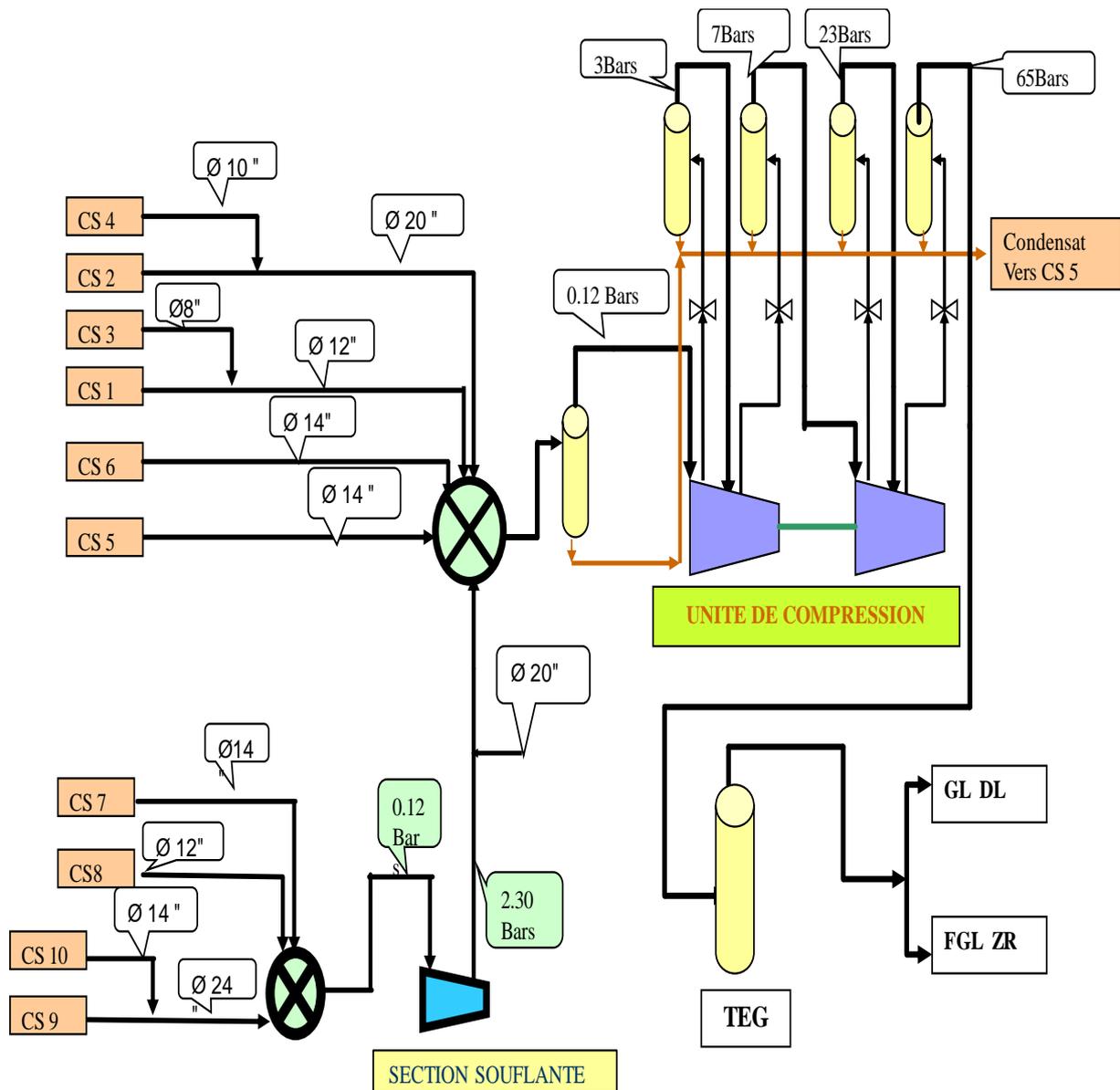
L'unité se divise en deux sections : la section soufflante et la section compression, la première a pour rôle de refouler le gaz issu des centres de séparation CS 7,8 ,9 et 10 vers l'unité de compression, cette deuxième reçoit aussi le gaz provenant des centres de séparation CS 1,2,3,4,5 et 6 qui sont près d'elle puis comprime et réinjecte ce gaz. La capacité totale de traitement est de: 1.372 Millions std m³ /j.

Ainsi, cette installation n'a pas seulement remédier un problème de pollution d'air et les risques dérivants de ce phénomène mais permet aussi de faire encore plus de profits grâce à la réinjection du gaz. Cette méthode n'est pas récente car la conception ingénieuse des puits forés à cette époque intégrant déjà ce principe et n'attendait qu'à être exploité.

Trois divisions sont primordiales pour le fonctionnement de toute unité : la division sécurité et environnement, la division exploitation et la division maintenance, celles-ci collaborent étroitement afin de garantir un fonctionnement optimal dans les meilleures conditions pour un maximum d'efficacité et un rendement élevé. Le gaz riche provenant des centres de séparations est acheminé à l'RGTE via des gazoducs qui convergent tous vers un seul principal à l'entrée du processus nommé : manifold.

Ce gaz arrive et contient toujours une quantité importante d'eau et parfois même du pétrole brut. Il passe alors par un grand séparateur pour enlever les traces de brut puis dans le compresseur centrifuge à 4 étages entraîné par la Turbine SIEMENS SGT-600 afin d'être comprimé (à 65bar). Il passera ensuite par un refroidisseur afin d'en récupérer le condensat

Le gaz comprimé et refroidi passera vers l'unité de déshydratation et subira un traitement physico-chimique afin de le dessécher complètement en utilisant du: Tri-Ethylène Glycol (TEG) qui jouera le rôle d'une éponge grâce à son affinité avec les molécules d'eau (il en faut: 3,4m³ /h pour 40.000 m³ /h de gaz), ainsi le TEG entre en contact avec le gaz dans une colonne sous des conditions précises alors il aspire l'eau qu'il contient et devient du TEG riche en eau, et sera évacué vers un four chauffé à environ 203°C, sachant que la température d'ébullition du TEG est de 275°C et celle de l'eau 100°C. Cette dernière s'évapore dans l'air par une cheminée et le TEG est régénéré et circule en circuit fermé. Maintenant il existe en sortie un gaz sec sous une pression de 65 bar, à ce jour, il est appelé : gaz lifté, et est prêt à être réinjecté sous terre au niveau des puits pour drainer l'huile des gisements et augmenter la pression des puits producteurs d'or noir. La figure 1.3 montre les différentes parties de l'unité RGTE.



CS : Centre de Séparation

TEG : Tri-Ethylène Glycol

FGL : Fermeture Gaz Lift

GL :Gaz Lift

DL :Edjeleh

ZR :Zarzaitine

Figure 1.3 La composition de L'Unité RGTE

L'unité RGTE est composé de :

1.2.1 Les centres de séparation

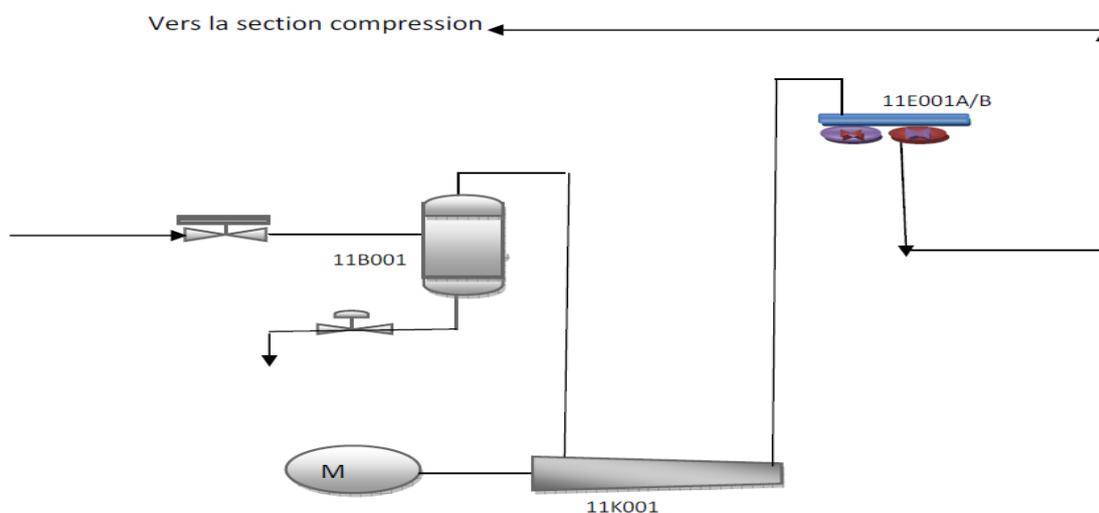
L'huile provenant des puits producteurs est composée de trois (3) substances principales: gaz, eau, pétrole. Elle passe par les dix(10) centres de séparations d'Edjeleh: CS

là 6 et ceux de la section soufflante CS 7 à 10 sous l'effet de la gravité terrestre, ces substances se séparent grâce à leurs différentes densités et à la structure interne des séparateurs, et se positionnent en trois (3) niveaux de telle façon qu'on aura de bas en haut: l'eau, le pétrole brut et en fin le gaz.

Un piquage minutieux est fait suivant ce positionnement afin de récupérer les substances qui se sont séparées, le pétrole brut et l'eau seront stockés dans des bacs localement pour y subir une décantation. Après cette étape le pétrole sera expédié dans des centres de stockages puis vers des raffineries et l'eau sera déversé dans un borbier, quant au gaz, il sera expédié vers l'unité RGTE où il subira le traitement pour le réinjecté mais il arrive parfois qu'on le brûle dans les torches cas de surpression non gérée ou quand l'unité est en arrêt pour maintenance.

1.2.2 La section soufflante :

Les gaz récupérés des quatre centres de séparation CS7, CS8, CS9 et CS10 sont comprimés par la soufflante 11K001 de 0,1 bar à 2,3 bar. Le gaz comprimé est refroidi par les refroidisseurs 11E001 à une température de 45°C et envoyé vers la section compression par la canalisation à basse pression. Le ballon de séparation pour la soufflante 11B001 est un séparateur de type vertical il peut recueillir des particules de liquide qui pourraient être amenées par la ligne de collecte d'aspiration. 11K001 est un compresseur de type centrifuge entraîné par un moteur électrique de type ABB. (La figure 1.4).



M : Moteur électrique de type ABB 11K001 : Compresseur centrifuge

11E001A/B : Les refroidisseurs 11B001 Ballon de séparation verticale

Figure 1 .4 L'unité soufflante

1.2.3 La section de compression :

Les gaz provenant de la section soufflante et des centres de séparation CS1, CS2, CS3, CS4, CS5 et CS6 sont transportés vers le ballon 20B001 par le manifold de 32" à une pression 0,1bar, le compresseur 20K001 de type centrifuge a quatre étages est entraîné par une turbine à gaz de type SIEMENS SGT 600.

➤ **1er étage de compression :**

Le gaz de ballon 20B001 est aspiré à une pression de 0,1 bar par le premier étage de compresseur ou il est comprimé jusqu'à 2,6 bar puis il est refroidi à une température de 55°C par les aéro-réfrigérants 20E001A/B le liquide formé est récupéré au niveau de ballon 20B002; la pression d'aspiration est réglée par une vanne anti-pompage section Basse Pression BP.

➤ **2ème étage de compression :**

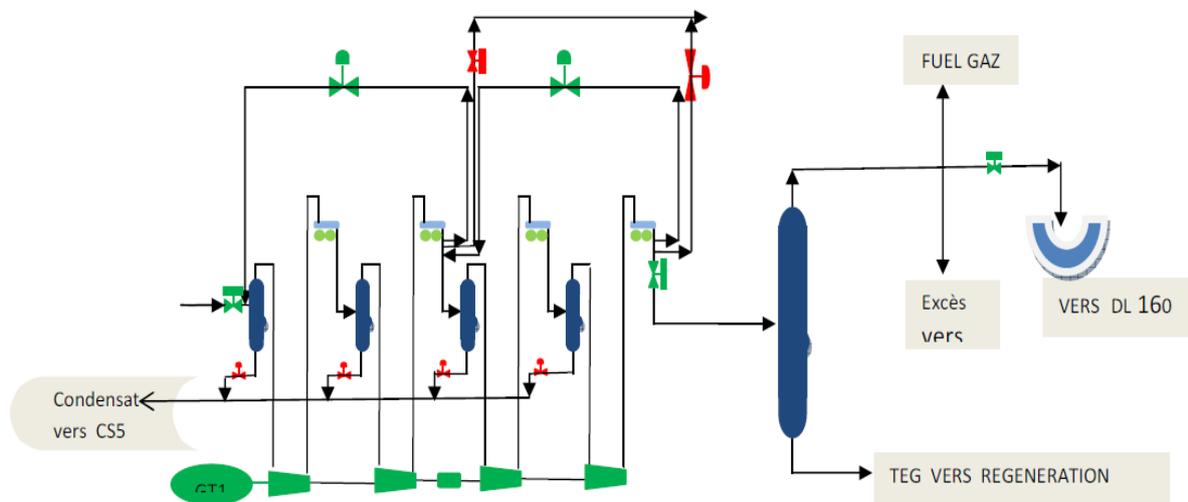
Le gaz de ballon 20B002 est aspiré à une pression de 1,9 bar par le deuxième étage de compresseur ou il est comprimé jusqu'à 7,8 bar puis il est refroidi à une température de 55°C par les aéro-réfrigérants 20E002A/B le liquide formé est récupéré au niveau de ballon 20B003.

➤ **3ème étage de compression :**

Le gaz de ballon 20B003 est aspiré à une pression de 7,1 bar par le troisième étage de compresseur ou il est comprimé jusqu'à 23,9 bar puis il est refroidi à une température de 55°C par les aéro-réfrigérants 20E003A/B le liquide formé est récupéré au niveau de ballon 20B004.

➤ **4ème étage de compression :**

Le gaz de ballon 20B004 est aspiré à une pression de 23,1 bar par le quatrième étage de compresseur ou il est comprimé jusqu'à 65 bar puis il est refroidi à une température de 55°C par les aéro-réfrigérants 20E004A/B le liquide formé est récupéré au niveau de ballon 20B005. (La figure 1.5)



GT: Turbine à Gaz SGT 600 TEG : Tri-Ethylène Glycol CS5 :Centre de séparation 5
 DL 160 : Puit injecteur Fuel Gaz : Gaz combustible utilisé pour la turbine

Figure 1.5 La partie compression du process.

1.2.4 L'unité de déshydratation TEG :

Le gaz comprimé est envoyé vers l'unité TEG 20V001 afin d'enlever l'eau contenue dans le gaz pour la protection contre la corrosion et éviter la formation des hydrates. Pour la déshydratation de gaz on utilise le tri éthylène glycol TEG pour diminuer la teneur en eau dans le gaz à inférieure à 50ppm.

Le gaz déshydraté dans le contacteur 20V001-C1 à l'aide d'une solution de TEG concentrée à 99,9 % et une pression de 65,5 bar et $T=55^{\circ}\text{C}$; le contacteur est une colonne agarnissage avec un piège à gouttelettes à la section supérieure. Le glycol riche est envoyé vers le condenseur 20V001E4 où il est dépressurisé à 5,7 bar et chauffé à $T=75^{\circ}\text{C}$ puis il dirige vers le ballon 20V001B3 où les hydrocarbures condensés sont enlevés. Ensuite le glycol est filtré dans les filtres à glycol 20V-001V2A/B et le filtre à glycol 20V00V3. Après filtration le glycol est réchauffé à une température $T=179^{\circ}\text{C}$ par l'échangeur de glycol pauvre/riche 20-V00E 3 et ensuite envoyé au régénérateur de glycol 20-V00E1. L'échangeur de glycol est un échangeur de chaleur à plateaux, le régénérateur de glycol est un système de remouillage avec un condenseur de tête.

La solution de glycol est envoyée par trop-plein vers le ballon inférieur 20-V00B1 via une colonne à garnissage puis il est refroidi à $T=86^{\circ}\text{C}$ par l'échangeur 20-V00E3 et pompé avec la pompe 20V00P1A/B à une pression de 68,5 bar vers le contacteur (La figure. 1.6)

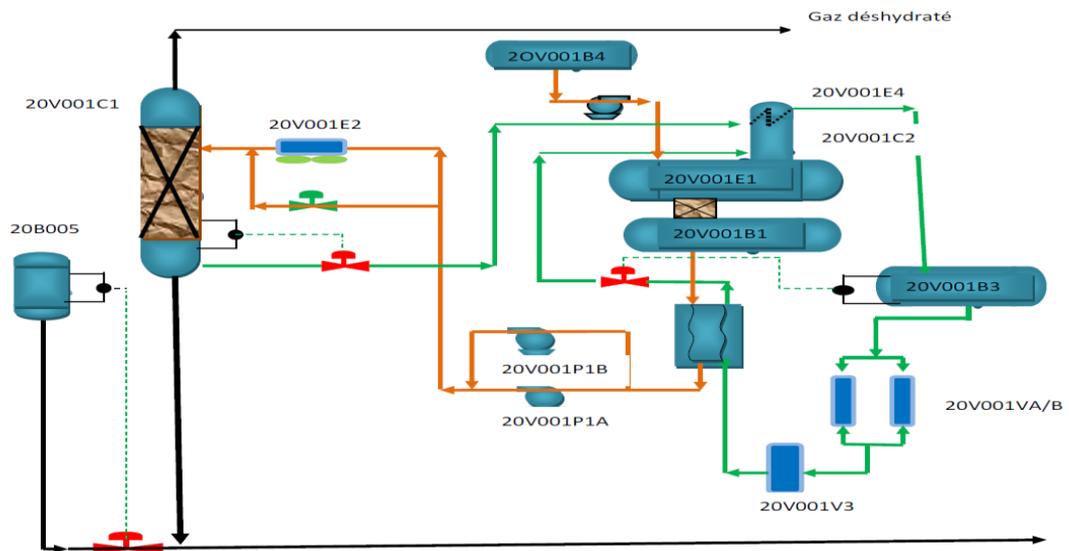


Figure 1.6 Différents parties de l'unité de déshydratation TEG

1.3.5. Le système de contrôle DCS (Distributed Control System)

Réalisé par la firme japonaise YOKOGAWA, c'est le système de commande et gestion général du processus par un réseau local industriel (Figure 1.7). Il veille grâce à une multitude de capteurs et une unité de commande distribuée au bon fonctionnement et respect des consignes de régulations données aux organes influents dans le déroulement du processus, en ayant une base de données de valeurs et paramètres prédéfinis et programmés. Il permet aussi la visualisation complète du processus sur des moniteurs et des stations opérateurs, la boucle la plus importante dans le procédé est la boucle de régulation anti-pompage de compresseur centrifuge, cette boucle est reliée principalement au contrôleur de charge de la turbine à gaz. La figure 1.7 illustre l'architecture et la configuration du système de contrôle de l'unité RGTE.

La partie la plus importante dans le procédé de l'unité RGTE est bien le système de compression composé de la turbine à gaz Siemens SGT600 et le compresseur centrifuge de type Mitsubishi.

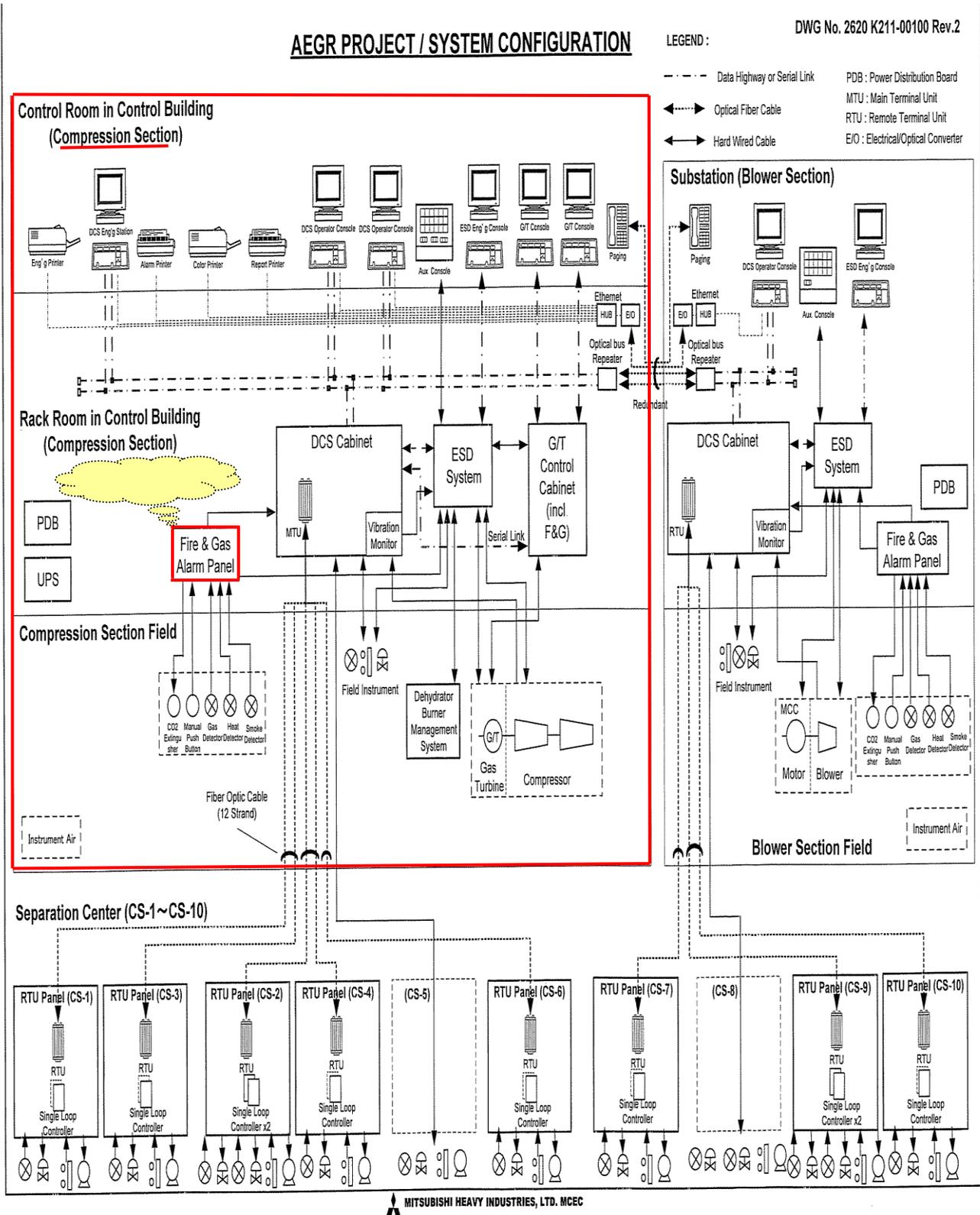


Figure 1.7 Architecture et configuration de system de control de l'unité RGTE

1.3 Classification des types des compresseurs

Pour chaque service, nous utilisons un type de compresseur qui doit répondre aux exigences des systèmes d'exploitation. Les compresseurs destinés à véhiculer des fluides compressibles ont pour objectif de transférer l'énergie mécanique aux fluides qui les traversent, en vue d'augmenter la pression.

Dans le domaine des compresseurs, on distingue deux grandes familles (Figure 1.8)

- Les compresseurs volumétriques;
- Les turbocompresseurs.

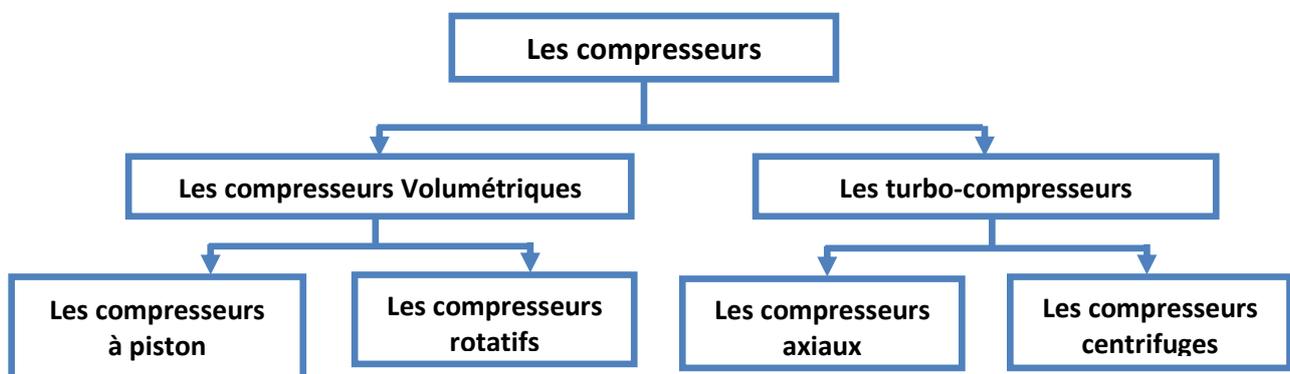


Figure 1.8 Classification des compresseurs

Les compresseurs centrifuges sont largement utilisés en industrie. Dans ces derniers, une bonne partie de l'élévation de pression est liée directement à la variation de vitesse d'entraînement dans la roue. En outre le rôle du diffuseur est de ralentir le gaz à la sortie de la roue afin de récupérer de la pression supplémentaire nécessaire pour le transport de gaz [17, 18, 20] Ils sont caractérisés par une grande vitesse de rotation et un rendement plus faible par rapport aux compresseurs axiaux (écoulement radial puis axial). Par contre les dernières cités comparées pour autres installations de compression ont un taux d'augmentation de pression par étage plus élevé.

L'organisation générale d'un compresseur centrifuge est semblable à celle d'un ventilateur centrifuge ou d'une pompe centrifuge. Il se compose d'une roue, d'un diffuseur et d'une volute. La vitesse de rotation est élevée (>15000 tr/mn) [16]. Ils sont particulièrement appréciés pour leurs fiabilités et conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal, la période des entretiens préventives est généralement de trois à cinq ans.

1.4 Description et principe de fonctionnement des compresseurs Centrifuges

1.5.1. Description générale

Le compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement de fluide continue ayant des roues solidaires à l'arbre qui fournissent de l'énergie à ce dernier. Ainsi une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans la roues, et une partie reste dans le stator, c'est à dire dans les diffuseurs.[23]. (La figure 1.9)

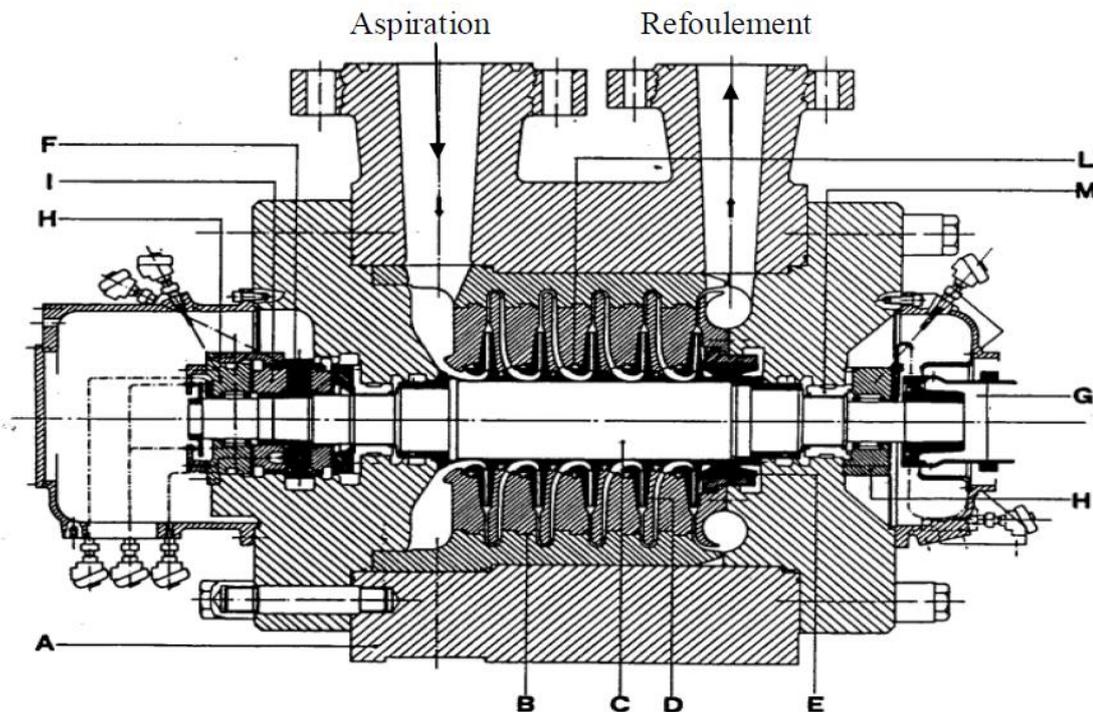


Figure 1.9 Compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par l'ensemble d'équipement suivant:

Doté d'un corps extérieur (A) contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B), où un rotor formé d'une ou plusieurs roues (D) est introduit par un arbre (C), le tambour ou le piston d'équilibrage (E), le collet du palier de butée (F), le rotor est entraîné par la machine motrice tournant sur les paliers porteurs (H) est gardé dans sa position axiale par le palier de la butée (I) ainsi que des dispositifs d'étanchéité d'huile à labyrinthe (L) agissent sur le rotor (Figure. 1.9).

1.5.2. Principe de Fonctionnement

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volutes d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (figure 1.10).

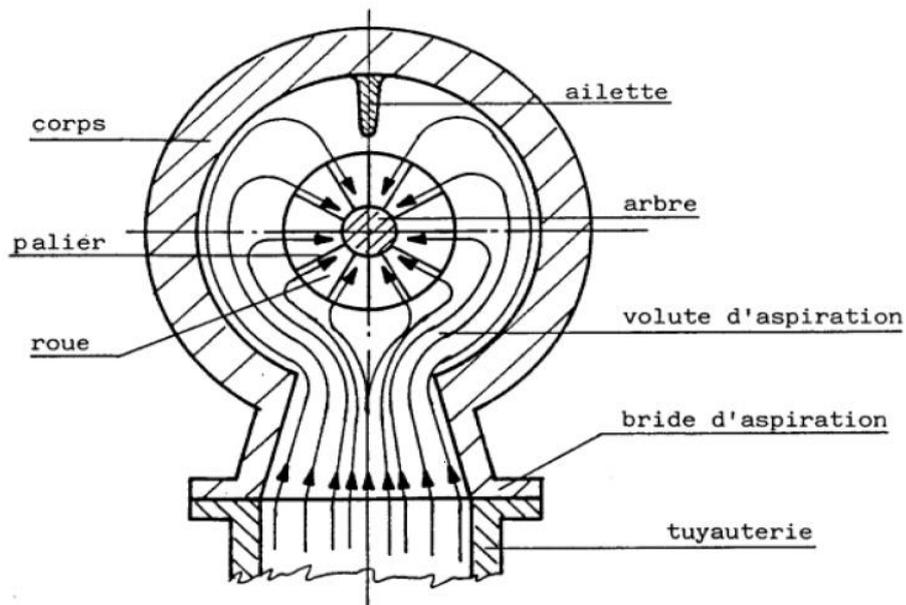


Figure 1.10 Aspiration du gaz d'un compresseur centrifuge

Dans la chambre annulaire du côté opposé par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette afin d'éviter la formation des tourbillons du gaz [18,23].

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration dont il sera aspiré par la première roue (figure. 1.11).

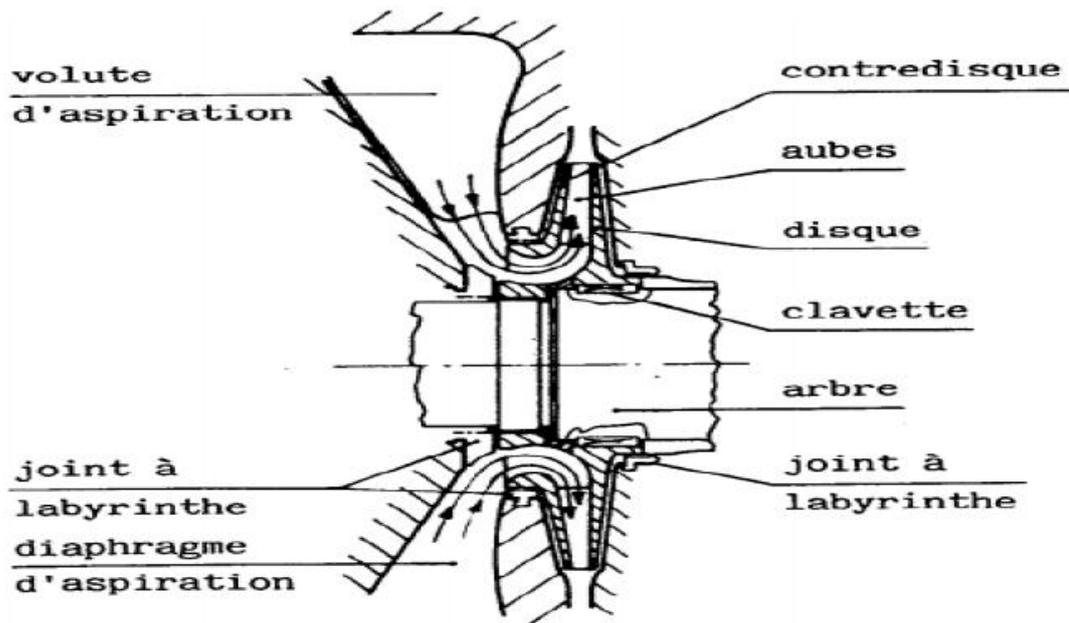


Figure 1.11 Vue latérale de la roue d'un compresseur centrifuge

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression, la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec l'augmentation de la pression.

Ce gaz parcourt aussi le canal de retour ; qui est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (Figure. 1.12) qui ont pour tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

La disposition des aubes permet de redresser le mouvement du gaz en spirale d'une manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale pour la roue suivante ou le gaz sera aspiré par cette dernière, ce parcours se répète avec les autres roues.

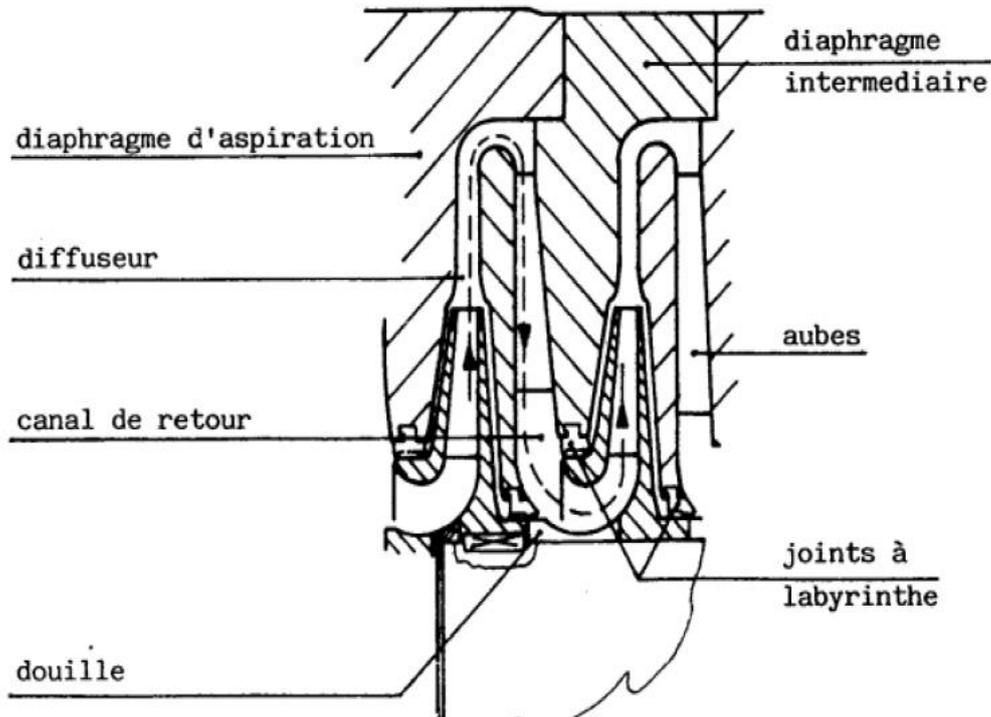


Figure 1.12 Vue d'un diffuseur d'un compresseur centrifuge

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement. Celle-ci collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs en le dirigeant vers la bride de refoulement. Enfin près de cette dernière, il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et de l'envoyer à la bride de refoulement (Figure 1.13)

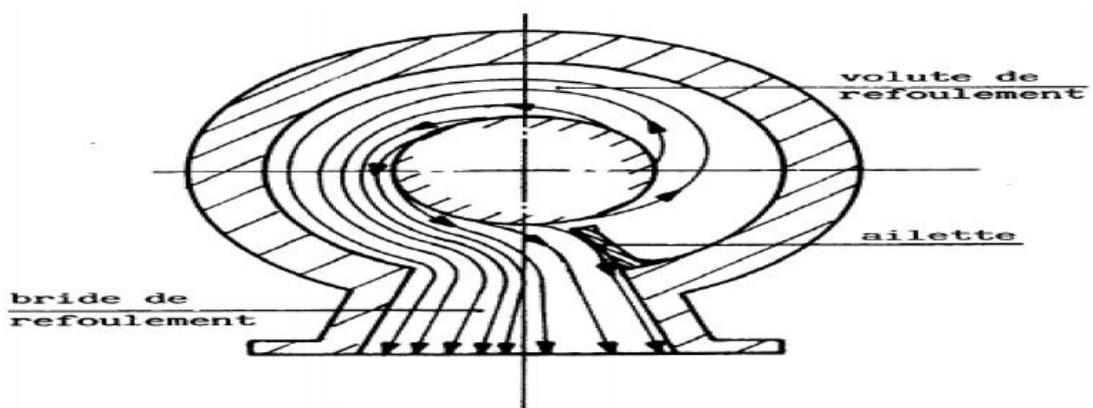


Figure 1.13 Refoulement du gaz d'un compresseur centrifuge

1.5 Evolution des pressions dans un étage de compression :

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse à la valeur C_2 , et la pression à la valeur P_2 qui est légèrement supérieur à P_1 , la vitesse de la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz passe dans une chambre circulaire appelée diffuseur où la vitesse sera réduite à la valeur C_3 qui est inférieure à C_2 , et cette diminution de vitesse contribue à une élévation de pression à la valeur P_3 qui est supérieure à P_2 . Par la suite, le gaz parcourt le canal de retour; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes qui ont pour tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante [20], (Figure. 1.14).

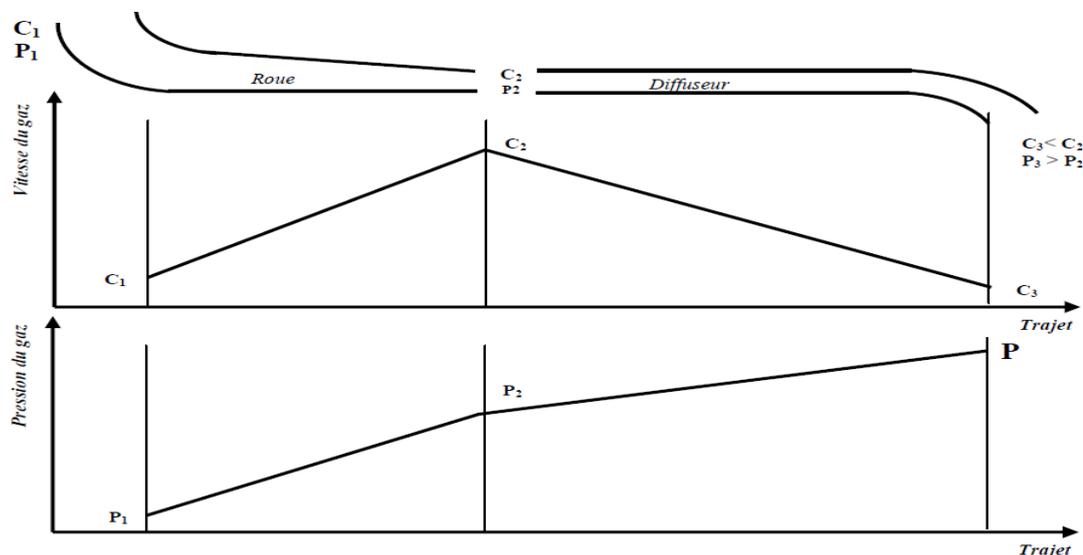


Figure 1.14 Schéma de compression dans un étage du compresseur centrifuge

1.6 Définition des grandeurs physiques concernant la compression

Comme pour les pompes centrifuges, les compresseurs centrifuges sont destinés à comprimer un fluide, mais néanmoins celui-ci est compressible. Ils développent une <<Hauteur>> de fluide, exprimée généralement en mètres [16, 19, 21,22].

La hauteur dans les différentes transformations est : adiabatique, poly tropique.

Hauteur réelle H_{eff}

La hauteur réelle H_{eff} d'un compresseur est le travail effectif ou réel d'échange entre le fluide et le milieu extérieur par unité de poids du gaz. H_{eff} Est définie par la relation suivante : Où

$$H_{eff} = \int_{P_1}^{P_2} V dp + L_a (1.1)$$

Ou bien par :

$$H_{eff} = L_{1,2} = (h_2 - h_1) (1.2)$$

Dans le cas où la transformation est adiabatique

Cette dernière relation, exprime l'hypothèse de fonctionnement qui est très près des conditions réelles.

Seulement une partie de ce travail fourni. H_{eff} Est retrouvée sous forme d'accroissement d'énergie potentielle thermodynamique du fluide et elle est exprimée par $\int_{P_1}^{P_2} V dp$ autrement dit par la hauteur poly tropique. L'autre partie de ce travail est dépensée pour vaincre les résistances passives, tel que: pertes de charge dues au frottement, choc, ... etc.

- La connaissance de la variation de la grandeur enthalpie h , qu'on peut déduire à partir des relevés de pression et de température du gaz à l'aspiration et au refoulement, permet d'évaluer la hauteur réelle H_{eff} (travail spécifique).

Hauteur adiabatique

La hauteur adiabatique ΔH_a exprimée par la relation suivante :

$$\Delta H_a = \int_{P_1}^{P_2} V dp (1.3)$$

Avec $Pv = RT$ l'état de gaz

$Pv^\gamma = Cte$ l'équation de la compression.

Pour les gaz parfaits:

$$\Delta H_a = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] (1.4)$$

Si le gaz n'est pas parfait l'équation d'état devient $Pv = ZRT$:

$$\Delta H_a = \frac{\gamma}{\gamma-1} ZRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] \quad (1.5)$$

Avec :

Z : Coefficient de compressibilité moyen entre les états P1 T1 et P2 T2.

γ : Rapport des chaleurs spécifiques.

R : Constante spécifique gaz.

Hauteur polytropique

La hauteur polytropique H_p est exprimée par la relation suivante :

Pour les gaz parfaits:

$$\Delta H_a = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (1.6)$$

Pour les gaz réels:

$$\Delta H_a = \frac{n}{n-1} ZRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (1.7)$$

Avec, n : Exposant polytropique.

Coefficient de Débit :

Le coefficient de débit est donné par :

$$\phi = \frac{Q_v}{SU_2} \quad (1.8)$$

Avec :

Q_v (m³/s) : débit volumique aspiré ;

S (m²) : surface annulaire des aubes (axiale) ou surface frontale de la roue (centrifuge) ;

U_2 (m/s) : vitesse périphérique ;

Coefficient de la Hauteur :

Sachant la variation de la hauteur polytropique, on détermine le coefficient de débit.

$$\Psi = \frac{\Delta H_P}{U_2^2} (1.9)$$

Coefficient de la Pression :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} (1.10)$$

Rendement Polytropique :

Les courbes caractéristiques de performance utilisant ces coefficients deviennent plus faciles à manipuler.

$$\eta_P = \frac{RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{J(h_2 - h_1)}. (1.11)$$

Rendement Adiabatique :

$$\eta_a = \frac{RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{J(h_2 - h_1)}. (1.12)$$

Dans le domaine des compresseurs, on utilise le rendement polytropique qui est une grandeur propre à la machine, et ceci à l'instar du rendement isentropique qui est fonction du rapport de pression.

La puissance absorbée par le compresseur :

La puissance absorbée par le compresseur est donnée par la relation suivante :

$$P = Q_m L_{1,2} + P_f + P_m (1.13)$$

P_f : représente la puissance perdue en raison des fuites;

P_m : représente la puissance perdue à cause des pertes mécaniques;

$L_{1,2}$: le travail réel spécifique.

1.7 Caractéristiques d'un système de compression

1.8.1. 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. [19,22].

Sur la courbe caractéristique, on trace le réseau des isovitesses, 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'isorendement (Figure. 1.15). 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 [19]

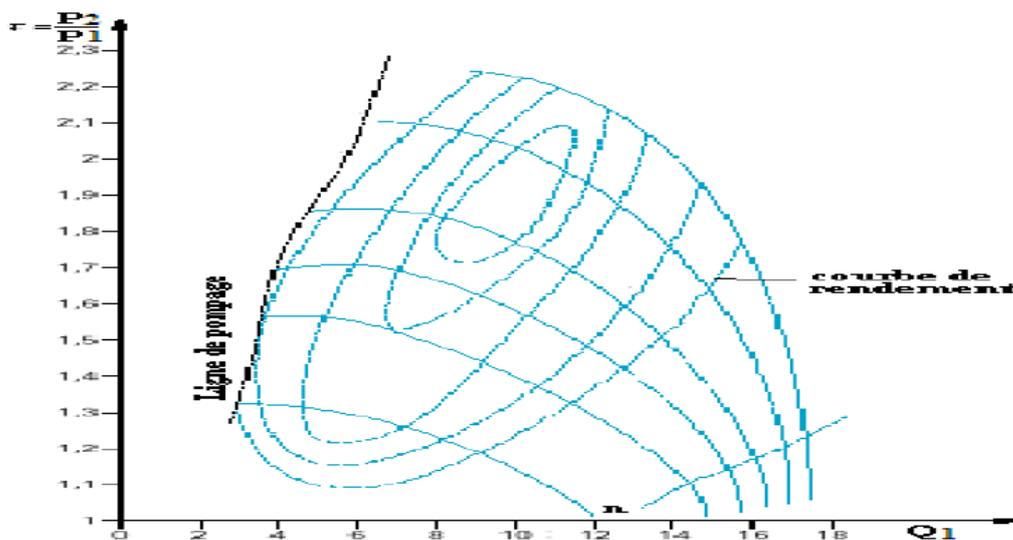


Figure 1.15 Illustration des courbes d'isorendement d'un compresseur centrifuge (Document de constructeur Mitsubishi)

1.8.2. Courbe caractéristique d'un compresseur

La figure.1.16 montre la carte du compresseur mesuré à l'état d'équilibre. Le rendement du compresseur est spécifié en utilisant le rapport de pression $\frac{P_r}{P_a}$ (pression du réseau de refoulement/ divisé par la pression d'aspiration), le débit massique du compresseur Q , et la vitesse de rotation N . Le point de fonctionnement du compresseur est déterminé par le système d'exploitation initialement à une certaine distance de sécurité de la ligne de pompage. En fermant lentement la vanne de refoulement du compresseur, le point de fonctionnement du système se déplace vers la ligne de pompage. La vitesse de rotation augmente légèrement pour une puissance constante de la turbine, elle est maintenue constante en changeant le débit massique du gaz naturel extérieurement fourni. En conséquence, différents points de fonctionnement en régime permanent peuvent être mesurés à vitesse constante. La ligne de

Le point de déclenchement de pompage est déterminé expérimentalement par la détection du déclenchement de pompage. Pendant ces essais, le compresseur est d'abord actionné dans la région de fonctionnement stable près de la ligne de pompage, puis, la vanne de refoulement du compresseur est lentement fermée jusqu'à ce que le système rentre en pompage. Le point de déclenchement du pompage correspond au point où l'amplitude des oscillations de pression commence à augmenter.

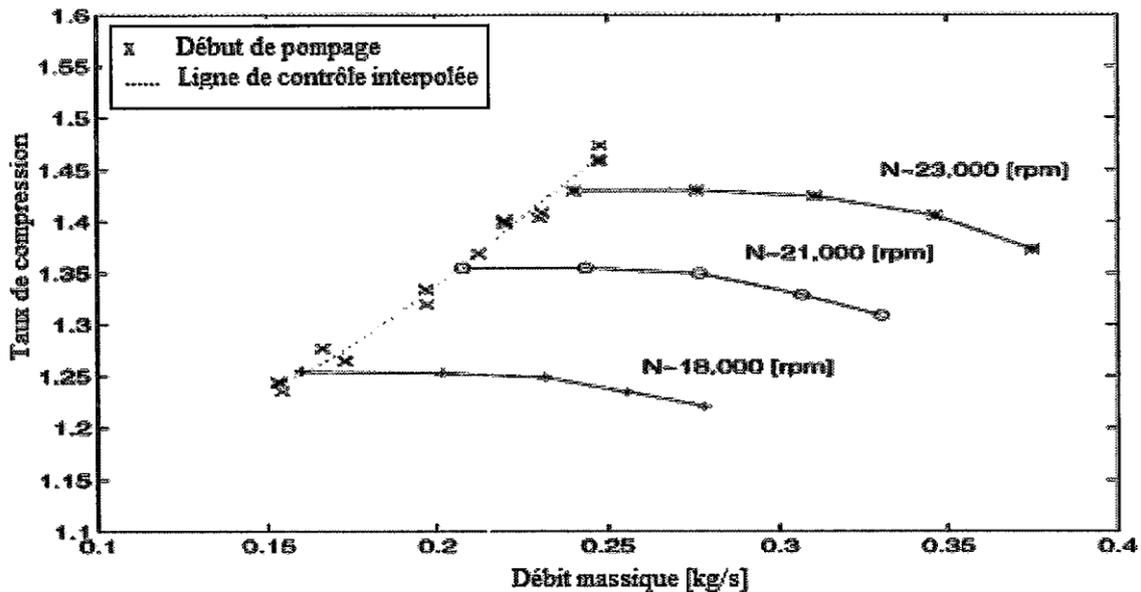


Figure 1.16 Courbe caractéristique mesurée d'un compresseur

1.8.3. Performances du compresseur

Les performances d'un compresseur sont souvent spécifiées dans la carte caractéristique du compresseur par des courbes qui relient la vitesse de rotation, l'augmentation de pression dans le compresseur, et le débit massique à travers le compresseur. Sur la Figure.1.17, les points de fonctionnement en régime permanent à une vitesse de rotation constante sont indiqués par des lignes de vitesse et les augmentations de vitesse de rotation s'effectuent dans le sens de la flèche. La ligne du réseau de refoulement (ou d'étranglement) représente la pression nécessaire au refoulement. En conséquence, le point de fonctionnement en régime permanent d'un système de compression est le point d'intersection de la caractéristique du compresseur et la ligne du réseau de refoulement. Les fabricants de compresseurs spécifient généralement les performances du compresseur en utilisant des

quantités mesurées. Pour définir uniquement le point de fonctionnement d'un compresseur, quatre paramètres sont exigés

- Le taux de compression ψ
- Le débit massique Q .
- La vitesse du compresseur N .
- En plus, l'augmentation de la température ou l'efficacité du compresseur.

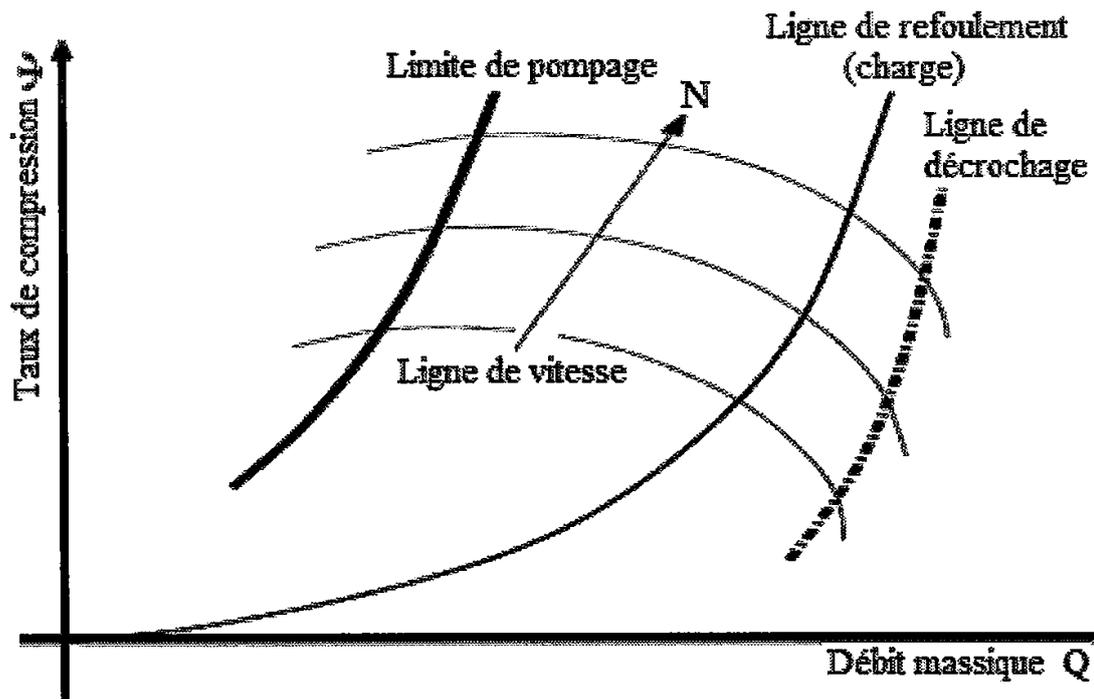


Figure 1.17: Représentation schématique d'une carte de compresseur [6]

1.8.4. Description du phénomène de pompage

Dans les systèmes de compression d'air, les instabilités se produisent lors du fonctionnement près de la pression maximale. Cependant, l'efficacité maximale d'un système de compression se trouve près de cette région d'instabilité. Le pompage est une situation instable qui se produit quand le débit est bas et le taux de compression est très élevé pour une vitesse de compression donnée. Quand un compresseur centrifuge atteint sa limite de pompage, l'écoulement du gaz change soudainement sa direction vers l'arrière donc du refoulement vers l'aspiration du compresseur à travers les roues à aubes de rotation. Ce mode violent d'instabilité cause une panne totale du système et une perte énergétique de pression.

Généralement, tous les systèmes de compression fonctionnent avec une marge définie comme marge de pompage et par conséquent, l'efficacité opérationnelle du système est inférieure. Donc il est nécessaire d'étudier le pompage des systèmes de compression pour comprendre sa dynamique afin de faire fonctionner ces derniers près de l'instabilité pour réaliser un rendement maximal sans risque de rentrer en pompage. Les données de pression instable d'un système de compression, enregistrées pendant les oscillations de pompage, indiquent l'aspect physique du débit et elles sont analysées pour comprendre la dynamique de pompage des systèmes.

Les phénomènes de pompage sont des instabilités globales et auto-excitées qui peuvent affecter l'ensemble du système et doivent être évités. L'occurrence d'un pompage dépend de la caractéristique débit-taux de compression du système, cette caractéristique est caractérisée par de grandes amplitudes des oscillations de cycle limite de débit massique et de taux compression. Le pompage commence à se produire dans une région de la caractéristique du compresseur, où les caractéristiques de débit/rapport de pression pour une vitesse constante ont une pente positive.

Dans un système de compression l'énergie mécanique entrante est transformée en énergie de pression du fluide par un dispositif mécanique rotatoire et fixe complexe. Le fluide pressurisé, fourni par le système de compression est par la suite stocké dans une chambre à grand volume. Le mécanisme de pressurisation doit toujours développer la pression suffisante, qui alternativement doit maintenir la pression du fluide dans le réseau de refoulement à la valeur désirée. Une perte soudaine dans les capacités du système de compression pour stocker le fluide dans la chambre de refoulement cause une instabilité du débit appelée pompage [7].

Ce phénomène de pompage provoque une inversion des charges axiales et provoque d'autres forces sur le rotor qui peuvent causer des dommages aux roulements, joints et autres pièces du compresseur. Pour ces raisons, le pompage doit être évité pendant le fonctionnement du compresseur centrifuge.

1.8.5. Cycle de pompage et stabilité du point de fonctionnement

Le pompage est défini par le point de fonctionnement où la capacité de compression est maximale et le débit est minimal. Le compresseur perd la capacité de maintenir le

maximum de compression quand le pompage apparait et l'ensemble du système devient instable. Dans les conditions normales, le compresseur fonctionne à la droite de la ligne de pompage. Cependant, sous l'effet de fluctuations du débit, ou sous l'effet démarrage/ d'arrêt d'urgence, le point de fonctionnement se déplace vers la ligne de pompage parce que le débit est réduit. Si les conditions sont telles que le point de fonctionnement se rapproche de la ligne de pompage, la roue à aubes et le diffuseur commencent à fonctionner en décrochage et recirculation du débit. Le décollement du débit entraîne éventuellement une diminution de la pression de refoulement et d'aspiration. Ceci est défini comme le cycle de pompage du compresseur (Figure 1.18)

Le cycle de pompage se répétera à moins que des systèmes de contrôle soient installés ou des changements opérationnels sont apportés pour faire sortir le compresseur du cycle de pompage. Ce cycle peut se traduire par une période d'inversion de petits ou grands flux en fonction du volume de gaz de refoulement et le rapport de pression. Le pompage est caractérisé par les périodes intermittentes de la petite inversion d'écoulement qui peuvent ne pas endommager considérablement la machine. Il est prononcé, habituellement en raison d'une transition rapide à travers la ligne de pompage. Tout événement de pompage peut gravement endommager les paliers de butée, les phoques et la roue à aubes. L'ampleur des dommages dus à l'occurrence de pompage est légèrement en fonction de la conception du compresseur.

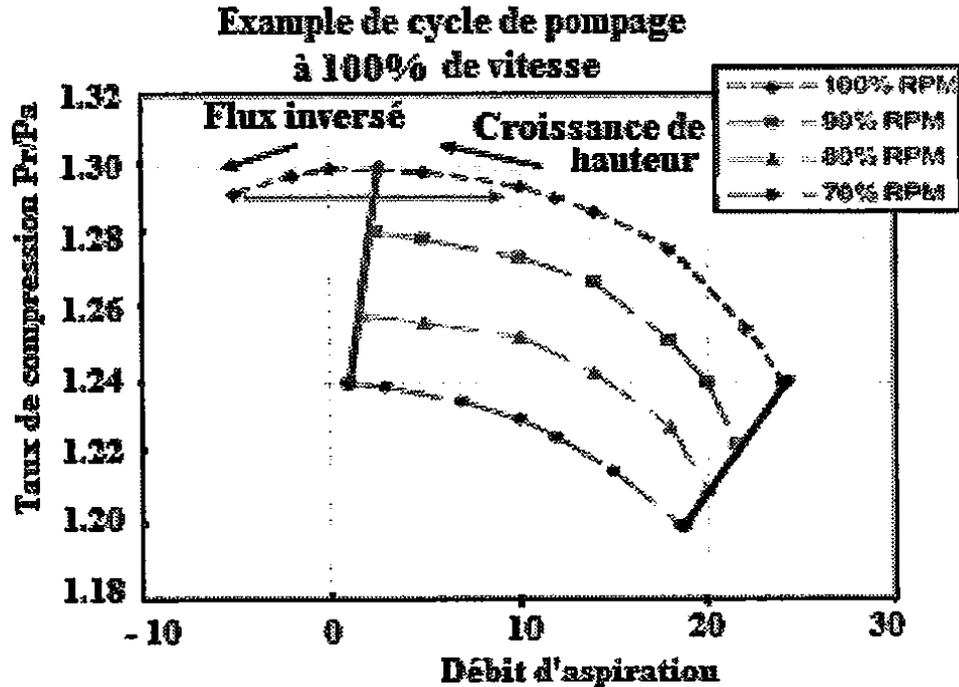


Figure 1.18 : Ligne de pompage sur la caractéristique d'un type de compresseur [8]

1.8.6. Stabilité d'un système de compression

Une telle caractéristique est représentée par la courbe en forme de S dans la (Figure.1.19.a.) Le segment pointillé de la courbe indique que cette section est habituellement une approximation du système physique, car il est difficile de le mesurer expérimentalement. Les oscillations de pompage sont dans la plupart des applications non désirées, et peuvent dans certains cas extrêmes endommager le compresseur. Comme on le verra selon Erskine and Hensman (1975) et Greitzer (1981), un pompage peut également induire des vibrations dans d'autres composants du système de compression. Il est commun de distinguer au moins deux différents types de pompage: pompage léger, pompage classique et pompage profond.

Le premier de ces types est un phénomène d'oscillations de la pression et de débit dans le système de compression, tandis que dans le second type, les oscillations de débit massique ont une grande amplitude, qui se produit par l'inversion du flux dans le système de compression. Un schéma d'un cycle de pompage profond est illustré dans la Figure.1.19.a. Le cycle commence à (1) où l'écoulement devient instable. Il saute alors à la caractéristique de débit inversé (2) et suit cette branche de la caractéristique jusqu'au débit approximativement nul (3), puis saute à (4) où il suit la caractéristique à (1), et le cycle se répète. Le pompage peut se produire dans les deux compresseurs axiaux et centrifuges et plus de détails sur le

cycle de pompage sont donnés dans la section 1.8 (Conséquences du phénomène de pompage).

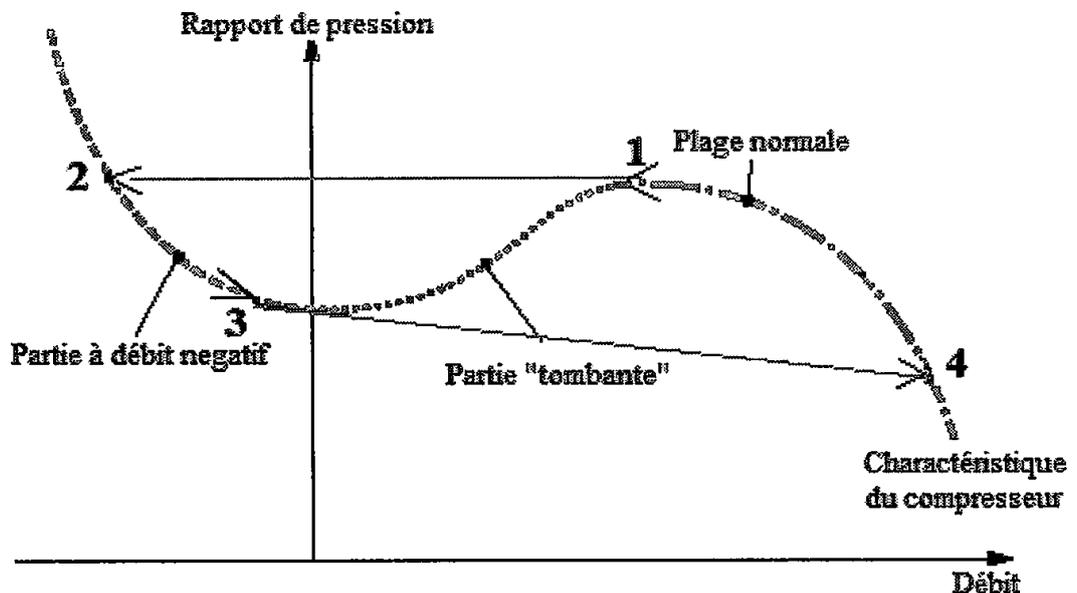


Figure 1.19.a Caractéristique d'un compresseur avec un pompage profond [3]

Le rôle de la commande anti-pompage est d'empêcher le pompage et d'assurer un fonctionnement stable du compresseur même en cas de faible capacité. La Figure.1.19.b illustre un cycle de pompage caractérisé par une limite de pompage.

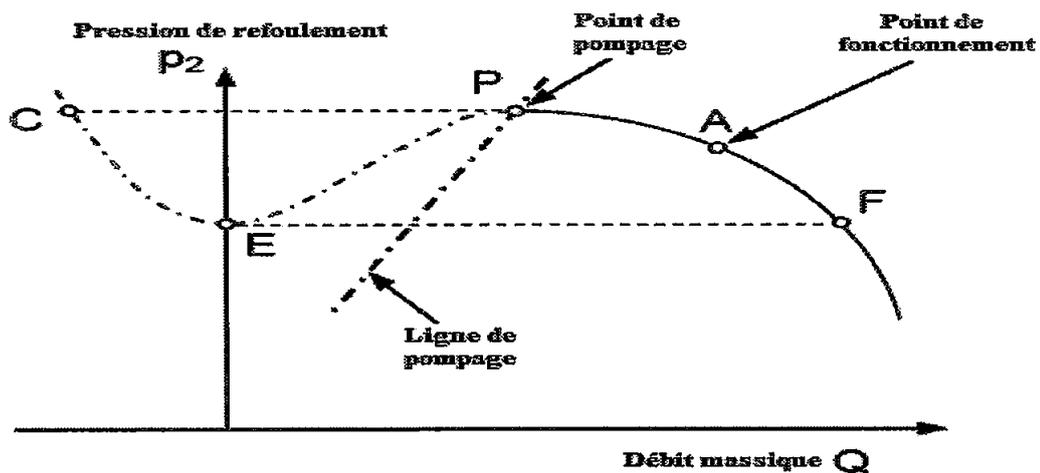


Figure 1.19.b Les parties stable et instable de la caractéristique

Dans les systèmes de control en générale en utilise une ligne de control parallèle de la ligne de pompage Figure 1.19c.d c'est La distance entre la ligne de pompage et ligne de control

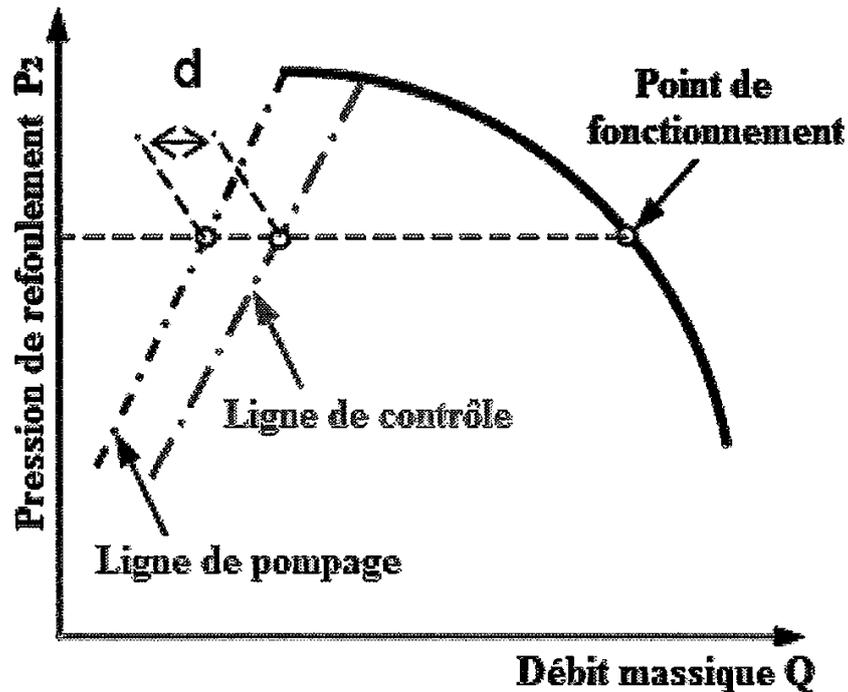


Figure 1.19.c Ligne de pompage et ligne de contrôle [9]

1.8.7. Limites de pompage et de contrôle

La majorité des techniques de contrôle de pompage limitent le fonctionnement du compresseur aux débits au-dessus d'une ligne de contrôle définie par la marge de pompage pour un compresseur particulier [8].

Par mesure de sécurité, une ligne de contrôle de pompage est choisie, normalement environ 10% à la droite de la ligne de pompage définie par la caractéristique du compresseur (Figure 1.19.c). Une certaine marge de sécurité est nécessaire en raison des changements soudains dans les paramètres du système qui peuvent faire pomper le compresseur [10].

Éviter le pompage est le principe de contrôle le plus utilisé dans l'industrie du gaz aujourd'hui. il empêche le compresseur d'atteindre la ligne de pompage par le retour du gaz à partir de la sortie vers l'entrée d'alimentation, ou en soufflant par l'orifice de la vanne de sortie. Ceci permet au compresseur d'avoir un débit massique suffisant pour éviter le pompage, et de fonctionner à une valeur de consigne désirée.

La ligne de pompage se situe dans la zone proche à la plus haute performance du compresseur, il est donc souhaitable de faire fonctionner le système très proche de cette dernière. Cependant, de grands problèmes peuvent se poser si le système rentre dans le pompage, l'évitement du pompage est mis en application pour s'assurer que ceci ne se produit pas. Si toutes les caractéristiques du compresseur sont connues et s'il n'y a pas d'erreurs (par exemple bruit) dans les mesures, la ligne de pompage pourrait être utilisée comme une référence de contrôle. Par conséquent, une marge de sécurité, c'est à dire une ligne d'évitement de pompage est définie à droite de la ligne de pompage qui est la ligne de contrôle voir Figure 1.20

Même si le pompage est détecté rapidement, le temps de réponse de la vanne de refoulement ou celle du recyclage est relativement lent ce qui cause le fonctionnement du compresseur en condition de pompage pendant une certaine période. Le cycle du système de contrôle dans et hors pompage peut provoquer une variation de pression de sortie, l'usure du compresseur, et un mauvais rendement.

Bien que les systèmes qui détectent le pompage sont basés soit sur l'augmentation de la température ou l'instabilité du débit et des mesures de pression, chacun doit être conçu sur mesure pour certaines machines et systèmes de compression. Pire encore, ces systèmes ont tendance à être sûrs et fiables seulement sur la gamme des conditions d'essai. En conséquence, la plupart des utilisateurs font fonctionner le compresseur loin de la ligne de pompage. Comme indiqué sur la Figure 1.20, la ligne de pompage représente le débit minimum nécessaire, pour chaque pression donnée, afin d'éviter le pompage. Les points sur la ligne de pompage - qui sont bien sûr représentés par une «courbe» - sont généralement déterminés par des essais expérimentaux. Soit le compresseur fonctionnant en toute sécurité au point (1), si le débit diminue brusquement, le point de fonctionnement du compresseur peut se déplacer dans la région de pompage au point (2), alors on ouvre complètement la vanne de recyclage ce qui fait augmenter le débit d'aspiration et le fonctionnement passe au point (3). Si la vanne de recyclage a été faiblement ouverte ceci peut entraîner le pompage, si par contre elle est fortement ouverte(4) ceci entraîne le gaspillage de combustible par le refoulement du compresseur dans l'air. Même si le gaz est recyclé, l'énergie supplémentaire pendant la

compression doit être enlevée par le refroidissement, autrement le compresseur surchauffera.

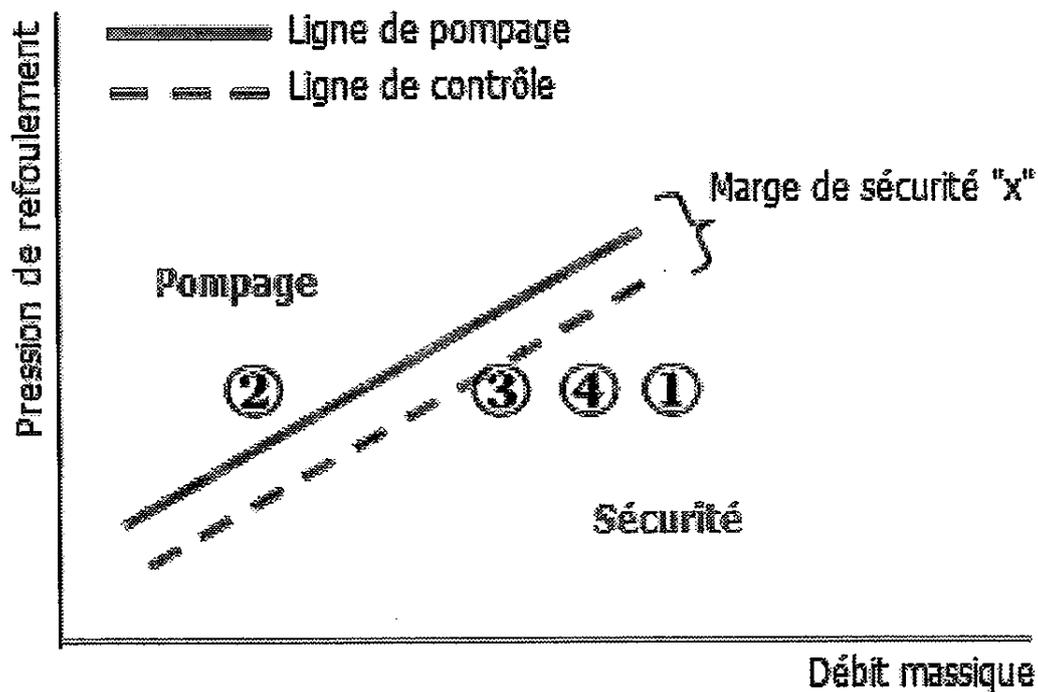


Figure 1.20 Commande anti-pompage d'un compresseur [11]

1.8 Conséquences du phénomène de pompage

1.9.1. 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 [12].

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 [13]. La Figure 1.21 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.

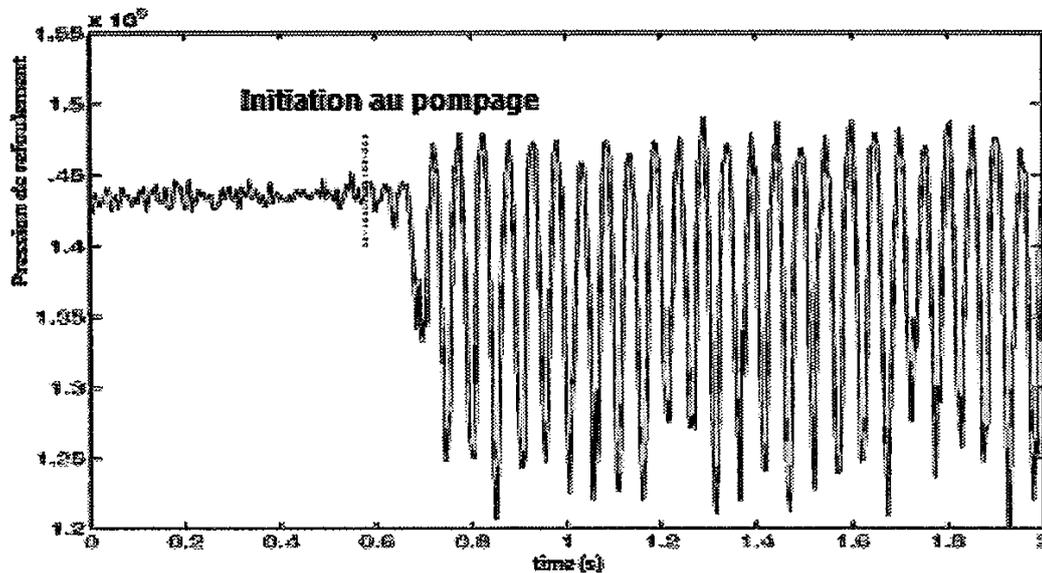


Figure 1.21 Mesure d'un déclenchement de pompe à la sortie de compresseur [6]

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 de compression [15].

1.9.2. Danger du pompage

Les dommages mécaniques résultant du pompage peuvent être étendues. Juste avant le pompage lui-même, il y aura un décrochage tournant, ce qui entraînera le rotor à vibrer à des amplitudes de trois à quatre fois plus que les niveaux normaux. Ces vibrations peuvent endommager les joints à labyrinthe autour de l'axe de la roue et endommager le joint sec du gaz. L'inversion soudaine de l'écoulement provoque une forte poussée d'inertie sur le rotor, ce qui risque d'endommager les paliers de butée. Il y aura des pulsations de débit et des vibrations à haute fréquence (également en raison de la poussée inversée du débit) qui pourraient endommager davantage les joints secs et le labyrinthe. Un bruit très fort et désagréable résulte de ce phénomène de pompage.

Le pompage est même présent à l'intérieur des compresseurs aéronautiques. Le coût des dommages pour les pièces de rechange peut être de plusieurs centaines de milliers de dollars. Le coût de la perte de production peut être encore plus élevé, en fonction du temps d'arrêt de l'appareil pour la réparation [14].

1.9.3. Dommages des compresseurs dus au pompage

Les conséquences du pompage peuvent être alors récapitulées comme suit :

- La création des jeux internes sur la roue à aubes.
- Les dommages aux joints de compression en bout d'arbre.
- Les dommages sur la butée du compresseur.
- Les dommages au palier radial du compresseur.
- Les frottements contre le diaphragme stationnaire.
- L'échec d'accouplement d'arbre.



Figure 1.22 Conséquence de pompage

1.9 Systèmes actuels de régulation anti-pompage

Le rôle de cette régulation est de maintenir le compresseur dans la zone de fonctionnement stable quel que soit le taux de compression, et ce, dans le but d'assurer un débit d'aspiration supérieur au débit de pompage. En effet la régulation est basée sur la

mesure du débit traversant le compresseur, et dépend d'autres variables physiques de sorte que la régulation adoptée puisse satisfaire les conditions suivantes :

- La ligne de régulation doit être la plus proche possible de la ligne de la limite de pompage déplacée parallèlement d'une quantité établie par rapport à l'axe du débit.
- La ligne de régulation, lorsque les conditions du gaz aspiré varient ne doit pas s'approcher de la ligne de pompage relative aux conditions d'étude, plus de ce qui est nécessaire au bon fonctionnement du système anti-pompage.
- Le système doit protéger la machine dans toutes les conditions de fonctionnement, démarrage, arrêt, arrêt d'urgence...etc.

En général Ilya deux approches dans la conception d'un system de control anti-pompage

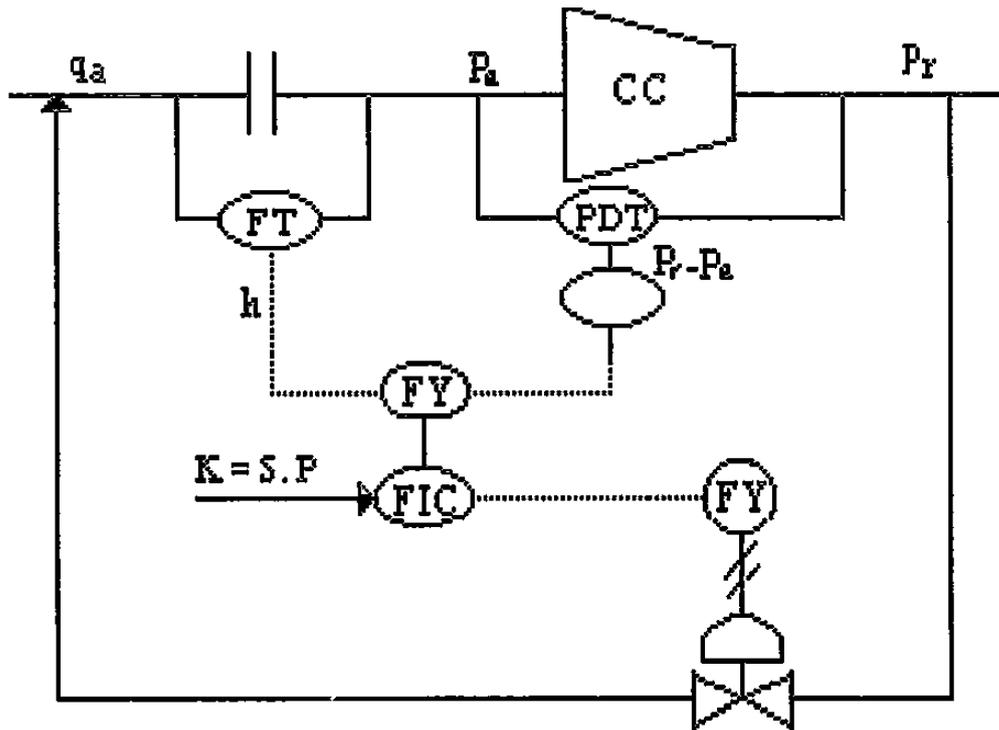
La première approche: système de recyclage des gaz:

Dans ce cas, on procède avec le système de by-pass qui permet le retour d'une partie du gaz de décharge (refoulement) vers de la chambre d'aspiration afin d'augmenter le débit d'aspiration. Nous changeons instantanément le point de fonctionnement du compresseur donc nous évitons le pompage voir Figure 1 .23

L'avantage de cette approche est qu'on peut maintenir le point de fonctionnement dans la zone de l'efficacité maximale du compresseur à une vitesse constante (pas de perte d'énergie), mais il y a de nombreux inconvénients à savoir :

1. chauffage du gaz à l'entrée du compresseur ce qui conduit à la diminution de taux de compression et le chauffage du compresseur lui-même.
- 1 En recyclant le gaz, nous avons une chute de pression de gaz et la perte d'énergie.
- 2 coût supplémentaire de carburant pour entraîner la turbine à gaz.

La technique la plus utilisé pour cette approche est celle du coefficient multiplicateur "a". est illustré dans le Figure 1.23



// Signal pneumatique

Figure 1.23 Régulation Anti Pompage

La vanne anti- pompage est montée en by-pass (aval-amont) sur le compresseur (Figure.1.23).

En résumé, on peut dire que le pompage se produit quand le débit dans le compresseur est trop faible. La vanne anti- pompage recycle le gaz de l'amont à l'aval et augmente ainsi le débit dans le compresseur, ce qui empêchera le pompage.

La seconde approche: système de modulation de carburant:

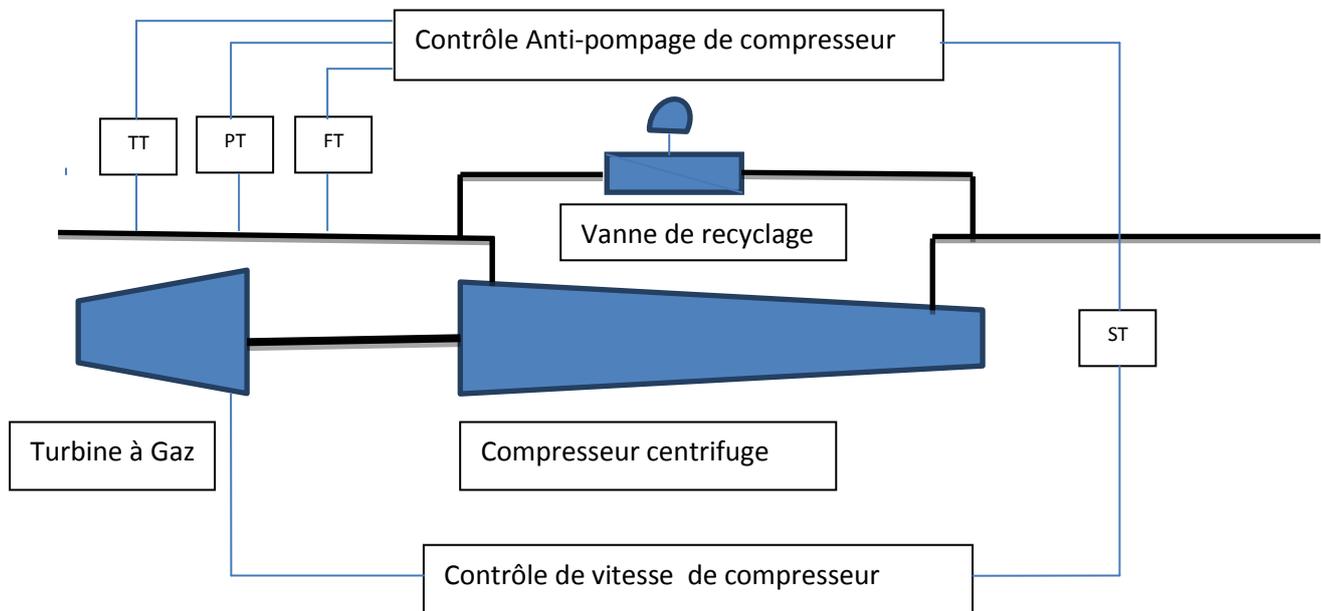
Ce système permet de faire varier le carburant entrant dans la chambre de combustion de la turbine à gaz qui entraîne le compresseur en fonction du débit d'aspiration à l'entrée du compresseur. La modulation de carburant varie la vitesse de la turbine à gaz, de sorte que le débit du compresseur varie voir figure 1.24

Il y a plusieurs inconvénients de ce système à savoir :

1. Généralement en pratique le système de contrôle (PLC) de la turbine à gaz est indépendant de système de contrôle de process (DCS), donc l'utilisation des protocoles

de communication tel que le modbus est indispensable ce qui conduit des retards liés au modbus (le temps de calcul sera proche du temps d'échantillonnage)

2. La diminution de la vitesse nous posera des problèmes de processus surtout si on utilise un cycle thermodynamique combiné
3. La diminution de la vitesse en permanence c.à.d. l'envoi des gaz brûlés vers l'échappement ce qui implique une perte d'énergie et une pollution de l'environnement



FT : Transmetteur de débit PT: Transmetteur de pression TT : Transmetteur de température

ST : Transmetteur de vitesse

Figure 1.24 Système de contrôle Anti-pompement utilisé

1.10 Conclusion

Dans ce chapitre, un aperçu général sur les compresseurs a été présenté, en commençant par donner une définition typique d'un compresseur, puis les différents domaines d'applications de ces machines. Nous avons listés ensuite les quatre types de compresseurs et avons montré une vue interne du type centrifuge composé de seulement quatre étages. Puis nous avons fait une description générale de la section compression de l'unité RGTE là où nous avons collecté les données pour moduler le système de compression

La définition des grandeurs physiques concernant la compression les caractéristiques du compresseur, en plus de ses performances a été également présentée. Ensuite le phénomène de pompage a été exploré en indiquant les causes de survenue et les conséquences dangereuses sur les différentes parties de la machine. Par conséquent, en essayant d'éviter

l'apparition de cette instabilité sur les compresseurs centrifuges, nous avons fourni des limites de protection pour maintenir le fonctionnement du compresseur aussi loin que possible de cette instabilité et en même temps aussi proche que possible de sa ligne de pompage pour atteindre l'efficacité maximale de la machine.

Nous avons présenté aussi les principaux systèmes de protection contre le pompage où la régulation la plus utilisée est basée sur le coefficient multiplicateur "a".

Ce chapitre fournit, ainsi, des informations générales utiles sur les compresseurs pour une bonne compréhension de leur principe de fonctionnement, leurs qualités et leurs défauts, afin de chercher les nouvelles techniques de commande qui peuvent améliorer leur performance et leur durée de vie.

Pour remédier à tous ces défauts, il est nécessaire d'intégrer de nouvelles techniques de commande pouvant permettre de protéger le compresseur en temps réel. Pour cette raison on a fait appel dans notre étude à l'utilisation des techniques de commande classique et de l'intelligence artificiel. Pour pouvoir intégrer ces algorithmes de commande, nous identifierons le procédé en temps réel par une modélisation physique objet de chapitre II

2.1 Introduction

Dans ce travail nous avons modélisé le système de compression recyclé actionné par un couple moteur d'entraînement τ_m (dans notre cas il s'agit d'une turbine à gaz) avec des équations dynamiques du bilan massique.

Un deuxième modèle de système de compression sans la vanne de recyclage est également présenté. L'étude des deux systèmes de compression est basée sur les travaux d'Egeland et Gravdahl (2003).

Lors de la réalisation de la modélisation, il est nécessaire et souhaitable que les lois de la physique fondamentale demeurent exploitable dans les équations du modèle du compresseur centrifuge. En outre, il doit être exhaustif afin de déterminer les paramètres de l'objet précité. Les paramètres qui lui sont conférés sont soit directement déterminés par calcul ou soit par des mesures. L'étape d'identification et d'évaluation fournie aux paramètres une exactitude suffisante pour l'emploi dans le modèle.

Dans ce chapitre, nous présenterons l'approche et le développement du modèle dynamique des systèmes à compresseurs centrifuges par une modélisation mathématique du processus de compression de gaz.

2.2 Littérature sur la modélisation de système de compression [15]

L'un des premiers modèles pour le comportement dynamique des systèmes de compression a été décrit par Emmons et al. (1955). Les auteurs de cet article ont exploité l'analogie existant entre un résonateur de Helmholtz¹ et les petites oscillations associées avec le début de pompage afin de développer un modèle linéaire de système de compression [15].

Plus tard, un pas important dans le domaine de la modélisation a été fait par Greitzer (1976a) qui a développé un modèle non-linéaire pour les systèmes de base de compression. Bien que basé sur les analyses linéaires de Emmons et al. (1955), le modèle de Greitzer était le premier modèle capable à décrire, essentiellement la non-linéarité existante lors des grandes amplitudes d'oscillations pendant un cycle de pompage. A ce jour, c'est le modèle dynamique le plus largement répandu dans ce domaine [15].

Le modèle de Greitzer (1976a) a été développé pour les compresseurs axiaux mais Hansen et al. (1981) a prouvé que le modèle est également applicable à un système de compression centrifuge. Cette publication a été suivie de plusieurs études qui se sont concentrées sur l'analyse et la modélisation de la dynamique de système de compression centrifuge. Un avancement simple mais approprié dans ce domaine d'évolution a été fait par Fink et al. (1992) qui a inclus la dynamique simple de rotor dans le modèle de Greitzer pour expliquer l'effet des variations transitoires de vitesse sur le système [15].

La complémentation des deux parties de l'article scientifique de Moore et Greitzer (1986) et Greitzer and Moore (1986) a été l'essor judicieux dans le développement principal d'un autre modèle de la modélisation mathématique du système de compression dynamique. Ces articles présentent la détermination et l'analyse d'un modèle dynamique non-linéaire qui décrivent à la fois la croissance, ou l'affaiblissement possible d'une décrochage tournant pendant les régimes transitoires de fonctionnement du compresseur, le développement de pompage, et l'explication des faits aléatoires dus aux instabilités de fonctionnement. En générale le pompage est considéré comme une oscillation axisymétrique instable, décrochage tournant, stabilisé de la régulation par la variation de débit sur la direction axiale et circulaire. Ce système qui a permis de représenter ces deux phénomènes est appelé le modèle Moore-Greitzer[15].

En outre, l'autre aspect très important qui a été pris dans le modèle de Greitzer est que le débit dans les conduites est supposé incompressible. Macdougall and Elder (1983) ont déterminé un modèle, similaire à celui de Greitzer (1976a). Cependant dans cet article, ils se sont permis de considérer que le débit dans les conduites est compressible et que leur modèle peut traiter les gaz non-idéaux et de composition variable. Egalement, une approche de modélisation similaire a été utilisée par Elder and Gill (1985) pour modéliser les différents composants d'un compresseur centrifuge afin d'étudier l'effet de ces derniers sur la stabilité de système global [15].

Les différentes approches de modélisation des compresseurs centrifuges qui ont été suivies par Botros et al. (1991) while Badmus et al. (1995a) se sont concentrées sur les compresseurs axiaux et ils ont développé les modèles basés sur les principes de la masse, moment, et la conservation d'énergie. La structure modulaire appropriée à décrire la dynamique de pompage d'une variété de compresseurs axiaux et de compresseurs centrifuges est donnée par Botros (1994b) et qui a modifié le modèle de Moore-Greitzer, tout en incluant

la dynamique de rotor afin d'expliquer des variations de vitesse. La dynamique de rotor a été incluse dans le modèle original de Moore-Greitzer par Gravdahl et Egeland (1997) [15].

Markopoulos et al. (1999) a utilisé le développement en série de Fourier Pour la description d'un modèle quantitatif de la dynamique instable recensée sur les compresseurs axiaux. Bien que, le modèle est similaire au modèle de Moore et de Greitzer (1986) ; dans ce modèle la longueur de la conduite de sortie a été prise en considération. Le modèle bidimensionnel de fluide compressible pour les compresseurs centrifuges et axiaux qui a été développé par Spakovszky (2000). Ceci réduit le modèle analytique qui décrit le débit tourbillonnant radialement, qui cause l'instabilité entre la roue à aubes et le diffuseur utilisé dans des compresseurs centrifuges [15].Lefigure 2.1 résume l'essor des développements des modèles mathématiques des compresseurs centrifuges[62] [63].

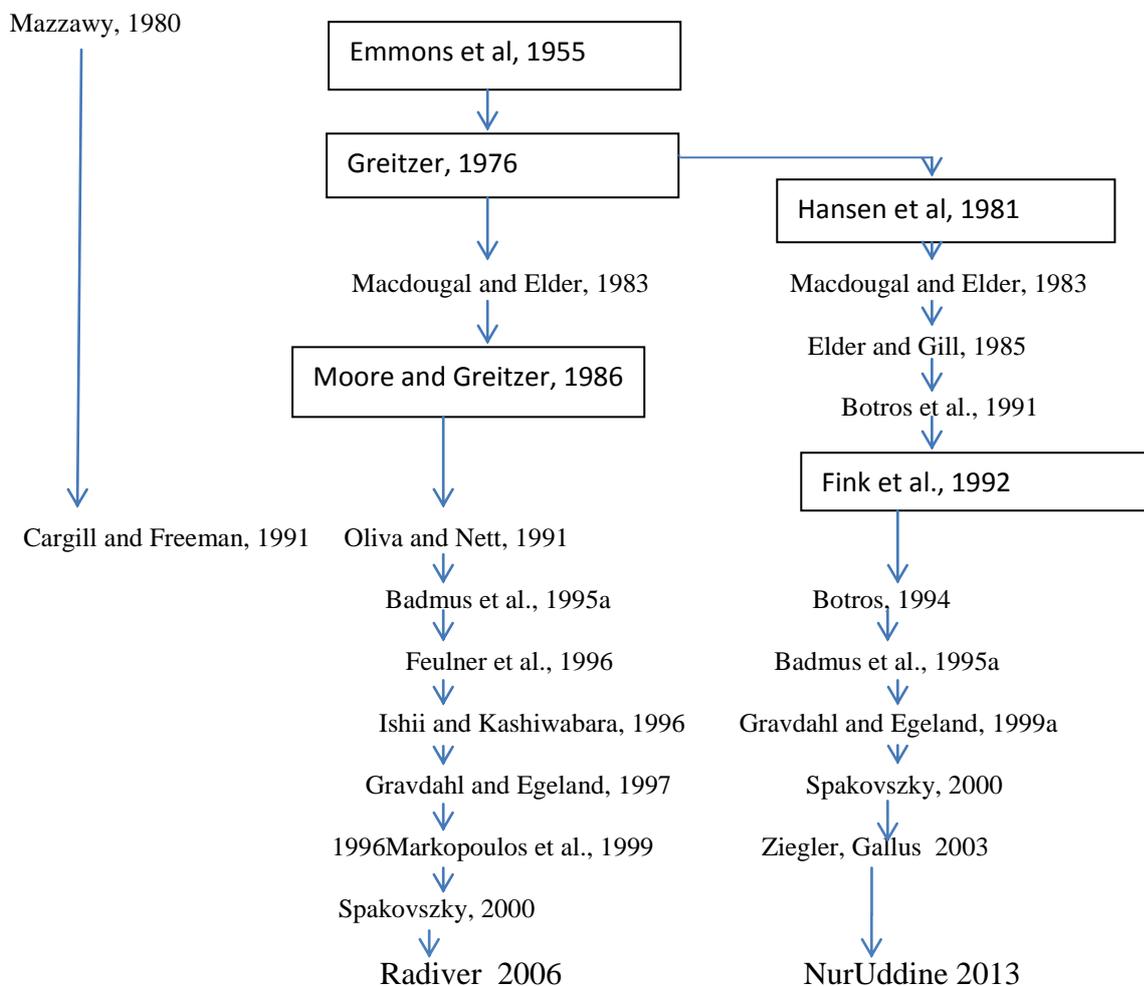


Figure 2.1 Littérature générale sur la modélisation de système de compression

2.3 Le modèle du système de compression en boucle ouverte

Les compresseurs sont utilisés dans plusieurs secteurs, s'étendant des turbo réacteurs aux systèmes de refroidissement à la pressurisation du gaz dans l'industrie. Il y a quatre types généraux de compresseurs : compresseurs à piston, rotatoires, centrifuges et axiaux. Les deux premiers servent à réduire le volume de gaz tandis que le travail des deux derniers est d'augmenter l'énergie potentielle dans le fluide qui se manifeste par l'augmentation de pression (Egeland et Gravdahl 2003). Cette thèse sera consacrée aux compresseurs centrifuges. Un modèle à plusieurs vitesses pour les compresseurs centrifuges est présenté dans cette section. Quand la vitesse est assumée constante, le modèle sera réduit au modèle de Greitzer (Greitzer, 1976). Le système de compression est modélisé comme représenté sur la figure.2.2 avec un compresseur, une conduite de longueur L , un réservoir de refoulement de volume V_P , une vanne de refoulement, et une unité d'entraînement donnant un couple sur le compresseur.

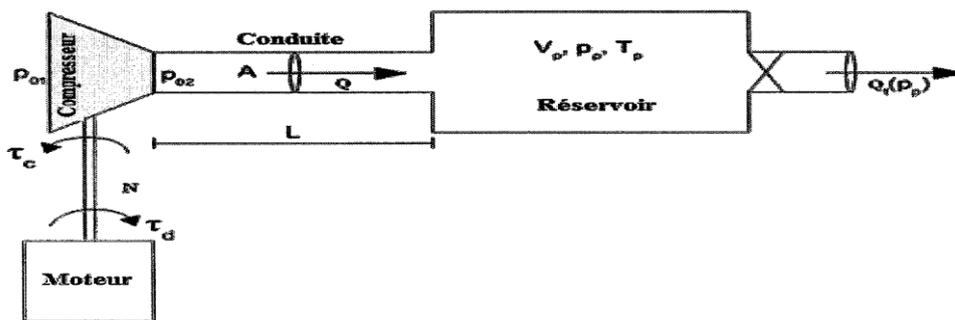


Figure 2.2 : Système de compression. développé par Egeland&Gravdahl (2003)[24]

L'expression de la pression est donnée par la loi de conservation de la masse appliquée sur le réservoir de refoulement. L'expression du débit massique est donnée par la loi de conservation du moment appliqué sur la tuyauterie de refoulement, l'expression de la vitesse de rotation est donnée par la relation du moment angulaire (l'équation de mouvement). Les articles qui explicitent ces relations sont très variés.[26,27,28,29,30,31,32,33,34, 35,36,37,38,39,40].

Le modèle projeté dans le cadre de notre étude repose sur les équations suivantes:

$$\dot{P}_P = \frac{a_p^2}{V_p} (Q - Q_t) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q} = \frac{A}{L} \psi_c(Q, N) P_{01} - P_p \quad (2.2)$$

$$\dot{N} = \frac{1}{J} (\tau_m - \tau_c) \quad (2.3)$$

Où

p_p : est la pression du réservoir.

Q : est le débit massique.

N : est la vitesse angulaire de la roue à aubes.

a_p : est la vitesse du son du gaz dans le réservoir.

V_p : est le volume du réservoir.

Q_t : est le débit traversant la vanne de refoulement.

A : est la section du conduit.

L : est la longueur du conduit.

ψ_c : est la caractéristique importante du compresseur.

P_{01} : est la pression ambiante.

J : est le moment de l'inertie de l'unité d'entraînement.

τ_m est le couple d'entraînement (moteur).

τ_c : est le couple du compresseur

Le modèle (Eq.2.1) - (Eq.2.3) a été présenté la première fois par Gravdahl et Egeland (1999), et le modèle complet est présenté par Fink et al. (1992) mais les deux premières équations sont celles de Greitzer (1976).

$$\tau_c = Q(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (2.4)$$

Où :

r_1 : Rayon intérieur de la roue à aubes.

r_2 : Rayon extérieur de la roue à aubes.

$C_{\theta 1}$: est la vitesse tangentielle du gaz à la sortie d'inducteur.

$C_{\theta 2}$: est la vitesse tangentielle du gaz à la sortie de roue à aubes.

La vitesse à l'admission de la roue à aubes est considérée nulle, d'où l'équation 2.4 devient :

$$\tau_c = Q r_2 C_{\theta 2} \quad (2.5)$$

En considérant le triangle des vitesses à la sortie de roue à aubes (figure.2.3), la vitesse tangentielle à la sortie de la roue à aubes peut, par des considérations trigonométriques, être écrite comme :

$$C_{\theta 2} = U_2 - C_{a2} \cot \beta_{2b} = U_2 \left(1 - \frac{C_{a2}}{U_2} \cot \beta_{2b}\right) = U_2 \mu. \quad (2.6)$$

Où

μ : Coefficient de transfert d'énergie.

Le facteur de glissement peut être introduit dans (Eq.2.6) comme :

$$C_{\theta 2} = \sigma \left(1 - \frac{C_{a2}}{U_2} \cot \beta_{2b}\right) U_2 \quad (2.7)$$

Donc

$$C_{\theta 2} = \sigma \mu U_2$$

σ : Facteur de glissement, en général légèrement inférieur à l'unité.

Pour des palettes radiales, on a $\cot \beta_{2b} = 0 \rightarrow \sigma = \mu$ avec $U_2 = r_2 N$

Alors l'équation 2.5 devient $\tau_c = Q r_2^2 \mu N \quad (2.8)$

Dans le cas du cycle de pompage du compresseur, nous aurons une inversion du débit [19]. Et le couple agissant sur les ailettes de la roue à aubes est :

$$\tau_c = |Q| r_2^2 \mu N \quad (2.9)$$

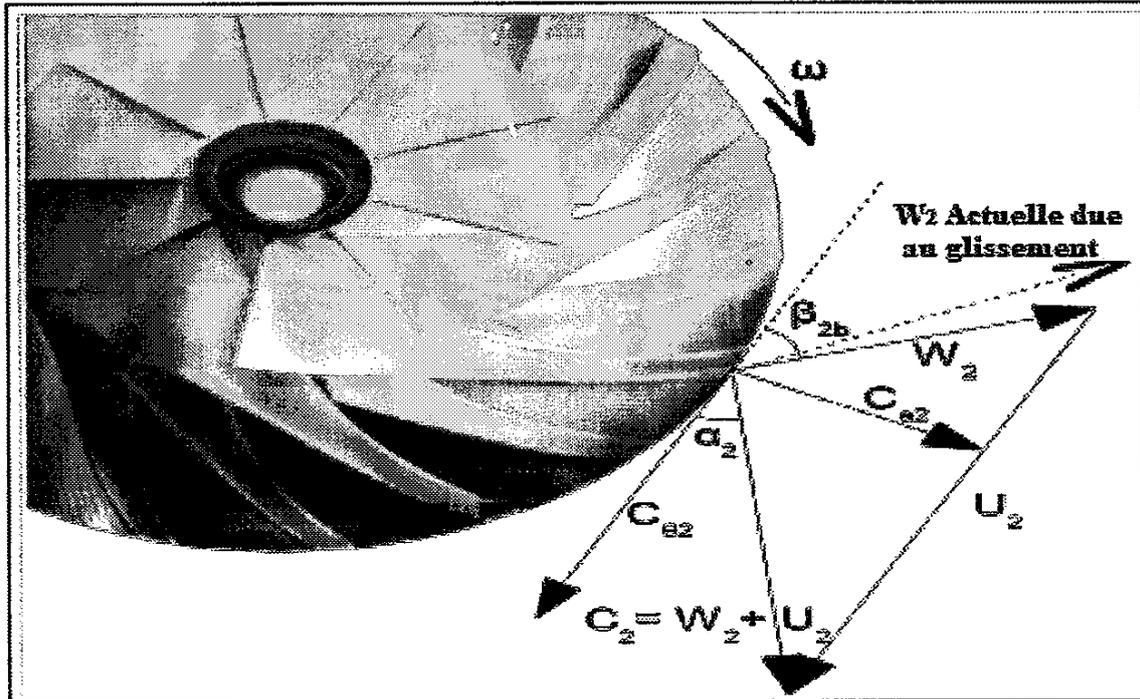


Figure 2.3 : Triangle des vitesses à la sortie de la roue à aubes

2.3.1 L'origine de la caractéristique du compresseur

Ce modèle utilise le rapport de pression du compresseur ψ_c . La caractéristique du compresseur déterminée à partir du transfert d'enthalpie dans Egeland et Gravdahl (2002) est :

$$\psi_c(Q, N) = \left(1 + \frac{r_2^2 \mu N^2 - \frac{1}{2} r_1^2 (N - \alpha Q)^2 - k_f Q^2}{a_p T_{01}} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (2.10)$$

Cette expression est également utilisée dans la région d'instabilité à gauche de la limite de pompage. La constante α détermine le point de non perte d'incidence, pour laquelle $N - \alpha Q = 0$. Cette constante est donnée par

$$\alpha = \frac{\cot \beta_{1b}}{\rho_1 A_1 r_1} = \frac{N \text{Ligne_Pompage}}{Q \text{Ligne_de_pompage}} \quad (2.11)$$

Où

β_{1b} : L'angle des ailettes de la roue à aubes.

La constante $\sigma = 1 - (n_{\text{roue à aubes}})^{-1}$ (inférieure à 1) est le facteur de glissement de Stanitz.

2.3.2 Modèle de la vanne

Afin de commander le débit de la vanne de sortie, la surface A d'orifice peut être ajustée de 0% à 100%. Le débit de la vanne de sortie Q, dépend de la pression du réservoir, et peut être modélisé en fonction de la chute de pression de la vanne de sortie et de l'ouverture de cette dernière, ce qui est proposé par Gravdahl (1998).

Le modèle final du débit de la vanne de sortie est [25] :

$$Q_t = K\sqrt{(P_2 - P_1)} \quad (2.12)$$

Avec
$$K = C.A\sqrt{2\rho} \quad (2.13)$$

Où

Q_t : Débit massique de la vanne de sortie.

K: Coefficient proportionnel à l'ouverture de la vanne de sortie.

P_1 : La pression en dehors de la vanne de sortie.

C : Coefficient du débit.

A: Surface de l'orifice.

ρ : Densité du fluide.

Pour pouvoir expliquer le cas spécial $P_2 < P_1$ dans (2.12), la modification suivante est nécessaire :

$$Q_t = \text{Sgn}(P_2 - P_1)K\sqrt{|P_2 - P_1|} \quad (2.14)$$

Dans le cas où la valeur $\text{Sgn}(P_2 - P_1)$ est négative c'est-à-dire que le débit est inversé La fonction Sgn n'est pas continue, mais peut être rapprochée comme :

$$\text{Sgn}(X) = \lim_{\varepsilon \rightarrow \infty} \tanh \varepsilon X \quad (2.15)$$

Aussi bien que la valeur absolue: $|x| = x \text{sgn}(x)$ donc:

$$|X| = X \lim_{\varepsilon \rightarrow \infty} \tanh \varepsilon X \quad (2.16)$$

Le débit à travers la vanne de sortie est donné par:

$$Q_t = \tanh \varepsilon (P_2 - P_1) K \sqrt{|P_2 - P_1| \tanh \varepsilon (P_2 - P_1)} \quad (2.17)$$

2.3.3 Résultats de simulation du modèle du compresseur

Par l'utilisation des équations de compresseur et de vanne de sortie cité précédemment en arrive à programmé sous MatlabSimulink le modèle de compression en boucle ouvert Figure 2.4

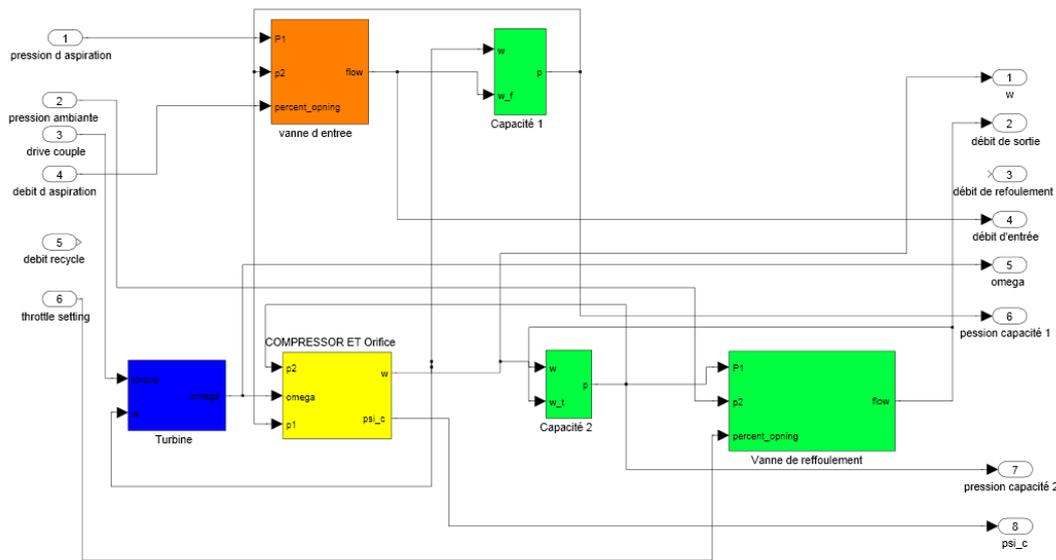


Figure 2.4 :le modèle de compression en boucle ouvert (sans recyclage) sous Simulink

Après 2 seconds on ferme la vanne d'entrée graduellement en injectant une rampe descendante, sur l'entrée du modèle « Ouverture de la vanne d'entrée » Nous obtenons les résultats de simulations suivantes:

1- Le débit dans le compresseur

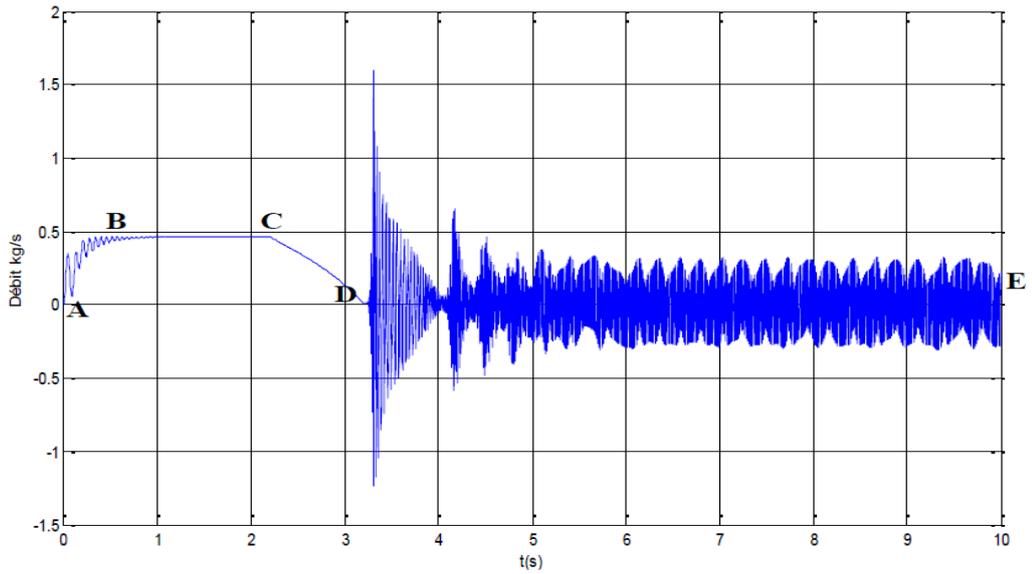


Figure 2. 5: Évolution du débit dans le compresseur centrifuge

2- La vitesse de compresseur

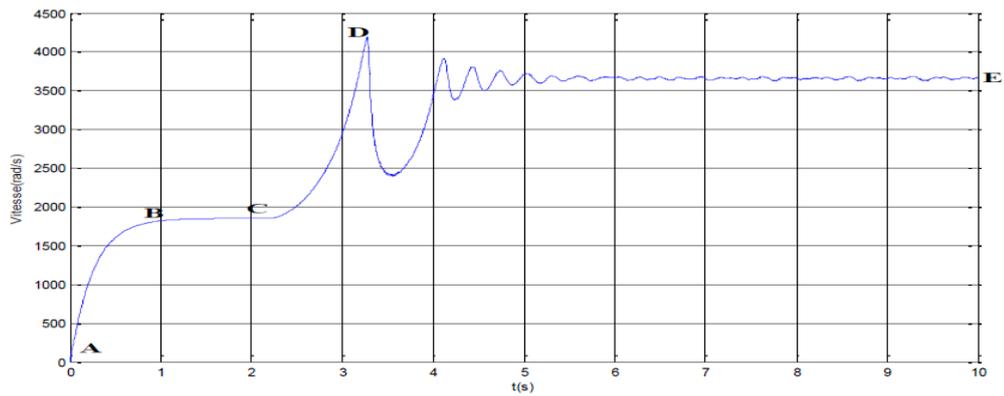


Figure 2. 6 La vitesse de compresseur résultat de simulation

3- Le point de fonctionnement du compresseur

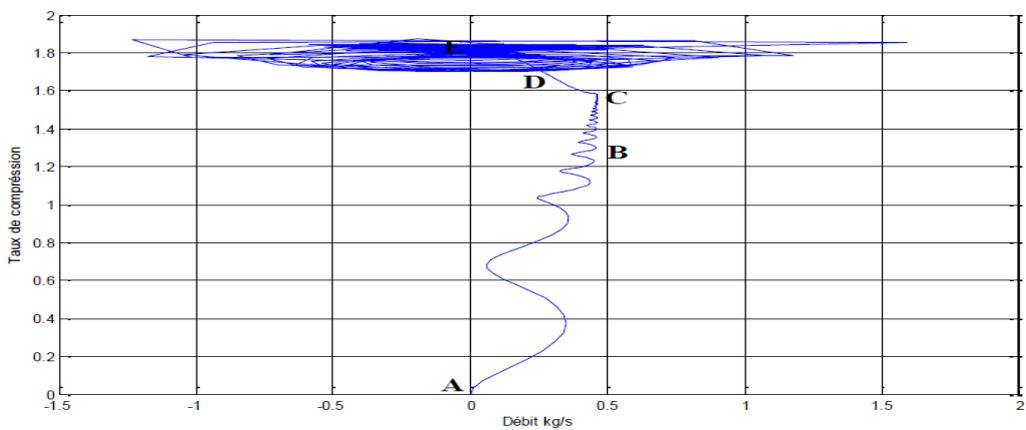


Figure 2. 7 Le point de fonctionnement du compresseur résultat de simulation

AB : Démarrage, BC : Stabilisation, CD : perturbation de système, DE : Réaction du système à la perturbation

Nous remarquons :

Pour $t \leq 2$: c'est-à-dire avant de perturber le système. il était stable, débit massique stable de 0.5 Kg /s, une vitesse de 1750 Rad/s (figure 2.5 et figure 2.6)

Pour $t > 2$ s c'est-à-dire après avoir perturbé le système par la fermeture graduellement de la vanne d'entrée, nous constatons :

- 1- Le débit devient instable avec parfois des valeurs positive et parfois des valeurs négative (débit inversé) (figure 2.5)
- 2- La vitesse aussi est instable et en remarque qu'il y a une survitesse de compresseur (figure 2.6)

Le point de fonctionnement : les résultats de la simulation du modèle montre qu'il y a deux états de fonctionnement de compresseur centrifuge. Le compresseur fonctionne initialement dans la région stable et la vanne d'alimentation est complètement ouverte (100%). Le taux d'écoulement du débit massique du compresseur est 0.833 kg/sec. Après la fermeture de la vanne (à $t = 2$ sec), le point de fonctionnement du compresseur bascule vers les débits massiques inférieurs mais il reste toujours stable dû à la diminution de la charge sur les ailettes de la roue du compresseur jusqu'à ce que le point de fonctionnement atteigne le point de pompage. La fermeture totale de la vanne d'alimentation (100% fermée) fait rentrer le compresseur en cycle de pompage. La pression d'aspiration s'annule avec diminution de la pression de refoulement, la vitesse du compresseur et le rapport de pression augmentent à une valeur plus élevée. L'augmentation de la vitesse est due aux petites charges appliquées aux roues du compresseur, le système devient alors instable et commence à osciller (figure 2.7).

Remarque

Les harmoniques de débit et de vitesse à la mise en marche du compresseur, sont dues au démarrage automatique de ce dernier. Pour éviter ce phénomène, il faut démarrer le système manuellement, c'est à dire placer une petite vanne en parallèle avec la vanne d'alimentation et laisser passer le gaz à travers celle-ci jusqu'à ce qu'une différence de pression de 1 bar soit obtenue c'est le cas des démarrages dans les unités de gaz de SONATRACH.

2.4 Caractéristiques de performance du compresseur centrifuge

La caractéristique du compresseur montre les courbes pour différentes vitesses de fonctionnement du compresseur. Chaque courbe trace l'élévation de la pression de refoulement développée par le compresseur pendant que le débit d'aspiration varie pour une condition de fonctionnement donnée (telle que la vitesse).

Le fonctionnement n'est pas limité uniquement à ces quelques courbes, mais il est continuellement réglable aux valeurs intermédiaires. L'axe des abscisses représente toujours le débit massique. L'axe des ordonnées est le rapport de la pression de refoulement sur la pression d'aspiration, ou la variation de la différence de pression entre le refoulement et l'aspiration. Les courbes caractéristiques du compresseur fournies par le fabricant du compresseur couvrent aussi la région négative instable. Si on trace le point de pente nulle pour chaque courbe caractéristique on obtient une ligne appelée ligne de pompage, la région instable est à la gauche de cette ligne voire (figure 2.8aet figure.2.8b).

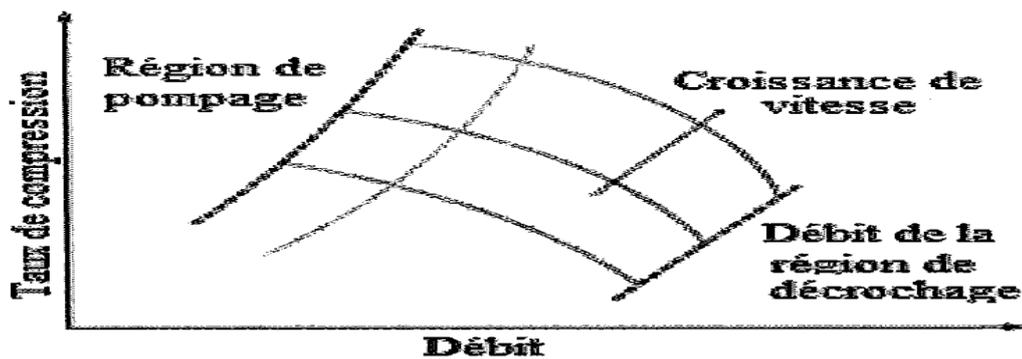


Figure 2.8 a: Caractéristiques du décrochage tournant du compresseur

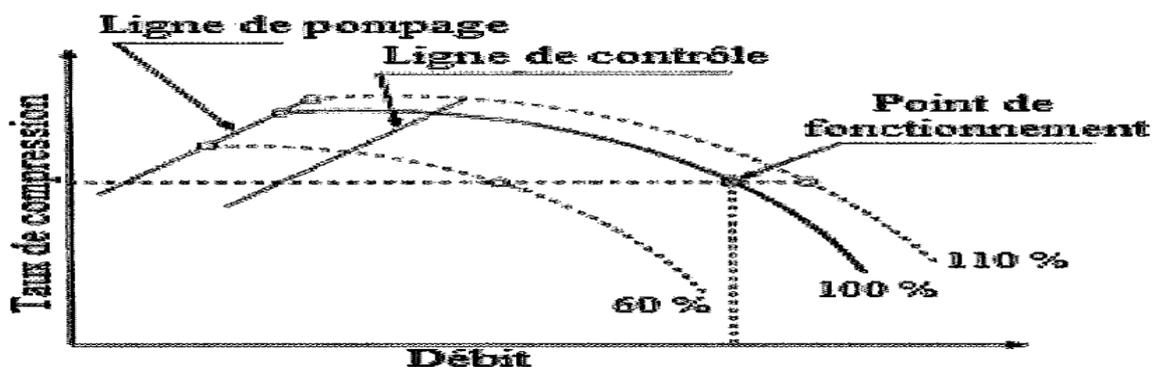


Figure 2.8 b : limite du pompage du compresseur

Lorsque le débit diminue, la pression augmente jusqu'à ce que le point d'instabilité soit atteint et, par conséquent, le compresseur entre en pompage. Les courbes de performances sont spécifiques aux types de compresseurs, et elles dépendent de plusieurs paramètres tels que la vitesse, la température, la pression et la masse molaire etc .

Lorsque les multiples courbes (pression en fonction du débit) sont tracés pour différentes vitesses, on parle du plan de la performance du compresseur (Figure.2.8b).

2.5 Phénomène de pompage, ligne de protection et 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 (figure.2.8a). 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.

Une augmentation du volume des gaz de refoulement peut provoquer la recirculation de ces derniers dans le sens contraire du débit ce qui provoquera des vibrations à l'intérieur du compresseur.

Le phénomène de pompage est un fonctionnement instable et indésirable du compresseur, qui se produit lorsque le débit d'aspiration est réduit et la pression de refoulement du compresseur est supérieure à la pression de ligne de pompage. Cela provoquera une inversion momentanée du flux en réduisant la pression de refoulement. Après la réduction de toute la pression, l'écoulement à travers le compresseur sera rétabli (le débit s'écoule dans le sens positif), ce qui provoquera l'augmentation de la pression et le cycle recommence. Si les facteurs conduisant au phénomène de pompage ne sont pas correctement et rapidement rectifiés, la sortie va continuer à osciller en entraînant des dommages graves au compresseur.

Pour éviter ce phénomène, les compresseurs sont dotés de systèmes de régulation anti-pompage pour maintenir le compresseur dans la région stable. Quelle que soit la montée en pression, le débit d'aspiration est toujours supérieur au débit correspondant au pompage. Ce

résultat est obtenu en renvoyant le gaz de refoulement au réseau d'aspiration à l'aide de la vanne de recyclage, dont le but principal est d'éviter des dommages irréparables de la machine. Le contrôleur qui la gouverne, est basé sur un algorithme qui fonctionne très rapidement lors de l'ouverture de la vanne pour éviter le pompage qui provoque une diminution de la production de gaz. À l'heure actuelle, la seule solution pour éviter le pompage et le décrochage est d'éteindre le compresseur et le redémarrer à nouveau.

La ligne de protection est nécessaire pour éviter le pompage profond avant même que les vannes réagissent. La distance entre la ligne de pompage et la ligne de protection est appelée la marge de protection (figure 2.9)

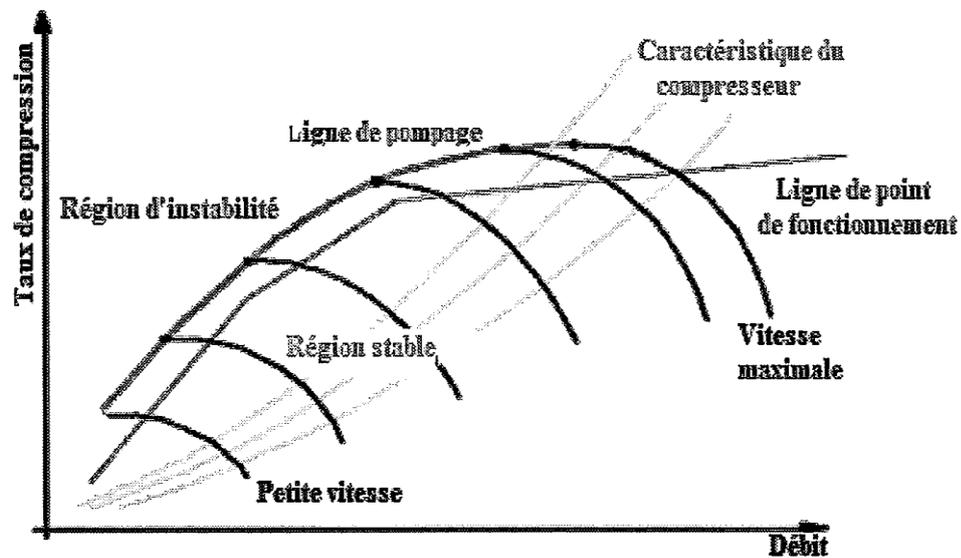


Figure 2.9: Caractéristique des performances du compresseur

La forme fonctionnelle entre Q (débit d'aspiration) et ψ (taux de compression) représente simplement la caractéristique de performances figure (2.10)

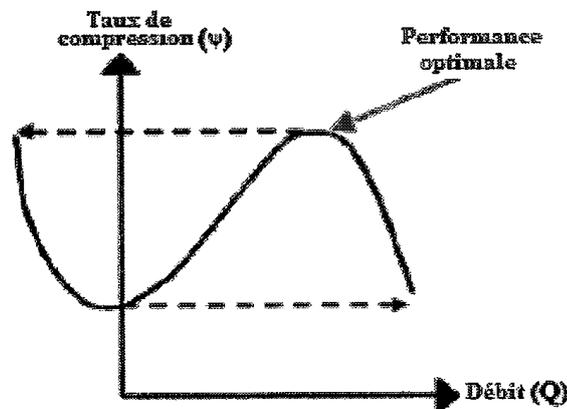


Figure 2.10: Cycle de pompage

ψ (taux de compression) est souvent estimée par:

$$\psi = a + bQ + cQ^2 + dQ^3 \quad (2.18)$$

Où: a, b, c et d sont des constantes qui doivent être déterminées par un ajustement de courbe des données expérimentales. La caractéristique ψ a été définie pour plusieurs vitesses par l'équation (2.10). En référence à la figure.2.8b, en utilisant la stratégie d'évitement de pompage,

Le compresseur est empêché de fonctionner au-delà de la ligne de pompage figure (2.11).

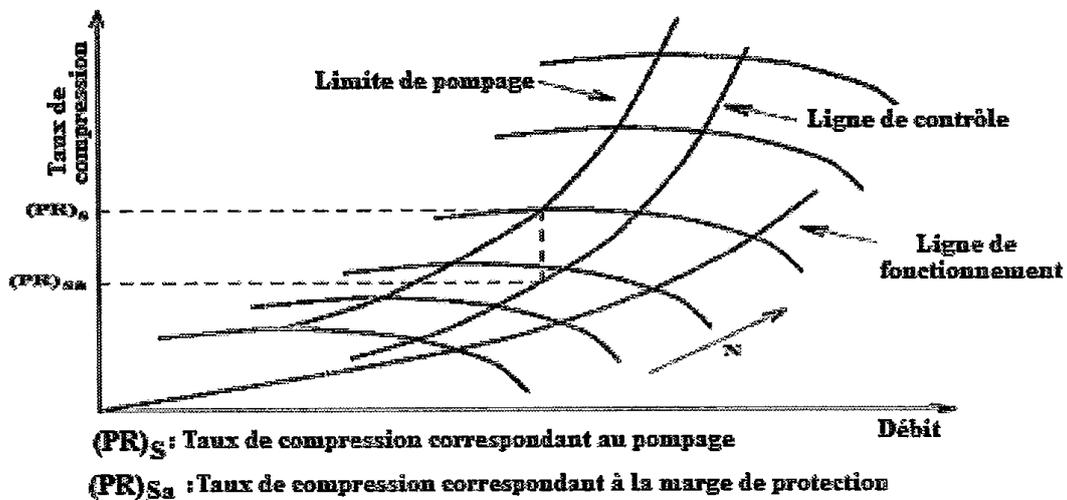


Figure 2.11 : Marge de protection

Selon Gravdahl et Egeland (1999), il existe de nombreuses méthodes pour définir la marge de protection au pompage. L'une d'elle indique que la ligne de contrôle est parallèle à la ligne de pompage:

2.6 Modélisation d'un système de compression avec recyclage

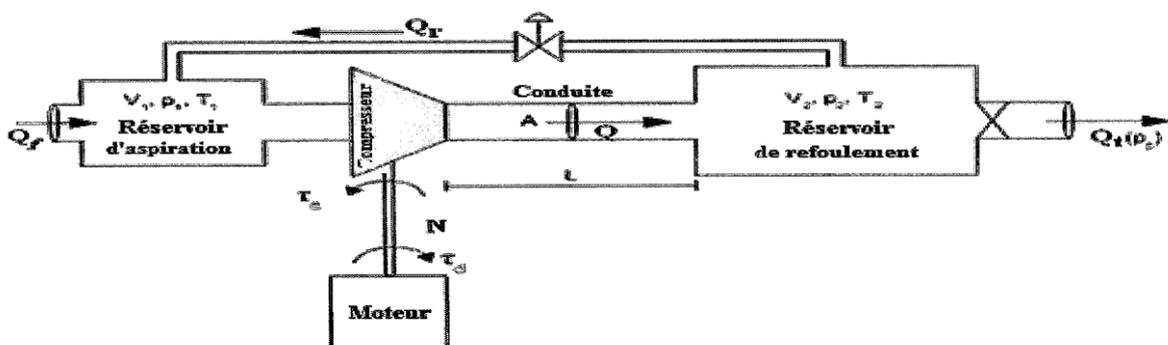


Figure 2.12 Le système de compression recyclé [15]

L'application du bilan massique (Greitzer 1976) sur le premier réservoir donne:

$$\frac{d}{dt}(P_1) = \frac{a^2}{V_1}(Q_f + Q_r + Q)(2.19)$$

De la même manière pour le deuxième réservoir, en appliquant le bilan massique on obtient:

$$\frac{d}{dt}(P_2) = \frac{a^2}{V_2}(Q - Q_r - Q_t)(2.20)$$

Selon Greitzer (1976), Gravdahl et Egeland (1999), le modèle du système de compression recyclé est:

$$\dot{P}_1 = \frac{a^2}{V_1}(Q_f + Q_r + Q)(2.21)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{a^2}{V_2}(Q - Q_r - Q_t)(2.22)$$

$$\dot{Q} = \frac{A}{L}\psi_c(Q, N)P_1 - P_2(2.23)$$

$$\dot{N} = \frac{1}{J}(\tau_m - \tau_c)(2.24)$$

Le débit massique à travers les vannes, de refoulement et de recyclage, est modélisé comme suit:

$$Q = C\sqrt{\Delta P}(2.25)$$

Où: c: est une constante.

ΔP : est la différence de pression à travers la vanne.

2.6.1 Résultats de simulation

Le système de compression recyclé est modélisé et simulé dans Matlab. Les vannes de recyclage et refoulement sont modélisés par:

$$Q_t = \tanh \varepsilon (P_2 - P_{01})c_t \sqrt{|P_2 - P_{01}| \tanh \varepsilon (P_2 - P_{01})}(2.26)$$

$$Q_t = c_t \sqrt{P_{d'alimentation} - P_1}(2.27)$$

$$Q_r = c_r \sqrt{P_2 - P_1}(2.28)$$

1- Le débit massique Q dans le compresseur

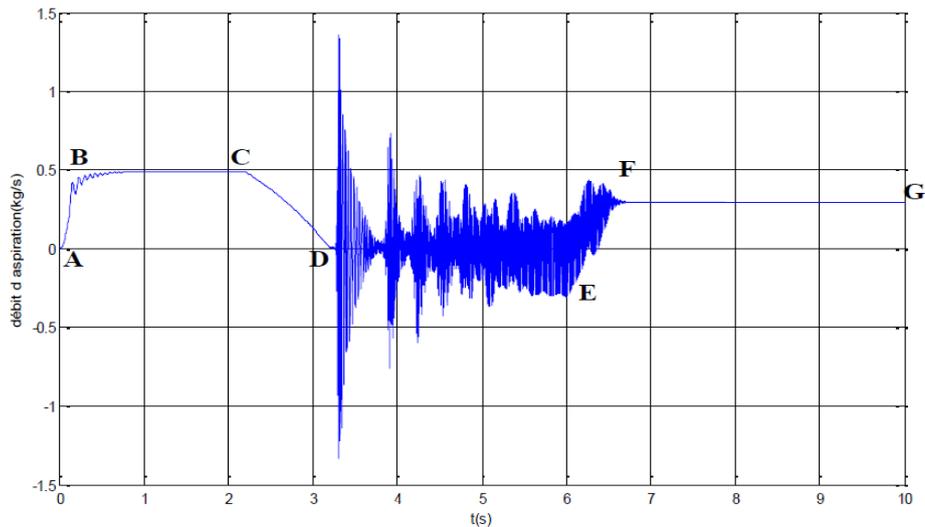


Figure 2.14 Le débit massique de compresseur résultat de simulation (avec recyclage)

2- La vitesse de compresseur

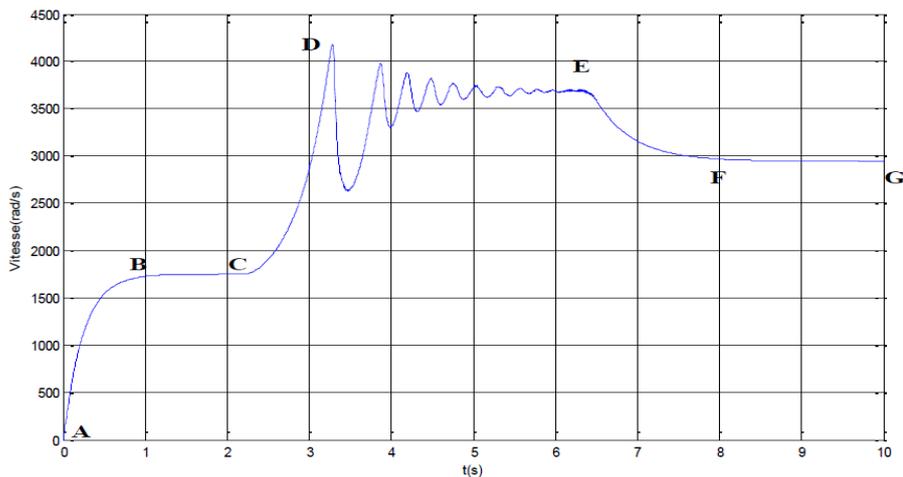


Figure 2.15 La vitesse de compresseur résultat de simulation (avec recyclage)

3- La pression d'aspiration et de refoulement de compresseur

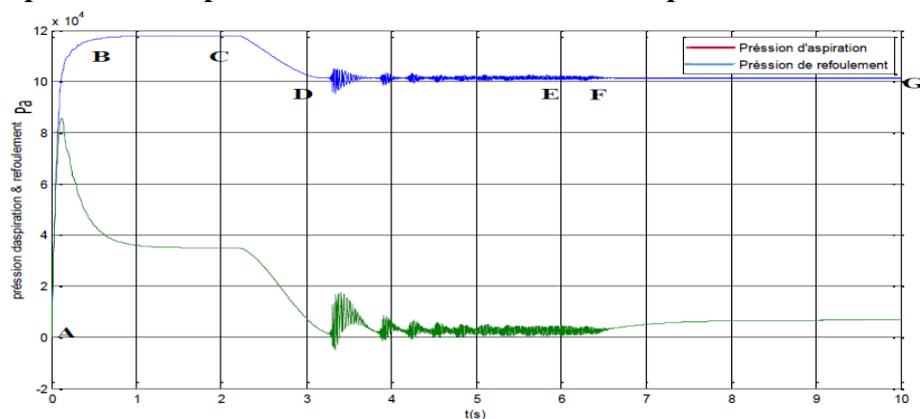


Figure 2.16 la pression d'aspiration et de refoulement de compresseur résultat de simulation (avec recyclage)

4- Le point de fonctionnement

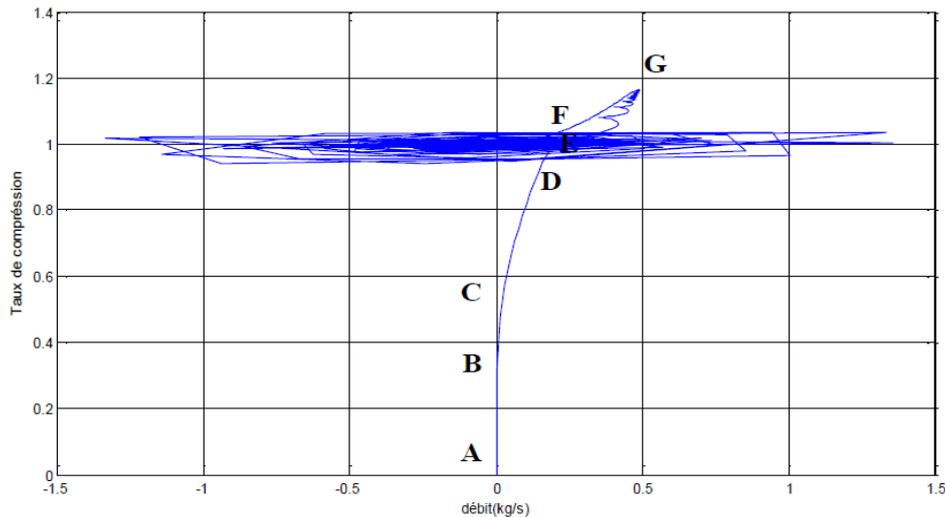


Figure 2.17 Le point de fonctionnement résultat de simulation (avec recyclage)

AB : Démarrage, BC : Stabilisation, CD : perturbation de système, DE : Réaction du système à la perturbation

2.6.2 Discussions des résultats

Pour illustrer le comportement du système dans la zone instable de la compression, l'opération suivante est réalisée :

Initialement, et pour la simulation, les pressions dans les deux volumes sont mises à la pression ambiante, la vitesse du compresseur et le débit massique sont réglés à zéro pendant que les débits de refoulement et d'alimentation sont pris à leurs états initiaux.

Puis, nous démarrons le système et après sa stabilisation au temps $t = 0.5$ s, nous diminuons progressivement le débit d'alimentation pour créer des perturbations sur le compresseur à l'instant $t = 2$ s, éventuellement le système entrera en zone instable (pompage) à l'instant $t = 3.25$ s, où la pression de refoulement diminue de 11.79×10^4 Pa à 10.13×10^4 Pa

(Figure.2.12) la pression d'aspiration diminue de 3.5×10^4 Pa à $0.17 \cdot 10^4$ Pa (Figure.2.12) ,

Le débit massique entre en pompage (oscillation) à $t = 3.25$ s (Figure.2.10) et la vitesse de rotation augmente de 1750 rad/s à 3700 rad/s avec un dépassement de 12% (Figure.2.11).

Cette augmentation de vitesse est due à la petite charge appliquée sur les roues. Pour éliminer le pompage, on ouvre manuellement la vanne de recyclage à l'instant $t = 6$ s pour augmenter le débit massique dans le collecteur d'aspiration (Figure.2.9) Afin de stabiliser le système. Un débit massique élevé favorise un déplacement vers la droite du point de fonctionnement, et le pompage devrait disparaître. Lorsque la vanne de recyclage est complètement ouverte

- La vitesse du compresseur diminue à cause de l'augmentation du débit massique appliquée sur les roues et se stabilise à 2941 rad/s.
- Le débit massique se stabilise à 0.3 kg/s.
- Les pressions de refoulement et d'aspiration se stabilisent respectivement à 0.67×10^4 Pa et 10.14×10^4 Pa

Lorsque le compresseur entre en pompage, le point de fonctionnement oscille entre les flux positifs et négatifs. Mais après l'ouverture de la vanne de recyclage, le point de fonctionnement est situé dans la région d'écoulement positif (Figure.2.13).

2.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté :

- Le modèle du compresseur centrifuge qui a été mis en application sous Simulink et les résultats ont confirmé la validité du modèle. Après la fermeture de la vanne d'alimentation, la vitesse et la pression de refoulement augmentent, le débit a commencé à osciller, puis le système est devenu instable.
- Le système de recyclage qui consiste à introduire une vanne anti-pompage située entre les réservoirs d'aspiration et de refoulement, pour éviter que le compresseur fonctionne dans la région de pompage. Après l'ouverture manuelle de la vanne de recyclage, une quantité de gaz a été transférée vers l'aspiration de façon que le système fonctionne normalement. Cette opération a été validée par les résultats de la simulation du modèle de compression recyclé.

Le chapitre suivant est consacré à la régulation automatique du système de compression par le contrôleur classique PID aussi bien que le régulateur intelligent, en appliquant les techniques issues de l'intelligence artificielle, telle que la logique floue.

3.1 Introduction

L'industrie est en constante évolution technologique pour améliorer la qualité de fabrication des produits et de garantir une plus grande sécurité pour les personnes qui utilisent ces machines, laissant les tâches fatigantes et ennuyeuses aux machines. La qualité de fonctionnement des systèmes de contrôle automatiques est déterminée par les caractéristiques du système pour ajuster le régulateur, le point d'application et l'amplitude de la perturbation.

Chaque compresseur centrifuge ou axial présente (à une vitesse de rotation et des conditions d'entrée données) une combinaison caractéristique de charge maximale et d'écoulement minimale au-delà de laquelle il pompe. La prévention de ce phénomène dommageable est l'une des tâches les plus importantes d'un système de commande du compresseur.

Le moyen le plus commun pour éviter le problème de pompage des compresseurs est de recycler une partie du débit (flux) pour maintenir le compresseur loin de sa limite de pompage. Malheureusement, un tel recyclage est une sanction économique en raison du coût pour comprimer ce flux supplémentaire. Donc, le système de commande doit être en mesure de déterminer avec précision à quel point le compresseur est proche au pompage afin qu'il puisse maintenir un débit de recyclage suffisant mais non excessif.

Cette tâche est compliquée du faite que la limite de pompage, en général, n'est pas fixe par rapport à une variable unique, comme le rapport de pression. En outre, elle est une fonction complexe qui dépend aussi de la composition du gaz, de la température et la pression d'aspiration, la vitesse de rotation et l'angle d'aube. Une bonne compréhension des principes de la régulation intégrée et les systèmes de protection est donc extrêmement importante pour les entreprises et les industries exploitant des turbo--compresseurs.

Pour assurer le bon fonctionnement de l'ensemble (machine plus contrôleur), il est nécessaire de développer une théorie de commande et de contrôle basé sur des lois physiques.

Dans ce chapitre, nous développons des algorithmes de réglage (régulation) du phénomène de pompage des compresseurs centrifuges contrôlés par un PID classique.

3.2 Objectifs du système de commande

Un système de commande intégré dans un compresseur peut avoir un ou plusieurs objectifs comme:

- Le contrôle de la performance: est le maintien de la pression de refoulement ou le débit massique au niveau du point de consigne désiré;
- La protection anti-pompage: est de prévenir le pompage qui endommage le compresseur et perturbe le processus de compression sans sacrifier la capacité d'efficacité énergétique du système ;
- La limite de contrôle: est de maintenir le courant du moteur ou la température d'échappement des turbine à gaz et la température du fluide dans des plages sûres ou acceptables;
- Le découplage de la boucle: en minimisant les interactions indésirables entre les fonctions de contrôle;
- L'équilibrage de la charge: en distribuant la charge de compression globale entre plusieurs compresseurs dans un réseau multi-compresseurs;
- L'Ordonnancement d'événement: est l'automatisation des changements dans l'état du processus en contrôlant des événements tels que le démarrage, l'arrêt et les opérations de purge;
- La redondance en ligne: offrant un contrôle sans interruption en cas de panne matérielle;
- La communication avec le serveur central: l'intégration du système de contrôle de compresseur dans des systèmes de contrôle distribué ou de surveillance à haut niveau [41]

3.3 Le régulateur PID

3.3.1 Introduction

Les régulateurs les plus utilisés dans l'industrie sont les contrôleurs PID pour l'ouverture de la vanne de recyclage. Le contrôleur a besoin de connaître le point de fonctionnement actuel du système, puis de le comparer à la ligne de protection contre le pompage.

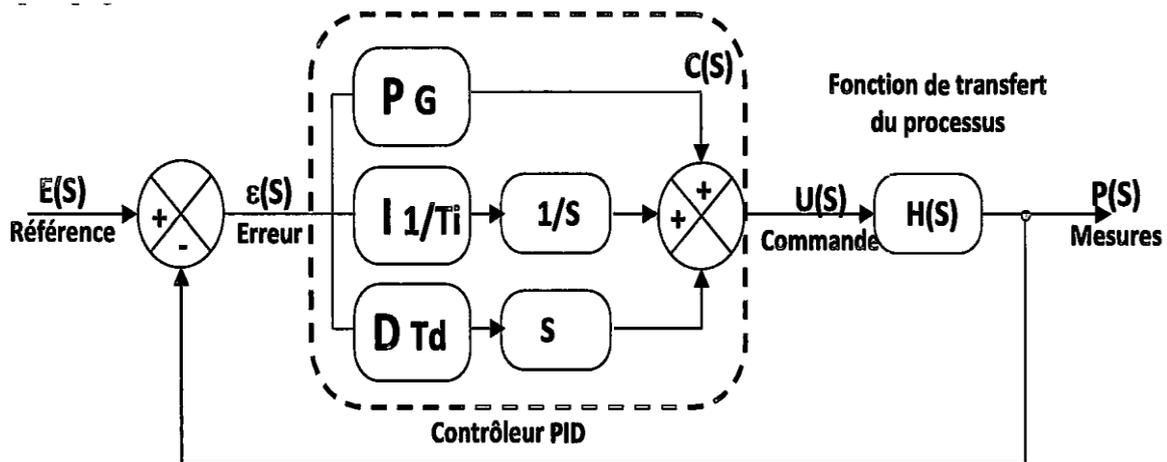


Figure 3.1: Le schéma de la boucle de commande par PID

L'entrée du contrôleur est la différence entre la référence et les signaux de mesure. Le régulateur PID est composé de:

- Action proportionnelle: L'erreur est multipliée par un gain G.
- Action intégrative: L'erreur est intégrée et divisée par un gain T_i .
- Action dérivative: L'erreur est dérivée puis multipliée par un gain T_d .

Il existe plusieurs architectures possibles pour la combinaison des trois effets (série, parallèle ou bien la configuration mixte). Nous présentons ici une architecture parallèle (Figure 3.1)

Dans la formule ci-dessus, la fonction de transfert en transformée de Laplace du régulateur PID parallèle est la somme de trois actions est montré:

$$C(S) = G + \frac{1}{T_i} \cdot \frac{1}{s} + T_d \cdot s \quad (3.1)$$

Dont: 'S' est la variable de Laplace.

Dans le contrôle de processus, il est préférable de mettre en œuvre la fonction de transfert du PID en configuration mixte:

$$C(S) = G \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) + \tau_d s \quad (3.2)$$

Dont τ_i et τ_d sont des constants de temps (différentes de T_i et T_d), et G est le gain de la partie proportionnelle.

3.3.2 Réglage d'un contrôleur PID

Le réglage d'un PID consiste à déterminer les coefficients, G , τ_i et τ_d pour obtenir une réponse adéquate du processus et de la régulation.

L'objectif est d'être robuste, rapide et précis. Ceci nécessite les dépassements facultatifs de limite (overshoot).

✓ La robustesse est probablement le paramètre le plus important et délicat. On dit qu'un système est robuste lorsque la commande fonctionne même si le modèle change un peu. Par exemple, les fonctions de transfert de certaines procédures peuvent varier en fonction de la température ambiante ou l'humidité ambiante. Un régulateur doit être en mesure de s'acquitter de ces tâches, même avec de tels changements afin de s'adapter à des utilisations non fournées ou testées (issues de la production, le vieillissement mécanique, environnements extrêmes ...).

✓ La vitesse du régulateur dépend du temps de montée et du temps de stabilisation de l'état stationnaire.

✓ Le critère de précision est basée sur l'erreur statique.

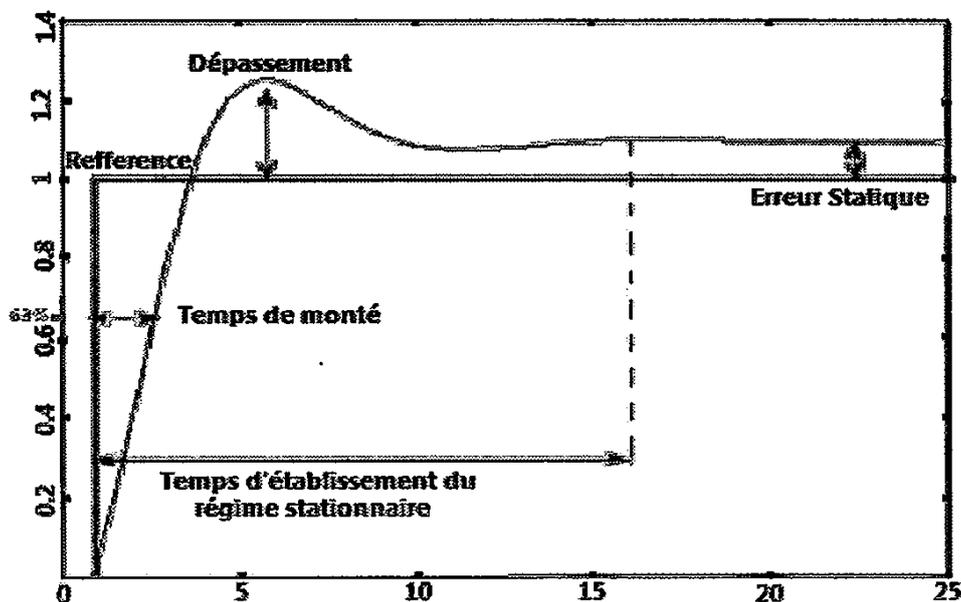


Figure 3.2: Réponse d'un PID à un échelon

Les paramètres du PID affectent la réponse du système sont comme suit:

	Robuste	Rapide	Précis
P	Haut	Bas	Haut
I	Haut	Bas	Bas
D	Bas	Haut	Haut

Le tableau ci-dessus résume l'influence d'une série de paramètres PID qui est corrigée séparément si l'on augmente la proportionnelle (P), l'intégrale (I) ou le dérivé (D).

- Lorsque G augmente, le temps de montée est plus court mais il y a un grand dépassement. le temps de stabilisation varie peu et l'erreur statique est améliorée.
- Lorsque $\frac{1}{T_i}$ augmente, le temps de montée est plus court mais avec un grand dépassement. Le temps d'établissement de l'état d'équilibre se développe, mais dans ce cas fournit une erreur statique nulle. Donc, si $\frac{1}{T_i}$ est grand, la réponse du système sera lente.
- Lorsque τ_d augmente, le temps de montée change un peu, mais le dépassement diminue. Le temps de stabilisation à l'état stable est meilleur. Pas d'influence sur l'erreur statique. Si ce paramètre est trop élevé au début, il stabilise le système en le ralentissant aussi, mais dans un second temps le régulateur prends beaucoup de temps pour devenir instable.

Pour ces trois paramètres, au-delà du seuil élevé qui a pour effet de générer un système d'oscillation de plus en plus important conduisant à l'instabilité. L'analyse du système avec un PID est très simple mais sa conception peut être délicate ou difficile, car il n'y a pas une seule façon de résoudre ce problème, puisque le régulateur idéal n'existe pas, nous devons trouver un compromis. En général, un ensemble de spécifications est fixé pour répondre à la robustesse, le dépassement et le temps de stabilisation à l'état stationnaire. Les méthodes communes utilisées dans la théorie sont les méthodes de la boucle ouverte et fermée de type Ziegler-Nichols (Ziegler-Nichols), la méthode des polynômes normaux avec amortissement réglable Naslin P. (P. Naslin), la méthode de l'inverse de lieu de Nyquist (en utilisant le diagramme de Nyquist).

Dans la pratique, les professionnels utilisent soit l'identification avec le modèle Broida pour les systèmes stables ou modèle intégrateur retardé pour les systèmes instables ou

la méthode des approximations successives, qui répond à une procédure stricte: La première règle est la mise en action proportionnelle (P) seulement pour un dépassement de 10 à 15% et après la mise en action de la dérivée (D) afin de cohérer au mieux avec le paramètre (P), enfin on ajuste si nécessaire une action intégrale (I) en limitant la valeur finale comprise entre 5 et 10%. Il existe également des procédés qui, en supposant que la fonction de transfert $H(S)$ du système est connue, pour déterminer un régulateur PID robuste dans le sens où la marge de phase et le gain d'impulsion unité (la marge de retard) sont fixés à l'avance (quand il existe une solution).

Dans environ 15% des cas les performances d'un PID deviennent inadéquats en raison de la présence d'un retard excessif dans le modèle du processus, alors nous devons utiliser d'autres algorithmes de contrôle (y compris: un contrôleur interne ou modèle de retour d'état).

3.4 Système de recyclage avec régulateur PID

Le compresseur est protégé contre le problème de pompage par une vanne anti-pompage qui raccorde le collecteur de refoulement du compresseur à son collecteur d'aspiration et augmente le débit du compresseur pour le ramener hors de la zone de pompage. Cette régulation est destinée à ouvrir la vanne de recyclage dès que le débit du compresseur est trop près du débit correspondant au pompage.

Le contrôle anti-pompage a pour objet de maintenir le compresseur dans une plage de fonctionnement stable en assurant une plus grande capacité quel que soit le taux de compression. (Figure 3.3)

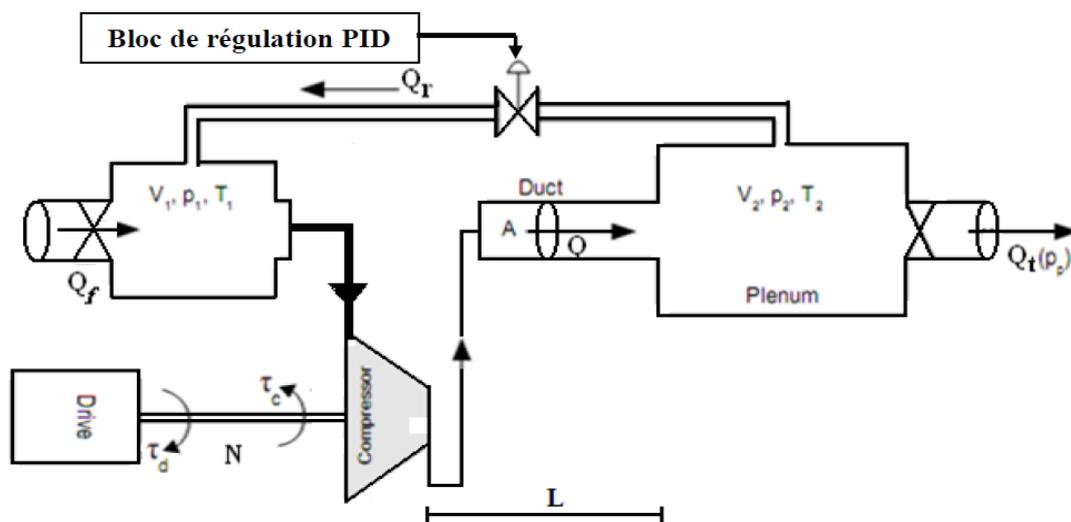


Figure 3.3 : Système de recyclage avec un régulateur PID

Lorsque le débit du compresseur est inférieur au débit spécifique de la marge de protection dans un rapport de pression donné, le contrôleur doit envoyer un signal de commande à la vanne pour l'ouvrir. Le taux d'ouverture ou de fermeture devrait être basé sur la vitesse requise pour protéger le compresseur.

La consigne (la référence) pour le régulateur PID de la vanne de recyclage est la ligne contrôle de pompage SCL (ou ligne de protection) qui est représentée par la couleur verte sur la Figure.3.4 ; cette ligne de contrôle est représentée par:

$$Q_{SCL}(\varphi_c) = \frac{\varphi_{SCL}(\omega) - b}{a} \quad (3.3)$$

a : La pente de la ligne de protection;

b : La marge horizontale de pompage par rapport à la ligne de pompage;

φ_{SCL} : Le rapport de pression de la ligne de contrôle de pompage (SCL);

Q_{SCL} : Le débit de la ligne de contrôle de pompage (SCL).

3.4.1 Le principe de régulation du contrôleur PID

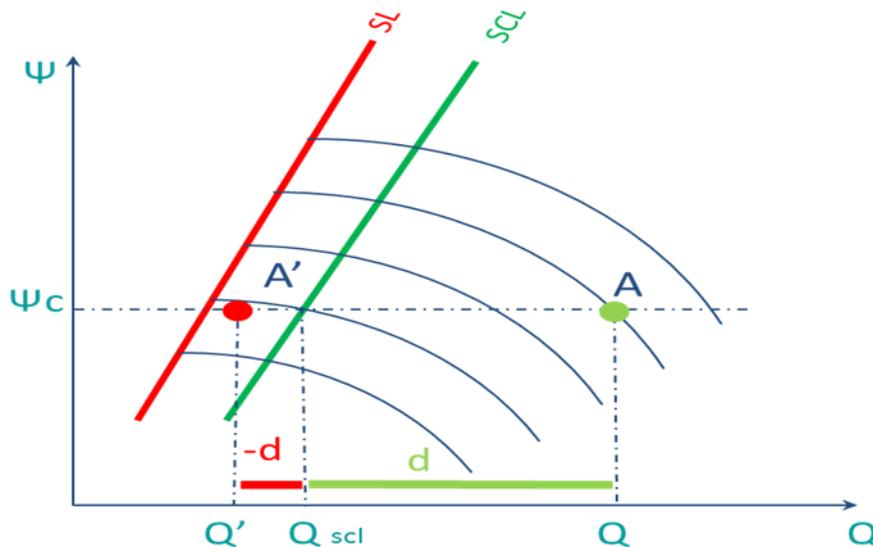


Figure 3.4: La stratégie de régulation par PID de la vanne de recyclage

La distance d correspond à la différence entre le flux horizontal du point de fonctionnement et le débit correspondant à la ligne de commande.

$$d=Q-Q_{SCL}(\varphi_c)(3.4)$$

Dont: (Q, φ_c) est un point de fonctionnement du système.

$Q_{SCL}(\varphi_c)$ est calculé par l'équation (3.3)

Lorsque la distance est positive, le point de fonctionnement se trouve à la droite de la ligne de contrôle de sorte que le contrôleur est éteint. Toutefois, lorsque cette distance est négative, on utilise la valeur absolue de cette distance comme une erreur de commande au contrôleur.

L'erreur est donnée comme suit:

$$e = \begin{cases} 0 & \text{sid} > 0 \\ -d & \text{autrement} \end{cases} (3.5)$$

La commande du PID est donnée par :

$$u = k_p e + k_i \int_0^t e d\tau + k_d \frac{de}{dt} (3.6)$$

Ce régulateur contrôle le pourcentage d'ouverture, de la vanne de recyclage :

$$Q_r = u A_r \sqrt{p_2 - p_1} (3.7)$$

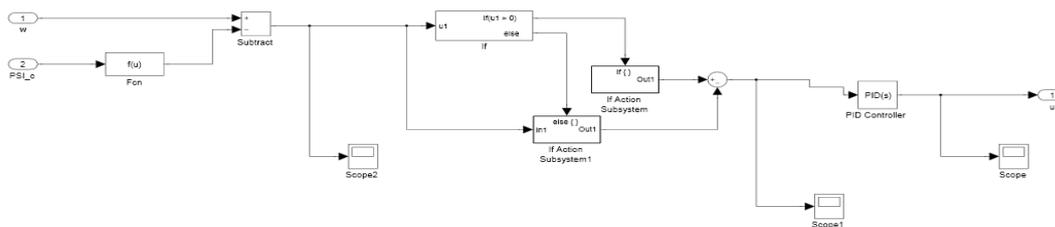


Figure 3.5: Schéma de la régulation anti-pompage par PID

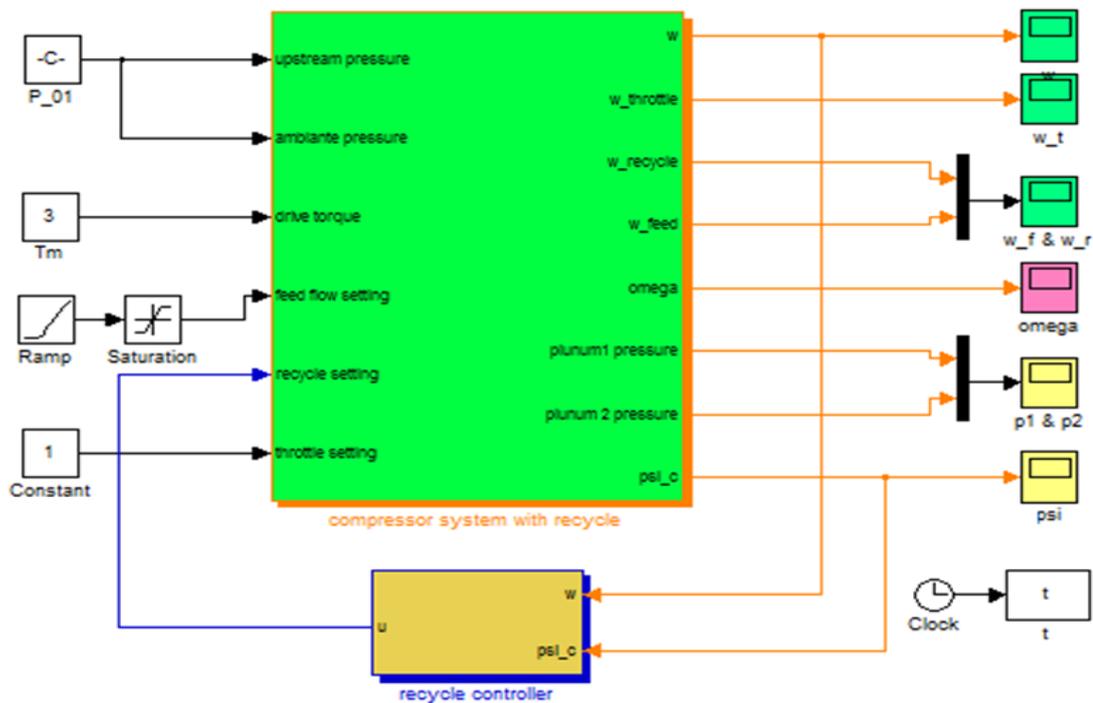


Figure 3.6: Schéma de system de compression contrôlé par un régulateur PID sous SIMULINK

3.4.2 Procédure, analyse et résultats

Pour démontrer les avantages du régulateur PID, nous avons suivi ces étapes :

- Tout d'abord, on démarre le système et on attend sa stabilisation.
- Ensuite, on ferme la vanne de débit d'alimentation à l'instant $t = 2$ s pour perturber le système (Fig.3.7.b). A ce moment, le contrôleur PID réglé (avec $K_p = 0.01, K_i = 0.0009$ et $K_d = 0,0001$) ouvre peu à peu la vanne de recyclage (Fig.3.7.b) pour compenser le débit du réservoir d'aspiration, afin de stabiliser le système. En conséquence:
 - Le débit massique diminue à 0.305 kg/s avec un dépassement de 23% (Fig.3.7.a) qu'est du à la temporisation de 0.3 seconde du régulateur PID, En pratique le dépassement engendre des vibrations qui peuvent déclencher l'arrêt de compresseur par vibration par le system ESD (Emergency Shut Down System) à fin de protéger le compresseur car les vibrations peuvent endommager les impulseurs et le system d'étanchéité de compresseur ;
 - La pression d'aspiration diminue de 3.46×10^4 et se stabilise a 0.25×10^4 Pa(Fig.3.7.c);

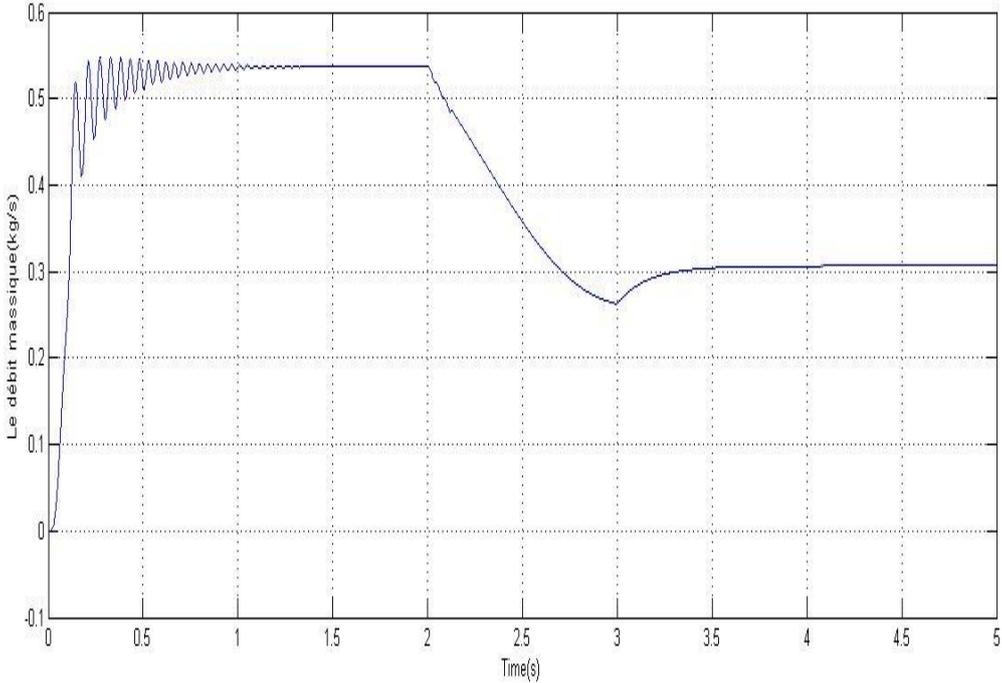
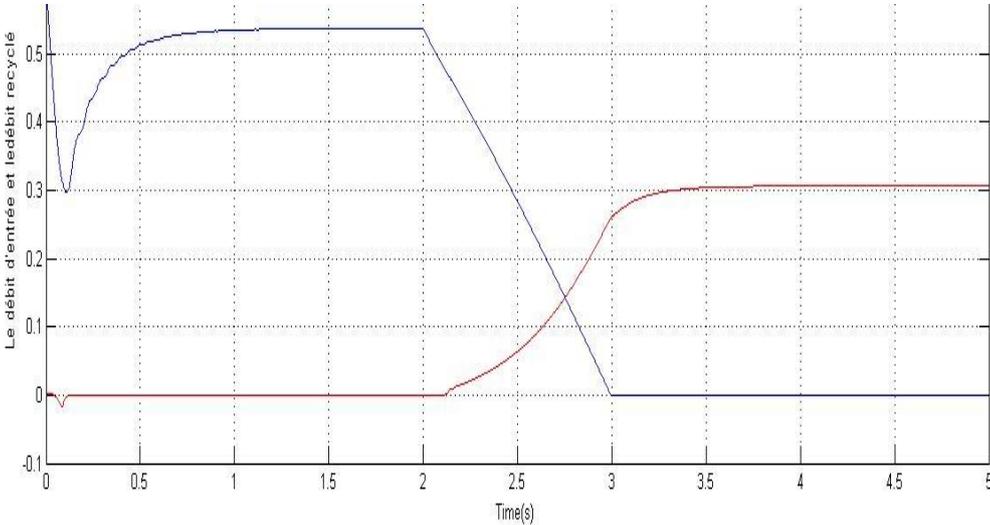
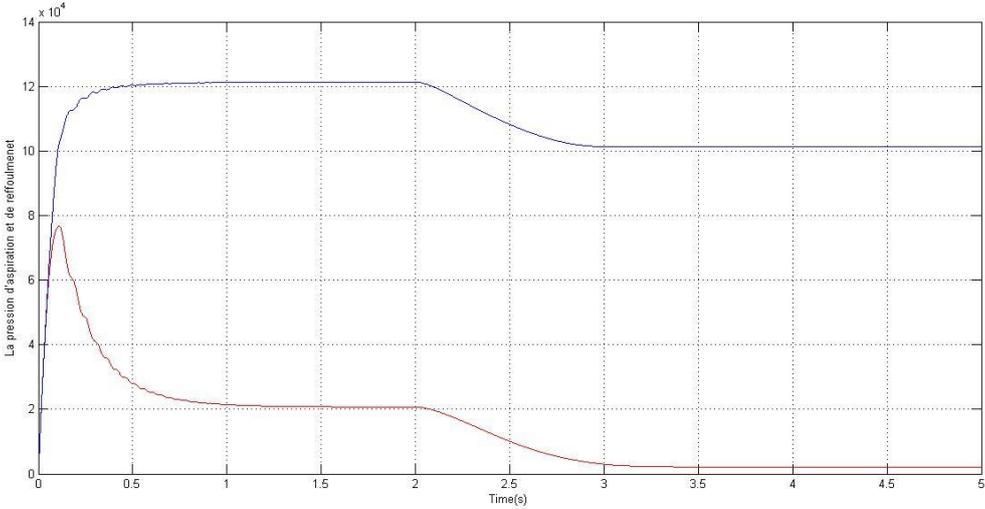


Figure 3.7.a Le débit massique résultat de simulation



débit d'entrée ———
débit de recyclage ———

Figure 3.7.b Le débit d'entrée et de recyclage résultat de simulation



La pression d'aspiration ————
La pression de refoulement ————

Figure 3.7.c La pression d'aspiration et de refoulement résultat de simulation

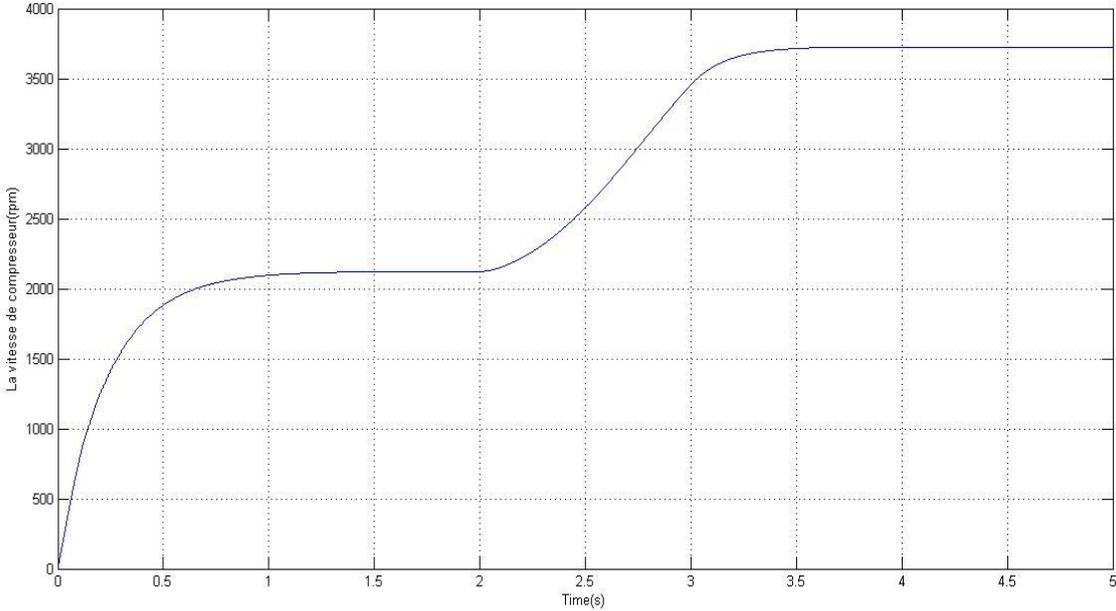
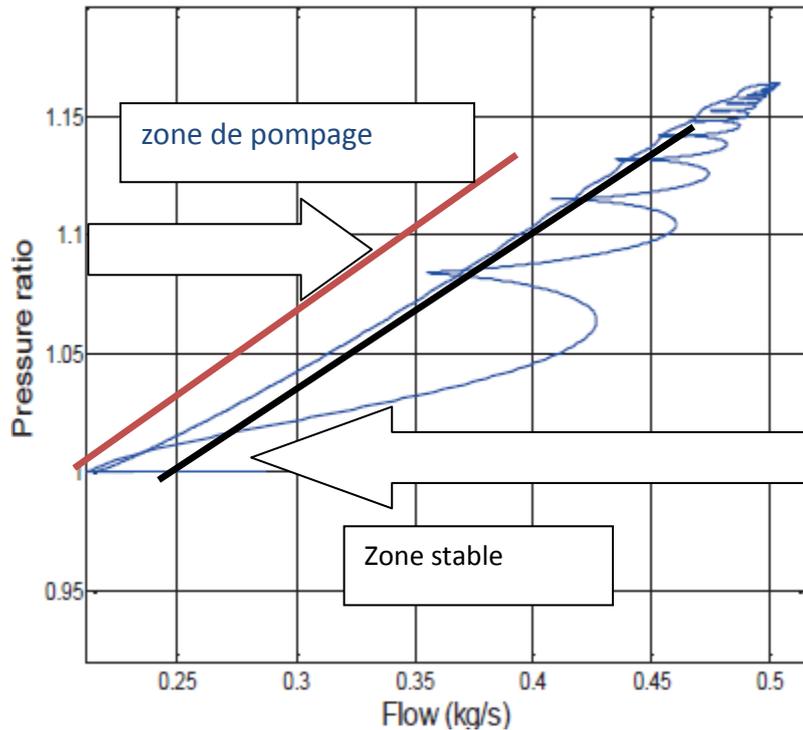


Figure 3.7.d la vitesse de compresseur résultat de simulation



— La ligne de pompage

— La ligne de control

Figure 3.7.e Zoom sur le point de fonctionnement résultat de simulation

- La pression de refoulement diminue de $11,98 \times 10^4$ Pa et se stabilise à $10,13 \times 10^4$ Pa(Fig.3.7.c);
- La vitesse de rotation augmente de 2170 rad/s et se stabilise à 3750 rad/s (Fig.3.7.d), Dans le cas pratique en doit Controller la vitesse pour éviter que le compresseur entre en survitesse, lorsque le débit de gaz diminuer
- Le point de fonctionnement passe au-dessus de la ligne de commande (Fig.3.7e) et le contrôleur, le ramène à la ligne de commande. Nous observons que le point de fonctionnement n'atteint jamais la ligne de pompage (Le point de fonctionnement est situé à la gauche de la ligne anti-pompage uniquement lors du démarrage de la compression, il est donc préférable de commencer le système de compression manuellement).

3.5 Variation de couple exercé sur le compresseur centrifuge

Afin de vérifier la robustesse de contrôleur anti pompage PID nous faisons varier le couple exercé sur le compresseur c'est à dire perturbé le système. La valeur de couple

considérée dans notre modèle est $\tau_m = 4$ NM, nous titrant les deux cas $\tau_m = 5$ NM, et $\tau_m = 5.3$ NM

3.5.1 Le couple mécanique exercé au compresseur $\tau_m = 5$ NM

- Sans une première étape, nous démarrons le système et attendant sa stabilisation
- Ensuite, la vanne de débit d'alimentation est fermée à l'instant $t = 2$ s pour perturber le système.

Nous obtenons la caractéristique illustrée sur la figure 3.8.a

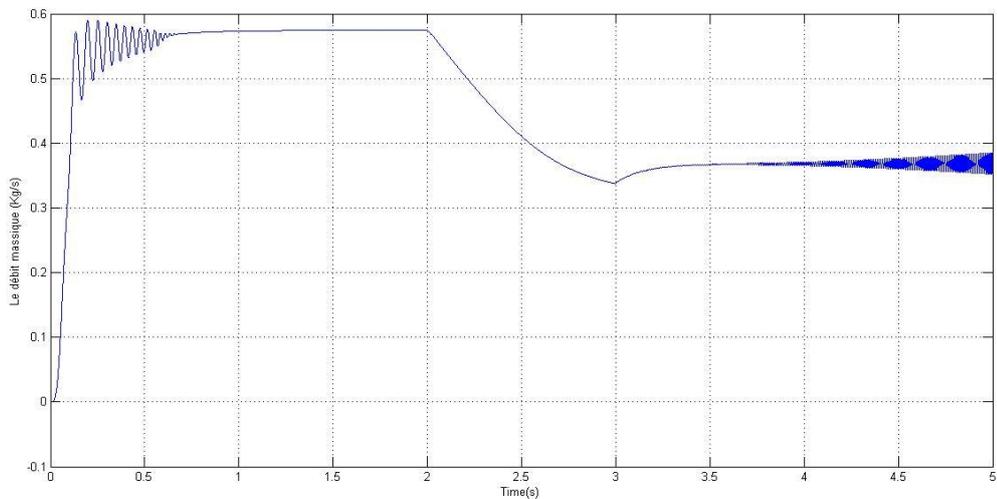


Figure 3.8a Le débit massique cas d'un couple mécanique $\tau_m = 5$ NM

Le débit massique est stable avec un dépassement

3.5.2 Le couple mécanique exercé au compresseur $\tau_m = 5.3$ NM

Simulation

- nous démarrons le système et attendant sa stabilisation
- Ensuite, la vanne de débit d'alimentation est fermée à l'instant $t = 2$ s pour perturber le système.

Nous obtenons la caractéristique illustrée sur la figure 3.8.b

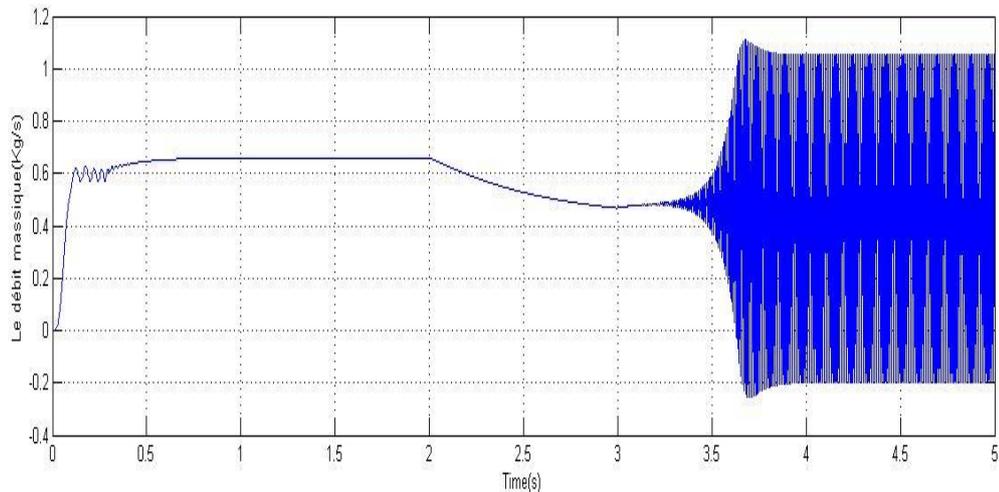


Figure 3.8 b Le débit massique cas d'un couple mécanique $\tau_m=5.3$ NM

Nous observons que lorsque l'on perturbe le système de compression par faire varier le couple mécanique exercé sur le compresseur de 4NM à 5NM (Figure 3.8a) on observe des oscillations à petite amplitude sur le débit massique, mais à $\tau_m=5.3$ NM (figure 3.8b) le débit devient instable, aussi, nous concluons que le contrôleur n'arrive pas à stabiliser le système, et le compresseur rentre en pompage.

3.6 L'Ajout d'un Contrôleur PI de vitesse

3.6.1 Introduction

En pratique le compresseur de gaz est équipé par un contrôleur de vitesse. Généralement le point de consigne de ce dernier est en fonction de débit d'entrée et de débit de sortie de compresseur. Si l'actionneur est une turbine à gaz en contrôle la vitesse en agissant sur le débit de gaz combustible (Vanne de gaz combustible comme organe de réglage), et la position des aube directrice entre turbine BP est turbine HP, dans le cas d'une turbine bi arbres.

Dans notre cas et comme nous avons pas modélisé la turbine à gaz nous avons introduit un contrôleur de vitesse mais en agissant sur le couple mécanique exercé sur le compresseur (Figure 3.9)

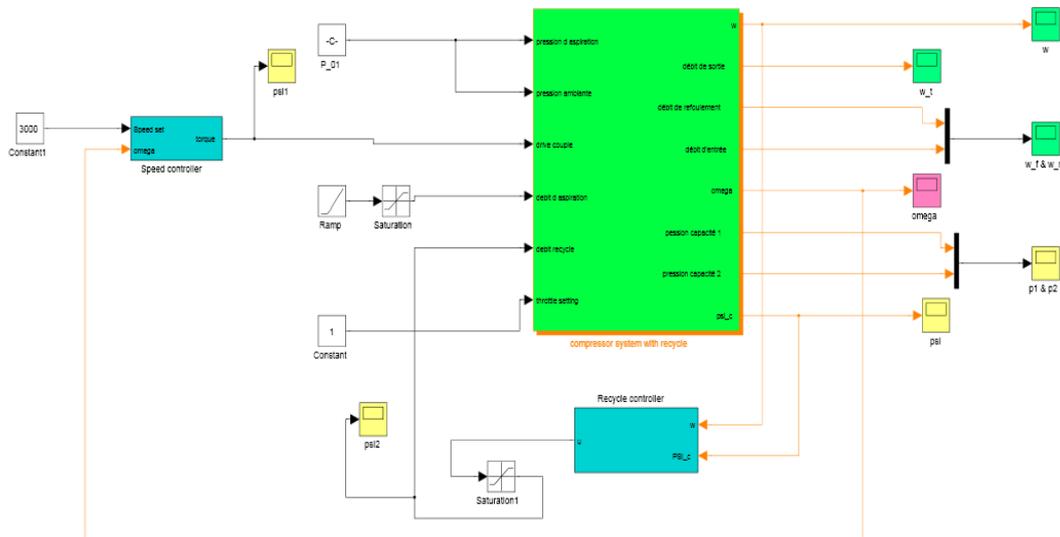


Figure 3.9: Schéma du système de compression contrôlé par un régulateur de recyclage PID et un contrôleur de vitesse PI sous SIMULINK

3.6.2 Simulation

Pour démontrer les avantages du régulateur PI de vitesse , nous avons suivi ces étapes :

- Tout d'abord, on démarre le système et on attend sa stabilisation.
- En fixe le point de consigne de contrôleur de vitesse à 3000 rad/s
- Ensuite, on ferme la vanne de débit d'alimentation à l'instant $t = 2$ s pour perturber le système, A ce moment, le contrôleur anti pompage PID réglé (avec $K_p = 0,27$, $K_i = 0,0019$ et $K_d = 0,0001$) ouvre peu à peu la vanne de recyclage (Fig.3.10.c) pour compenser le débit du réservoir d'aspiration, afin de stabiliser le système. En conséquence:
 - ✓ Le débit massique diminue à 0.30 kg/s sans dépassement (Fig.3.10.a)
 - ✓ La vitesse est réglé à 3000rad/s augmente à 3500rad/s après perturbé le system à $t=2s$. A ce moment, le contrôleur de vitesse PI réglé (avec $K_p = 2$, $K_i = 12$) arrive à stabiliser la vitesse à son point de consigne 3000rad/s après 1.8s(Fig.3.10.b);

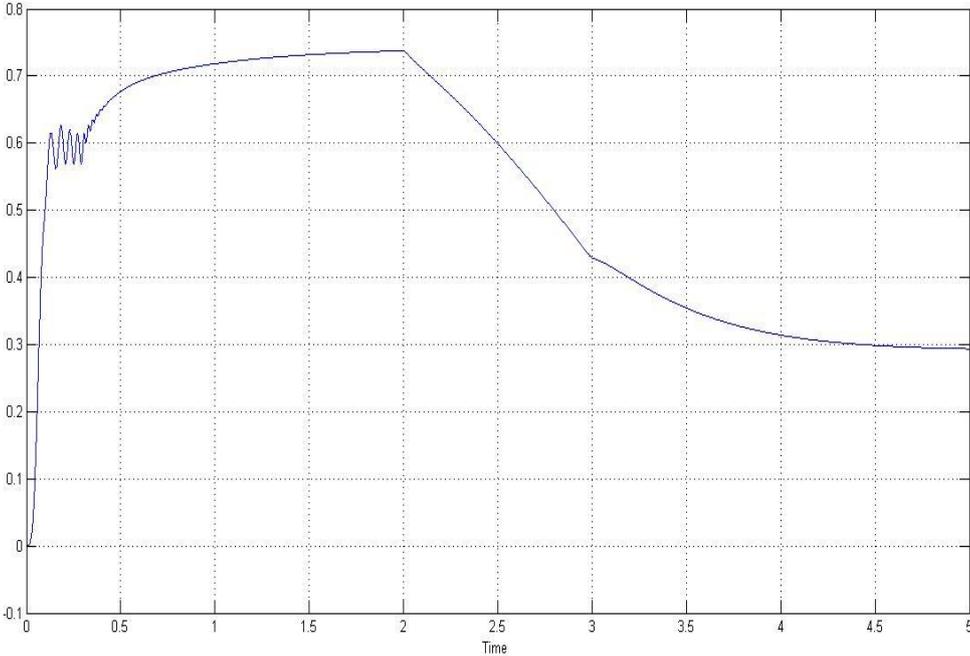


Figure 3.10.a Le débit massique cas Contrôleur anti pompage PID avec contrôleur de vitesse PI

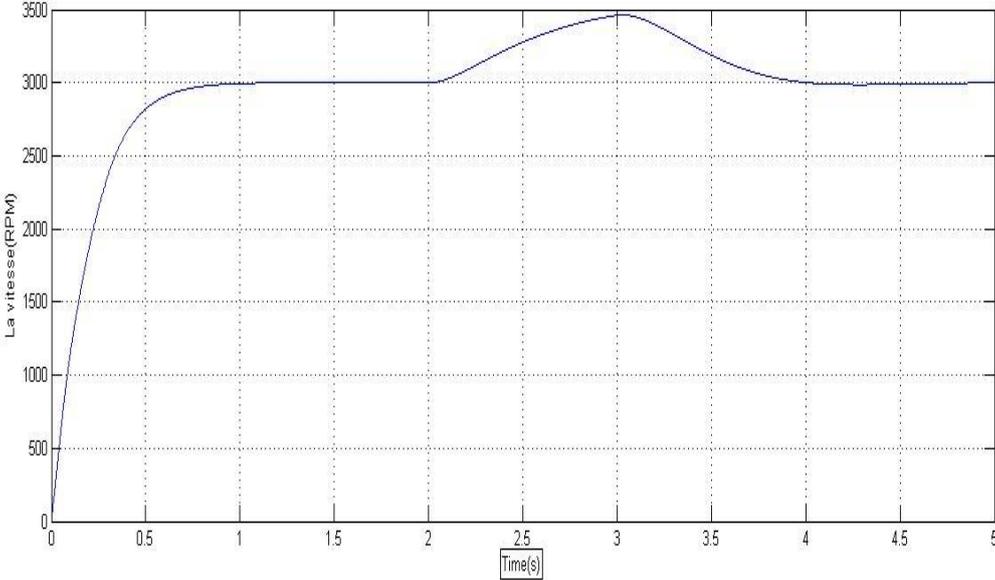
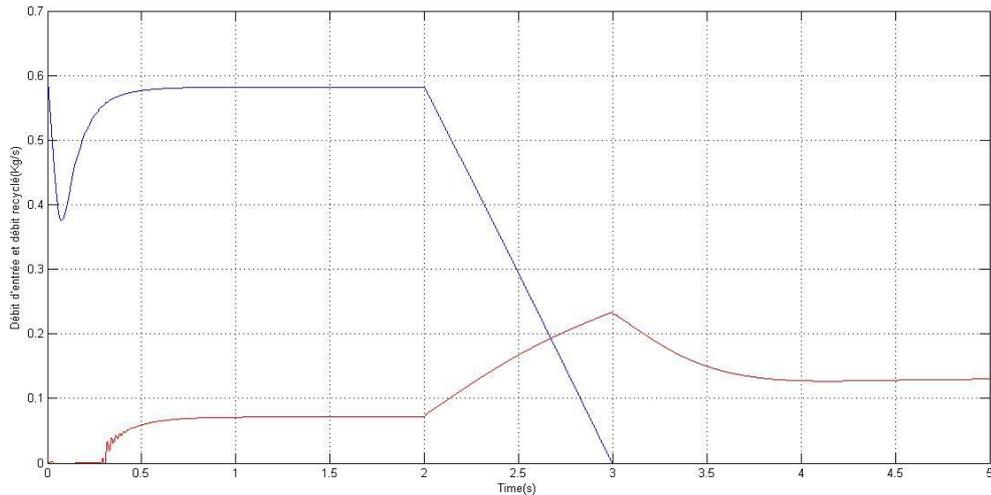


Figure 3.10.b La vitesse de compresseur cas Contrôleur anti pompage PID avec contrôleur de vitesse PI



débit d'entrée —
 débit de recyclage —

Figure 3.10.c Le débit d'entrée et de recyclage cas Contrôleur anti pompage PID avec contrôleur de vitesse PI

3.7 Variation de Vitesse exercé par l'actionneur (Turbine à gaz) sur le compresseur centrifuge

Afin de vérifier la robustesse de system de contrôle classique utilisé dans ce chapitre (contrôleur anti pompage PID , et contrôleur de vitesse PI) en fait varier le point de consigne de contrôleur de vitesse afin de perturbé le system de compression, nous avons utilisé trois valeurs de consigne $\omega=3600\text{rad/s}$, $\omega=3650\text{rad/s}$ et $\omega=3700\text{rad/s}$

Simulation

- ✓ nous démarrons le système et attendant sa stabilisation
- ✓ Ensuite, la vanne de débit d'alimentation est fermé à l'instant $t = 2 \text{ s}$ pour perturber le Système.

$\omega=3600\text{rad/s}$

Pour un point de consigne de vitesse égale à 3600rad/s on obtient la courbe suivant pour le débit massique

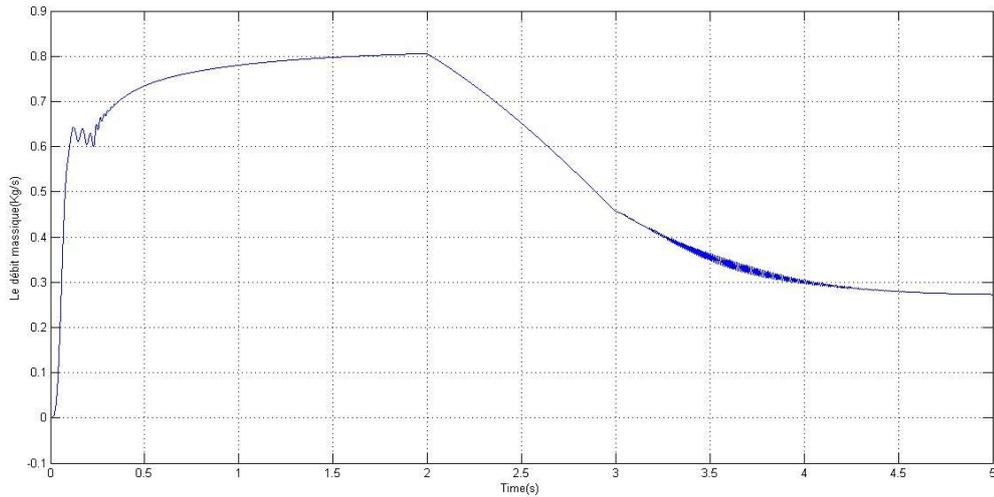


Figure 3.11a Le débit massique pour $\omega=3600\text{rad/s}$

- $\omega=3650\text{rad/s}$

Pour un point de consigne de vitesse égale à 3650rad/s on obtient la courbe suivant pour le débit massique

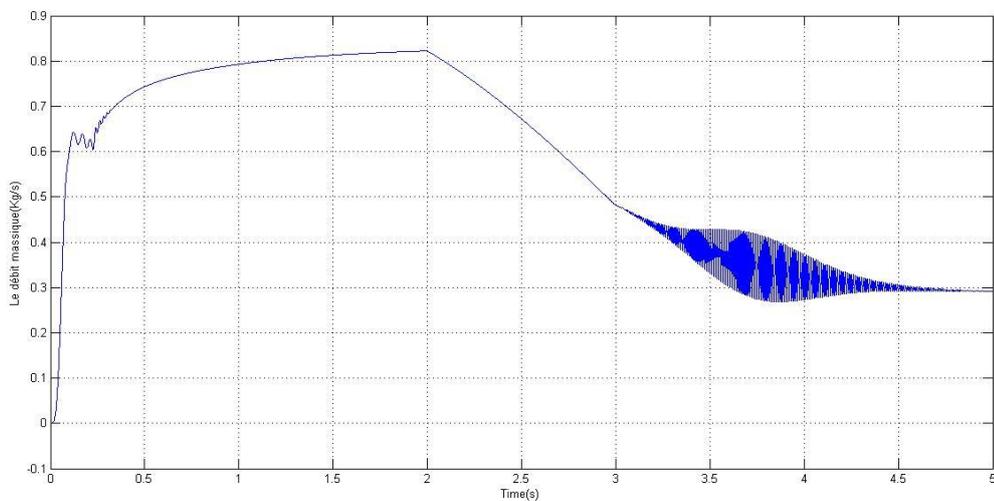


Figure 3.11b Le débit massique pour $\omega=3650\text{rad/s}$

- $\omega=3700\text{rad/s}$

Pour un point de consigne de vitesse égale à 3700rad/s on obtient la courbe suivant pour le débit massique

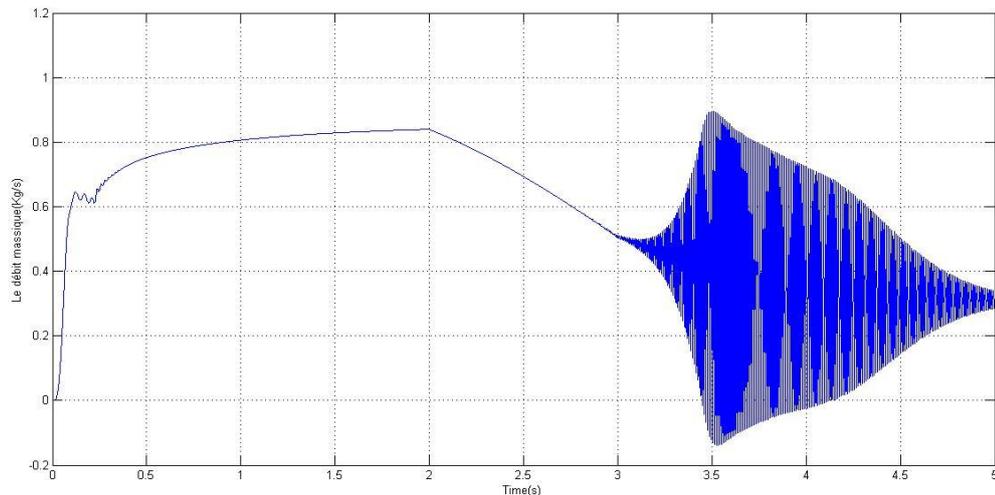


Figure 3.11c Le débit massique pour $\omega=3700\text{rad/s}$

On observe que :

Lorsque nous perturbons le système de compression par faire varier le point de consigne de vitesse de rotation de compresseur de 3000rad/s à 3600rad/s (Figure 3.11a) nous observons des oscillations à petite amplitude sur le débit massique à partir de $t=2.5\text{s}$ mais le contrôleur PID arrive à stabiliser le système à $t=4.5\text{s}$.

Pour $\omega=3650\text{rad/s}$ (Figure 3.11b) les amplitudes des oscillations devient plus grandes mais aussi cette fois le contrôleur PID arrive à stabiliser le système après $t=4.8\text{s}$,

Pour $\omega=3700\text{rad/s}$ (Figure 3.10c) le débit devient instable, on peut dire que le contrôleur PID n'arrive pas à stabiliser le système, et le compresseur rentre en pompage.

3.8 Conclusion

Les résultats de simulation montrent qu'avec l'utilisation de régulateur PID nous arrivons à protéger le compresseur contre le pompage mais nous restons toujours proche de la zone de pompage (entre la ligne de contrôle et la ligne de pompage), par ce que l'objectif de PID est de ramener le point de fonctionnement sur la ligne de contrôle mais si on est dans la zone stable c'est-à-dire erreur nulle. Pratiquement il n'y a pas de contrôle (pas d'objectif) mais réellement nous avons un double objectif la protection de compresseur et l'amélioration des performances de compresseur c.à.d. la minimisation du coût de compression;

De point de vue protection la présence de point de fonctionnement proche de la ligne de pompage posera toujours un risque de rentrer en pompage dans le cas d'une perturbation

rapide et importante, c'est le cas lorsque en fait varier le couple mécanique exercé sur le compresseur on a remarqué que le contrôleur PID avec les mêmes paramètres calculés assure la stabilité de système uniquement lorsque le couple est inférieur à 5.3MN, nous pouvons conclure que lorsque on fait changer notre modèle sur lequel on a calculé les paramètres de contrôle un petit peu on doit recalculer ces paramètres pour assurer la stabilité de système ce que nous montre l'incapacité majeure de ce type de contrôle .

Afin de rapprocher des cas pratiques, et pour éviter que le compresseur entre en survitesse nous avons amélioré le système de contrôle par l'ajout d'un contrôleur de vitesse, cette technique nous donne des bons résultats de point de vue élimination des dépassements sur le débit massique et la stabilité de vitesse au tour d'un point de consigne, mais aussi nous avons remarqué que le contrôleur anti pompage PID assure la stabilité de système uniquement lorsque la vitesse est inférieure à 3700rad/s.

Afin d'améliorer le système de compression du gaz de point de vue stabilité aérodynamique et performance de compresseur, et afin de surmonter les inconvénients du contrôleur classique PID, on fait appel à la commande floue basée sur les règles empiriques. Elle peut être plus efficace et facilement mise à niveau (améliorer) par l'ajout des nouvelles règles pour améliorer les performances ou ajouter des nouvelles fonctionnalités.

4.1 Introduction

La logique floue est largement utilisée dans le contrôle des machines. Bien que les réseaux de neurones et d'autres algorithmes, tels que les algorithmes génétiques, peuvent être aussi performant que la logique floue dans de nombreux cas, la logique floue a l'avantage que la solution à un problème peut être donnée avec des termes que les opérateurs humains peuvent comprendre, afin que leur expérience puisse être utilisée dans la conception du contrôleur. Cela rend plus facile de gérer les tâches qui sont déjà effectuées avec succès par les êtres humains.

Les contrôleurs flous sont des systèmes experts basés sur des règles Si-Alors et pour lesquelles les prémisses et les conclusions sont exprimées à l'aide de termes linguistiques. La proximité de ces règles au langage naturel dote ces systèmes flous d'une grande lisibilité et facilite ainsi l'introduction de toute connaissance à priori dans la base de règles.

Son but est, comme en automatique classique, de traiter les problèmes de commande de processus c'est-à-dire de gérer un processus en fonction d'une consigne donnée, par action sur les variables process qui décrivent le processus technique, mais son approche est différente de celle de l'automatique classique. Elle se sert le plus souvent des connaissances des experts ou d'opérateurs qualifiés travaillant sur le processus. Ce dernier est généralement non-linéaire à modèle inconnu et difficilement identifiable.

La commande par logique floue constituée à l'heure actuelle l'une des solutions envisageables pour ce type de système. Dans ce présent chapitre, nous allons aborder la commande du système de compression par un régulateur flou de type Mamdani. Nous présentons l'architecture du régulateur et la caractérisation des différentes composantes. Egalement le système de commande par logique floue élaboré pour le compresseur est testé par simulation pour un fonctionnement en pompage afin de montrer sa robustesse.

Depuis l'apparition du formalisme de la logique floue, la philosophie de commande mal définie ou complètement inconnue qui ne peut pas être modélisée soigneusement par un modèle mathématique, a connu un changement radical. Ceci est du au fait que ça soit si les systèmes sont multidimensionnelles ou que ça soit le système sont fortement complexes. Ceci dit, les lois de commande conventionnelle sont remplacées par une série de règles linguistiques de type [42],[43] : SI (condition) ALORS (action)

Son but est, comme en automatique classique, de traiter les problèmes de commande de processus c'est-à-dire de gérer un processus en fonction d'une consigne donnée, par action sur les variables process qui décrivent le processus technique, mais son approche est différente de celle de l'automatique classique. Elle se sert le plus souvent des connaissances des experts ou d'opérateurs qualifiés travaillant sur le processus [44].

La logique floue suscite actuellement un intérêt général auprès des chercheurs et des industriels, mais plus généralement auprès de tous ceux qui éprouvent le besoin de formaliser des méthodes empiriques, de généraliser des modes de raisonnement naturels, d'automatiser la prise de décision dans leur domaine, de construire des systèmes artificiels effectuant les tâches habituellement prises en charge par l'être humain [44]. En effet, la logique floue a été introduite pour approcher le raisonnement humain à l'aide d'une représentation adéquate des connaissances. Son intérêt réside dans sa capacité à traiter l'imprécis, l'incertain et le vague de jugement qu'on un processus. Elle est issue de la capacité de l'homme à décider et agir de façon pertinente malgré le flou des connaissances disponibles [45].

La théorie de la logique floue a été établie par Zadeh [46] au milieu des années soixante à l'université de Berkeley en Californie et a été le point de départ des recherches étendues dans divers domaines de l'ingénierie. Son l'application réside dans le développement des algorithmes flous, en raison de sa simplicité, de sa mise au point et elle ne nécessite pas la modélisation du processus techniques.

La commande est l'une des principaux domaines d'application de la logique floue. En effet, le premier contact entre cette nouvelle théorie et la commande a été établi au début des années 70.

C'est en 1974, que le premier régulateur flou a été conçu par E.Mamdani [47], qui s'était inspiré de l'article de Zadeh [48].

La commande floue est un moyen efficace pour convertir les connaissances d'un expert humain en un algorithme de commande automatique. Le régulateur flou est utilisé pour la commande des systèmes non linéaire ou mal définis et ceci sans avoir de données précises ou de modèles pour les représenter. En effet la commande floue est pratique dans le cas où le modèle mathématique du processus n'est pas nécessaire à obtenir ou bien ne peut pas être obtenu sous forme d'équation préétablie. D'un autre coté la commande floue est une technique supplément et facile à implémenter sur les calculateurs.

Le but de cette partie est de représenter un bref rappel sur la théorie de la logique floue, ainsi que ses application, pour le réglage anti pompage des systèmes de compression de gaz naturel.

4.2 Les principes de la logique floue

Les systèmes réels sont généralement non linéaires. Leurs modèles sont exprimés sous forme de fonctions non linéaire exprimés par des paramètres (constants et/ou lentement variables) inconnus et difficilement identifiables. Malheureusement, il est souvent difficile, voire impossible de décrire tous les phénomènes mis en jeu dans un système à partir de fonctions non linéaires connues, notamment pour un système physique complexe. Une solution à ce problème peut être envisagée à partir d'une représentation de la dynamique du système non linéaire par un système flou ou les relations entre les entrées, les sorties et les états sont exprimées par des règles floues de type « SI-ALORS » [49].

Les systèmes flous sont constitué à partir d'une base de connaissances et d'une base de fait construits par des opérateurs de la logique floue. Cette logique est basée sur l'imitation des aspects approximatifs et qualitatifs du raisonnement humain. Cette théorie était mal perçue à l'époque du fait que le mode de penser était plus strict et technique.

La première application de la logique floue en commande des processus revient à E.H. Mamdani et A.Assilian en 1974 [47]. Depuis cette technique a connu un développement croissant, qui s'est manifestée par la publication de nombreux ouvrages et papier [49],

La technique de commande floue est souvent présentée comme une technique robuste capable de compenser quasi naturellement les incertitudes et / ou le manque de connaissances précises quant au processus à commander. Dans la majorité des applications des régulateurs flous, ce dernier est construit à partir de connaissances linguistiques fournies par un expert.

4.2.1 Ensembles Flous

La notion d'ensembles flous permet de traiter les situations intermédiaires. Les valeurs approximatives et les catégories aux limites mal définies, qui sont très souvent rencontrés dans le monde physiques c'est à dire ne possèdent pas de critères d'appartenance bien définis [50].

Les ensembles flous sont une généralisation des ensembles nets, sont caractérisés par des fonctions d'appartenance.

Un ensemble net ou classique A de X est une collection d'éléments de l'univers de discours caractérisé par une fonction d'appartenance qui prend la valeur 0 pour les éléments de X n'appartenant pas à A et la valeur 1 pour ceux qui appartiennent à «A», (fig. 4.1.a).

$$\mu_A : \longrightarrow \{0,1\}$$

Un ensemble flou «A» est défini sur un univers de discours «X», par une fonction d'appartenance $\mu_A(X)$ qui prend ces valeurs continues dans l'intervalle [0,1] (figure 4.1.b).

$$\mu_A : \longrightarrow \{0,1\}$$

Cette fonction donne le degré d'appartenance de chaque élément $x \in X$ à A. En effet, un élément de l'univers de discours peut être entièrement ou partiellement membre de l'ensemble flou de discours «A». Cet ensemble flou peut être représenté comme un ensemble de paires ordonnées: [51] (fig. 4.1). Par exemple dans notre cas, l'univers de discours le domaine qui définit l'alternance de la variation de la variable process tel que débit d'aspiration. en effet, le jugement vague porté sur le débit d'aspiration est comme étant basse, ok, élevé. Ce vocabulaire constitue l'univers de discours chaque qualifiant linguistique «X» est défini par une fonction d'appartenance caractérisé par ce qu'on appelle degré d'appartenance.

$$A = \{(x, \mu_A(x)) \mid x \in X\} \quad (4.1)$$

On adopte à cette notation d'autre représentation si X est discret ou continu [44] :

$$A = \sum_{x \in X} \mu_A(x) / X \quad \text{Si X est discret}$$

$$A = \int \mu_A(x) / X \quad \text{Si X est continu}$$

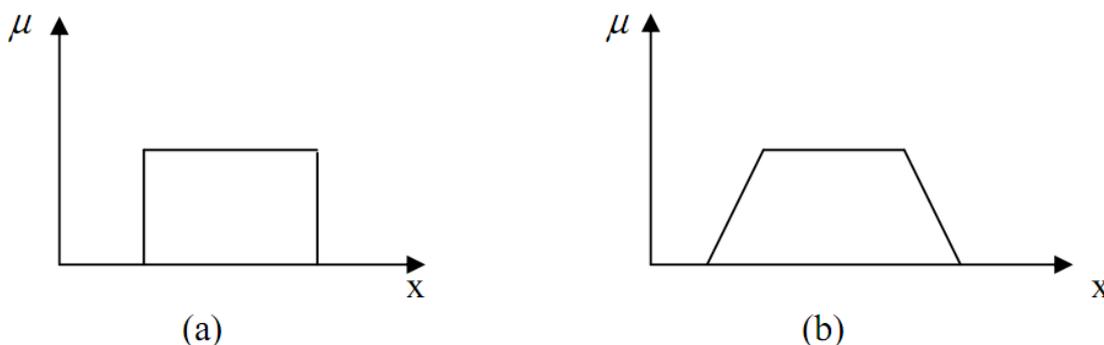


Figure 4.1: Fonction d'appartenance : (a) logique classique : (b) logique floue

4.2.2 Variables Linguistiques

Les variables linguistiques sont des qualificatifs linguistiques des variables process (V.P) dont les valeurs des mots exprimés en langage naturel sont définies par des nombres réelles en corrélation à l'étendue du jugement de cet (V.P). Elles servent à modéliser les connaissances imprécises ou vagues sur une variable process dont la valeur précise est inconnue [44 52].

Une variable linguistique x est généralement caractérisée par un triplet $\{x, T(x), X\}$ ou x désigne le nom de la variable, X son univers de discours, et $T(x)$ son ensemble de valeurs linguistique. Par exemple, la vitesse de rotation de compresseur est considérée comme variable linguistique définie par exemple dans un domaine $X=[0 \ 12000]$, ses valeurs linguistiques peuvent être définies comme suit :

$T(\text{vitesse}) = \{\text{Négative grande (NG), Négative petite (NP), Environ zéro (ZE), positive petite (PP), positive grande (PG)}\}$

Ces valeurs linguistiques sont considérées comme des ensembles flous dont les fonctions d'appartenance sont quelconques et qu'on peut schématiser à notre guise, l'exemple illustratif est donné par (fig. 4.2)

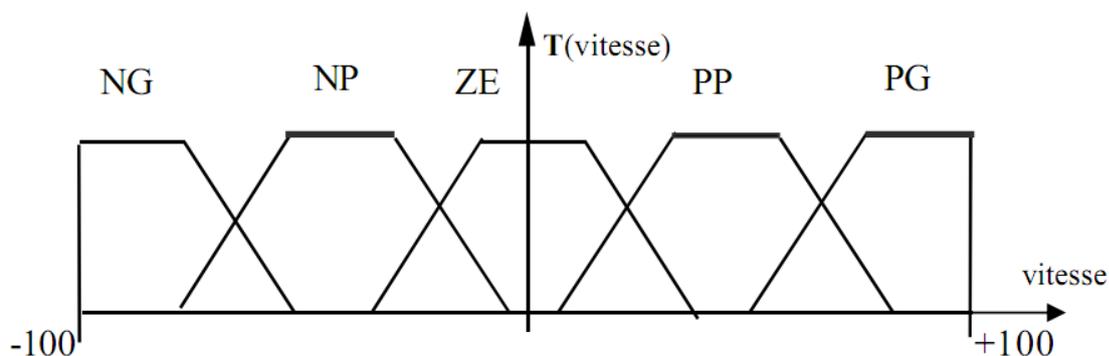


Figure 4.2 Fonctions d'appartenance de $T(\text{vitesse}) = \{NG, NP, ZE, PP, PG\}$

4.2.3 Opérations sur les ensembles flous

La caractérisation des ensembles flous par les fonctions d'appartenance a permis une extension de certaines opérations définies sur les ensembles classique au cas flou.

Soient A et B deux ensembles flous définis dans l'univers de discours X ayant respectivement μ_A et μ_B comme fonction d'appartenance [44 52].

Union floue (disjonction)

L'union de deux ensembles flous A et B de X est un ensemble flou (A∪B) de fonction d'appartenance:

$$\forall x \in X: \mu_{A \cup B}(x) = \max(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (4.2)$$

L'intersection Flou (Conjonction)

L'intersection de deux ensembles flous A et B de X est un ensemble flou (A∩B) de fonction d'appartenance :

$$\forall x \in X: \mu_{A \cap B}(x) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x)) \quad (4.3)$$

4.2.4 Fonction D'appartenance

Pour le traitement numérique en logique floue, il est nécessaire d'associer pour chaque valeurs de la variable linguistique une fonction d'appartenance qui prend différentes formes suivantes (figure 4.3), [51 52 53].

- fonction triangulaire : est définie par trois paramètres {a,b,c} :

$$\mu(x) = \max \left[\min \left(\frac{x-a}{b-a}, \frac{c-x}{d-c} \right), 0 \right] \quad (4.4)$$

- fonction trapézoïde : est définie par quatre paramètres {a,b,c,d} :

$$\mu(x) = \max \left[\min \left(\frac{x-a}{b-a}, 1, \frac{d-x}{d-c} \right), 0 \right] \quad (4.5)$$

- fonction gaussienne : est définie par deux paramètres {m,σ} :

$$\mu(x) = \exp \left(-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2} \right) \quad (4.6)$$

- fonction sigmoïdale : est définie par deux paramètres {a,c} :

$$\mu(x) = \frac{1}{1 + \exp(a(x-c))} \quad (4.7)$$

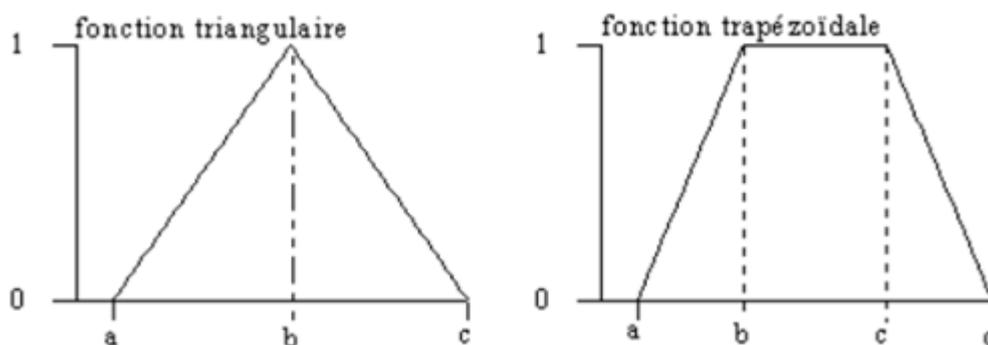


Figure (4.3): Forme des fonctions d'appartenance usuelles.

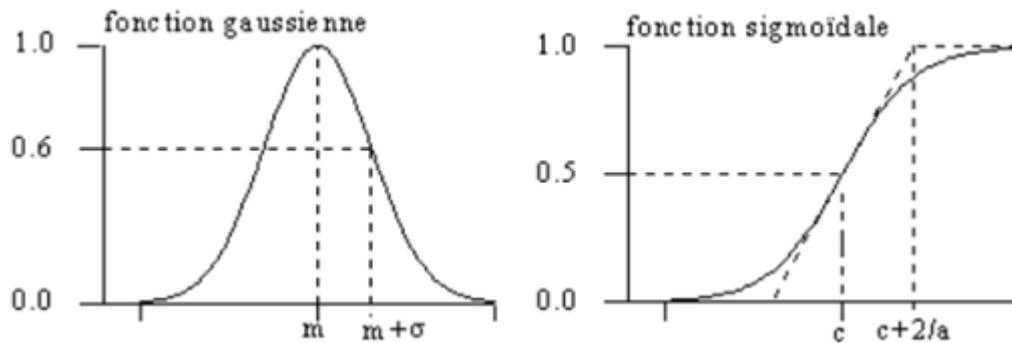


Figure (4.3): Forme des fonctions d'appartenance usuelles.

4.2.5 Raisonnement Flou

Le mode naturel est trop complexe. Ces mesures sont soumises à des imprécisions, vagues et éventuellement incertaines. Le raisonnement de ces connaissances en logique classique ne suffit pas, on fait appel à un raisonnement flou.

L'implication floue est un opérateur qui permet d'évaluer le degré de vérité d'une règle de la forme : SI x est A ALORS y est B

A partir des valeurs de la prémisse d'une part, et de celle de la conclusion d'autre part. Ce degré de vérité est évalué à partir des degrés d'appartenance de x de A et y de B comme suit [44 52]

$$\mu_R(x, y) = \text{imp}(\mu_A(x), \mu_B(y)) \quad (4.8)$$

Les opérateurs les plus utilisés en commande floue sont les implications de Mamdani et de Larsen :

$$\text{implication de Mamdani : } \mu_R(x, y) = \min(\mu_A(x), \mu_B(y)) \quad (4.9)$$

$$\text{implication de Larsen : } \mu_R(x, y) = (\mu_A(x) \times \mu_B(y)) \quad (4.10)$$

4.3 Réglage et commande par la logique floue

La commande floue est un domaine d'application de la théorie des ensembles flous qui a été proposé par L.A. Zadeh, puis son principe a été appliqué par Mamdani et Assilian sur la commande des processus industriels.

Son but est de traiter les problèmes de commande de processus. Cependant elle diffère de la commande par les points suivants : [44,52 ;53,54].

- La connaissance mathématique de la fonction du processus n'est pas nécessaire ;
- La maîtrise du système à régler, et de son comportement complexe (fortement non linéaire et difficile à modéliser) ;
- Piloter un processus en utilisant les connaissances capitalisées et l'expérience acquise d'un opérateur humain qualifié « expert » ;
- Le régulateur par la logique floue ne traite pas une relation mathématique bien définie (algorithme de réglage) mais utilise des inférences avec plusieurs règles se basant sur des variables linguistiques.

4.3.1 Régulateur Flou

Un régulateur flou est un système à base de connaissance particulière composé de quatre modules principaux à savoir : la base de règle, la fuzzification, le moteur d'inférence et la défuzzification comme il est montré par la (fig. 4.4): [44,53,51]

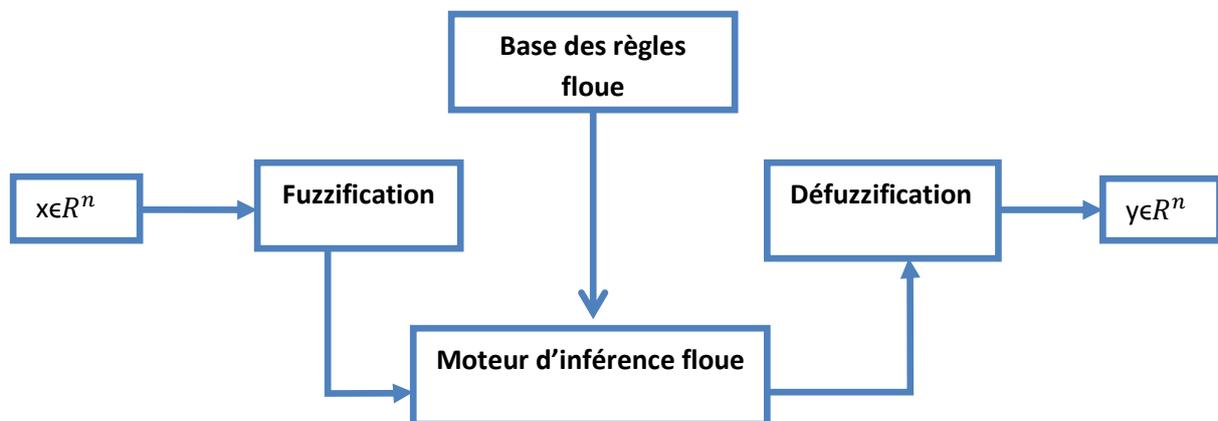


Figure (4.4) Schéma synoptique d'un régulateur flou

La conception du système de contrôle flou est basée sur des méthodes empiriques, essentiellement une approche méthodique d'essais et d'erreurs. Le processus général est le suivant:

- Documenter les spécifications opérationnelles du système, les entrées et sorties.
- Documenter les ensembles flous pour les entrées.
- Documenter l'ensemble de règles.

- Déterminer la méthode de défuzzification.
- Passez à travers une suite de tests pour valider le système, régler les détails au besoin.
- Documentation complète et libération à la production.

4.3.1.1 Base de règles

La base de règles floues, ou base de connaissances, contient des règles floues décrivant le comportement du système, elle est le coeur du système entier dans le sens où tous les autres composants sont utilisés pour interpréter et combiner ces règles afin de former le système final.

Ces règles peuvent être fournies par un expert ou peuvent être extraites de données numériques.

Le mode de traitement est en chaînage arrière et les règles sont implémentées sous la forme « SI prémisse ALORS conclusion ».

4.3.1.2 Moteur d'inférence

Le moteur d'inférence flou transforme, à l'aide des techniques de raisonnement flou, la partie floue issue de la fuzzification en une nouvelle partie floue. En fait, le moteur d'inférence combine les règles floues, en utilisant le principe de la logique floue, pour effectuer une transformation à partir des ensembles flous dans l'espace d'entrée vers des ensembles flous dans l'espace de sortie.

Pour le réglage par logique floue, on utilise en générale une des méthodes suivantes :

4.3.1.2.1 Méthode d'inférence max-min (méthode de Mamdani)

La méthode d'inférence max-min est réalisée, au niveau de la condition l'opérateur « ET » par la formulation du minimum.

La conclusion dans chaque règle, introduite par « ALORS », lie le facteur d'appartenance de la prémisse avec la fonction d'appartenance de la variable de sortie et est réalisée par la formation du minimum. Enfin l'opérateur « OU » qui lie les différentes règles est réalisé par la formation du maximum [49].

4.3.1.2.2 Méthode d'inférence max-produit (méthode de Larsen)

La méthode d'inférence max-produit est réalisée, au niveau de la condition, l'opérateur « ET » par la formation du produit. La condition dans chaque règle, introduite par « ALORS » est réalisée par la formation du produit. L'opérateur

« OU », qui lie les différentes règles, est réalisé par la formation du maximum [44,52].

4.3.1.2.3 Méthode de Sugeno

L'opérateur « ET » est réalisé par la formation du minimum, ainsi la conclusion de chaque règle floue a une forme polynomiale. La sortie est égale à la moyenne pondérée de la sortie de chaque règle floue.

4.3.1.3 Interface de Fuzzification

La fuzzification transforme la grandeur physique d'entrée en une grandeur floue, utilisée pour activer les règles qui sont exprimées par des variables linguistiques associées à des ensembles flous. Il existe deux types de fuzzificateur généralement utilisés à savoir : La fuzzification singleton et la fuzzification non-singleton.

4.3.1.4 Interface de défuzzification

La sortie issue de l'inférence est une grandeur floue. Donc pour pouvoir définir la loi de commande, le régulateur flou doit être accompagné d'une procédure de défuzzification jouant le rôle de convertisseur de la commande floue en valeur physique nécessaire pour l'état du processus.

Plusieurs stratégies de défuzzification existent, les plus utilisées sont [53] :

1. méthode du maximum ;
2. méthode de la moyenne des maximas ;
3. méthode du centre de gravité ;
4. méthode de hauteurs pondérées.

4.3.1.4.1 Méthode du maxima

Dans ce cas le défuzzificateur représente la valeur maximale de la fonction d'appartenance résultante issue de l'inférence. Cependant, cette méthode représente des inconvénients lorsqu'il y a plusieurs valeurs pour lesquelles la fonction d'appartenance résultante est maximale.

4.3.1.4.2 Méthode de la moyenne des maximas

Le défuzzificateur examine l'ensemble flou qui détermine les valeurs pour lesquelles la fonction d'appartenance est maximale, ensuite fait le calcul de la moyenne de ces valeurs comme résultat de défuzzification.

4.3.1.4.3 Méthode du centre de gravité

Le defuzzificateur détermine le centre de gravité « \bar{y} » et utilise cette valeur comme sortie du système flou. Ceci est donné par :

$$\bar{y} = \frac{\int y \mu_B(y) dy}{\int \mu_B(y) dy} \quad (4.11)$$

L'intégrale au dénominateur donne la surface, tandis que l'intégrale au numérateur correspond au moment de la surface.

Il est à noter que cette méthode est généralement difficile à calculer. De ce fait, cette méthode est la plus coûteuse en termes de temps de calcul.

4.3.1.4.4 Méthode des hauteurs pondérées

Le defuzzificateur d'abord évalue $\mu_B^K(y)$ en \bar{y}^k et calcul ensuite la sortie du système flou par :

$$y = \frac{\sum_{K=1}^M \mu_B^K(y) \bar{y}^k}{\sum_{K=1}^M \mu_B^K(y)} \quad (4.12)$$

Où : \bar{y}^k dénote le centre de gravite de l'ensemble flou B^K

L'équation ci-dessus est facile à utiliser. Cependant, son inconvénient réside dans le fait qu'elle n'utilise pas la forme entière de la fonction d'appartenance. Elle n'utilise que le centre \bar{y}^k du support de la fonction d'appartenance de la conclusion, et ceci sans tenir compte du fait que la fonction d'appartenance soit étroite ou large.

4.3.2 Régulateur flou de type MAMDANI

En 1974, E.H. Mamdani est le premier qui a appliqué la technique de réglage par la logique floue utilisant le régulateur flou, cette commande intelligente est construite d'un système d'aide à la décision utilisant des règles subjectives et imprécises données par des experts qui connaissent bien le système.

Synthèse du régulateur

La majorité des régulateurs utilisent le schéma de structure proposé par Mamdani [47.55.56]. Ce schéma est représenté par la (fig. 4.1,a,b) suivante :

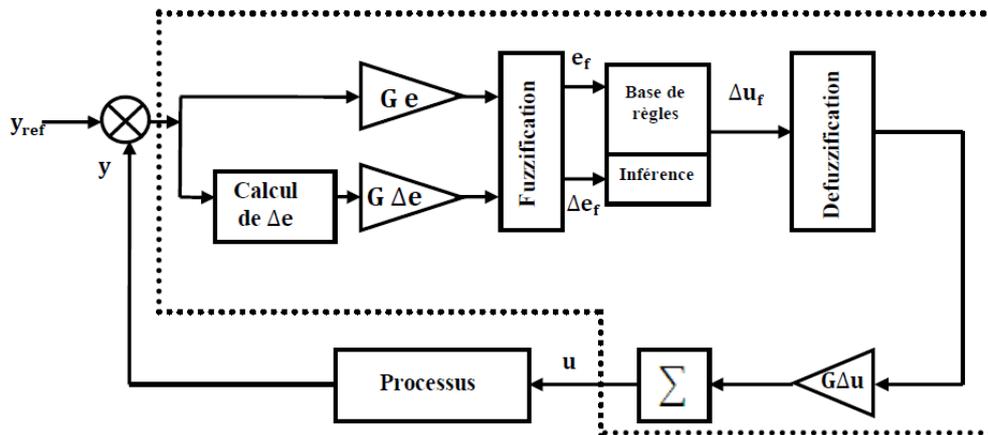


Figure 4.5 a Schémas d'une boucle contrôlée par un contrôleur PI flou à deux entrées

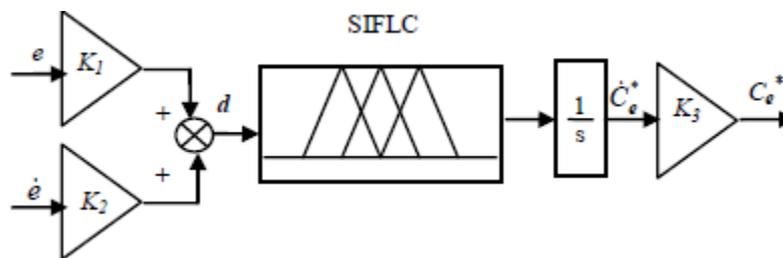


Figure 4.5 b Schémas d'une boucle contrôlée par un contrôleur PI flou à entrées unique [57]

Dans le cas d'utilisation d'un PID flou on fait ajoutée dérivé d'erreur.

Le système est composé :

1. d'un bloc de fuzzification utilisé pour convertir l'erreur et sa variation en valeur floues;
2. FIS: fuzzy inference system ou ensemble des règles flou ;
3. d'un bloc de defuzzification utilisé pour convertir la variation de la commande floue en valeur numérique ;
4. d'un bloc intégrateur.

Les méthodes choisies pour le succès des algorithmes flous permettent de formuler un ensemble de décisions en termes linguistiques, utilisant les ensembles flous pour décrire l'amplitude de l'erreur, de sa variation et de la commande appropriée. En combinant ces règles, on peut dresser des tables de décisions permettant de donner les valeurs de la sortie du régulateur correspondant aux situations données du processus.

La configuration d'un système flou multi-entrées/multi-sorties de type Mamdani permet de représenter une relation non linéaire entre un ensemble d'entrées, noté,

$x = [x_1, \dots, x_n]^T \in X$ dans R^n et une sortie $y \in R$ avec $X = X_1 \times \dots \times X_n$ et $X_i \in R$

Cette relation est décrite par un ensemble de règles floues de la forme suivante [61] :

R_k si x_1 est F_i^k et et x_n est F_m^k alors y est B^k

($K=1, \dots, M$)

Où $F_i^k \in \{F_i^1, \dots, F_i^{m_i}\}$ avec F_i^j $j=1, \dots, m_i$, $i=1, \dots, n$

définis sur X_i , B_i , des ensembles flous définis dans R , et $M = \prod_{i=1}^n m_i$ est le nombre total des règles du système flou, i.e. la base de connaissance comporte toutes les combinaisons possibles des ensembles flous des variables d'entrée.

Si on choisit la fuzzification singleton et on considère le connecteur « ET » comme le produit algébrique, le degré de vérité ou d'activation de chaque règle est donné par [61]:

$$\mu_k(x) = \prod_{i=1}^n \mu_{F_i^k}(x_i); \mu_{F_i^k}(x_i) \in \{\mu_{F_i^1}, \dots, \mu_{F_i^{m_i}}\} \quad (4.13)$$

Avec $()$ la fonction d'appartenance associée à l'ensemble flou .

En utilisant la méthode de defuzzification du centre de gravité, la sortie finale du système flou est donnée par [52,61] :

$$y = \frac{\sum_{k=1}^M \mu_k \bar{y}_k}{\sum_{k=1}^M \mu_k} \quad (4.24)$$

Les avantages de la régulation floue de type Mamdani peuvent être résumés par les points suivants:

- 1- La simplicité dans la représentation des règles floues : Dans ce type de système les conséquences aussi bien que les prémisses des règles floues prennent la forme d'ensembles flous, ce qui les rend facile à interpréter.
- 2- La flexibilité dans l'implémentation : Ceci est du à la liberté dans le choix des formes d'implication floues, du fuzzificateur et du defuzzificateur.

Le principal inconvénient de ce type de système est le nombre élevé de règles floues surtout lorsque le système est non linéaire et complexe.

4.4 Régulateur PI flou d'anti pompage de compresseur centrifuge

4.4.1 Stratégie de la commande anti pompage proposé a vitesse constante

Dans ce cas en va étudier le control anti pompage de compresseur entriner a une vitesse constant égale à $N=3000$ rpm voir le Figure (4.6)

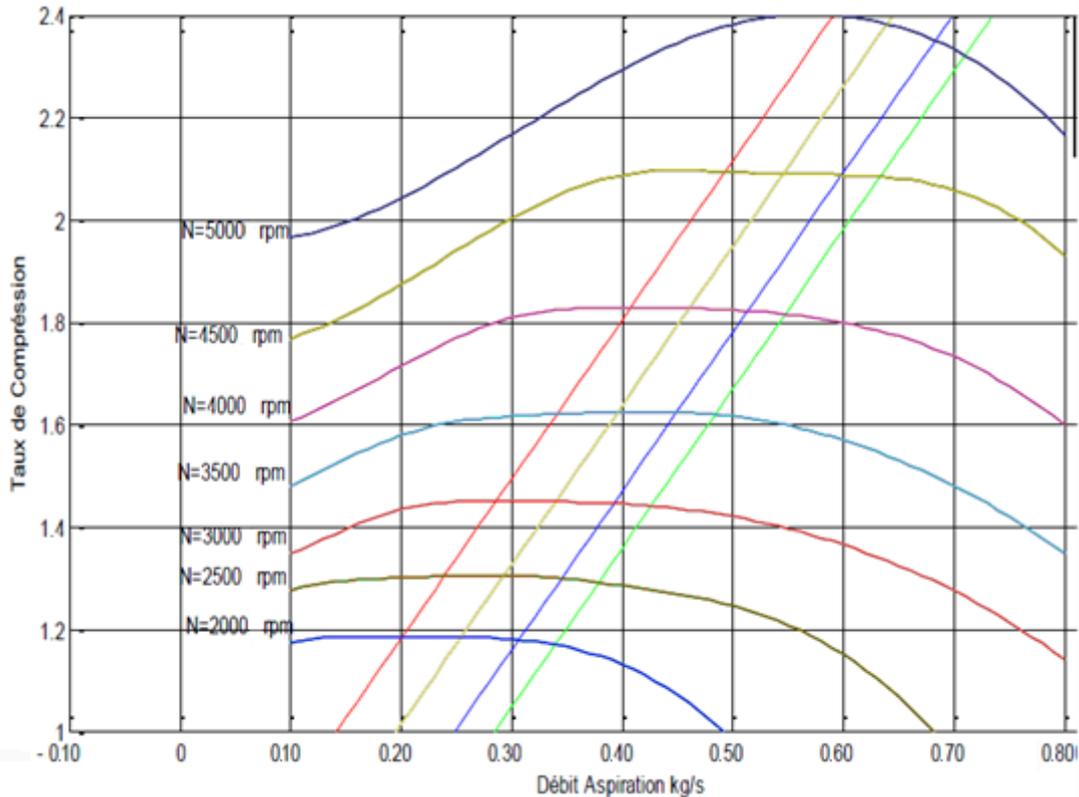
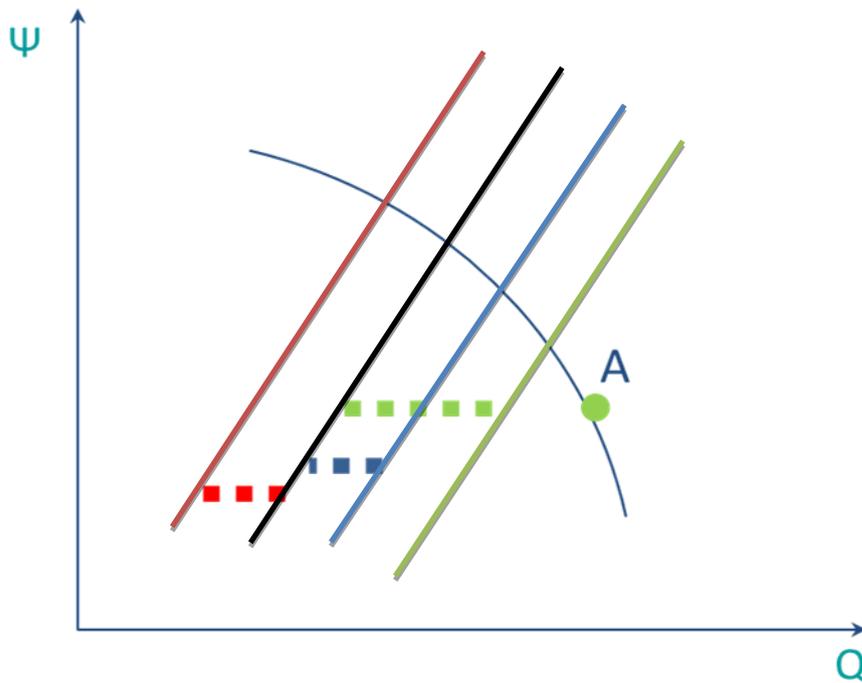


Figure 4.6 Caractiristique de compresseur à différente vitesse

La stratégie proposée consiste à ouvrir la vanne anti pompage graduellement, dont le point de fonctionnement « M » sur la caractéristique de compresseur suit la trajectoire suivante:



- Ligne de pompage SL
- Ligne de control DL2
- Ligne de control DL1
- Ligne de control SCL

Figure (4.7) Illustration de la Stratégie de Commande Anti Pompage Proposé

Les marges entre ces lignes dessinées dans la Figure (4.7) , ce sont des paramètres à en choisir, qui peuvent affecter notre commande, cela nécessite des essais de simulation en jouant sur les positions des lignes, à savoir la ligne de pompage qui est déterminée par le constructeur de compresseur

Notre stratégie proposée est basée sur les conditions suivantes :

- Si le point « M » est à droite de la ligne DL2 le fonctionnement est stable, la vanne anti pompage est fermée (fully closed).
- Si le point « M » dépasse la droite DL2, la vanne anti pompage est ouverte avec une petite ouverture(SO).
- Si le point « M » dépasse la droite DL1, la vanne anti pompage est ouverte avec une moyenne ouverture (MO).

- Si le point « M » dépasse la droite SCL, la vanne anti pompage est ouverte avec une grande ouverture (GO).
- Le point « M » dépasse la droite SL, la vanne anti pompage est complètement ouverte (fully open).

En prend en considération dans notre stratégie le sens de variation de débit (La dérivé de l'erreur)La stratégie est montré dans le tableaux suivant

Q débit dq/dt Variation De débit	Zone de pompage	SCL rouge dans le graphe	DL1 bleu dans le graphe	DL2 vert dans le graphe	Région stable
P	GO	MO	PO	Fermer	Fermer
Z	GO	MO	PO	Fermer	Fermer
N	Ouverte	GO	MO	PO	Fermer

Tableau (4.8) les règle flou du contrôleur de la conduite du compresseur centrifuge

Les valeurs contenues dans ces cellules ont été déterminées de façon logique en étudiant toutes les combinaisons possibles des variables d'entrée.

Si on revient à la trajectoire du point « m » illustré dans la figure (4.16), on compte cinq zones de fonctionnement, zone instable (à gauche de la ligne ‘SL’) la zone située entre ‘SL’ et ‘SCL’, la zone située entre ‘SCL’ et ‘DL1’, et celle qui situe entre ‘DL1’ et ‘DL2’, et la cinquième zone qui représente la région la plus stable du compresseur (à droite du ‘DL2’), à base de ces zones on a mis les ensembles floue de la première entrée ‘Q’, comme illustrés dans la figure ci-dessus

4.4.2 Conception de contrôleur floue dans un plage de vitesse entre 3000 et 3500rad/s cas spécifique

Dans ce cas on control la vitesse par l'utilisation d'un contrôleur de vitesse afin de garder la vitesse constante entre 3000rad/s et 3500rad/s.Figure(4.9)

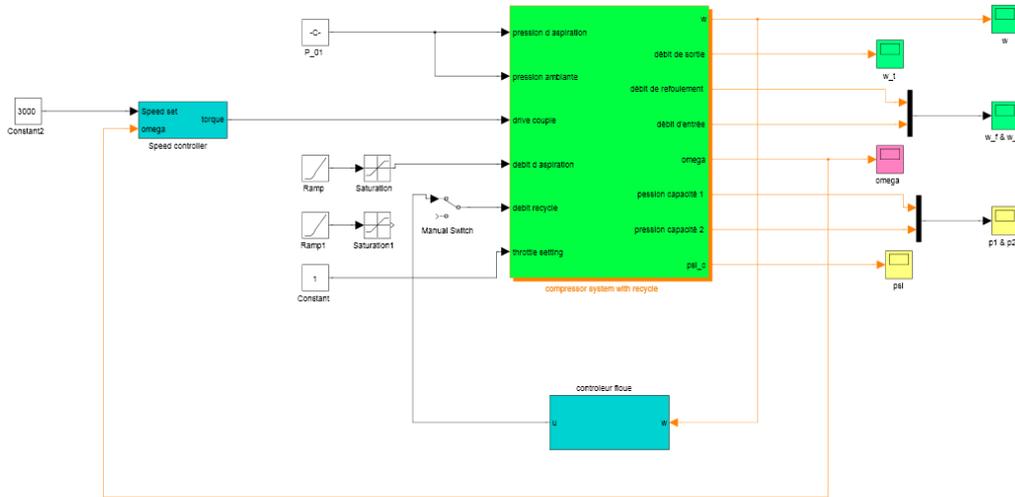


Figure 4.9 Le modèle sous Simulink avec contrôleur fluou a vitesse constante

On utilise comme variable d'entrée le débit massique, et la variation de débit massique Pour une vitesse entre 3000rad/s et 3500rad/s on peut configurée les ensemble fluou du débit massique comme il est montré dans Figure (4.10a)

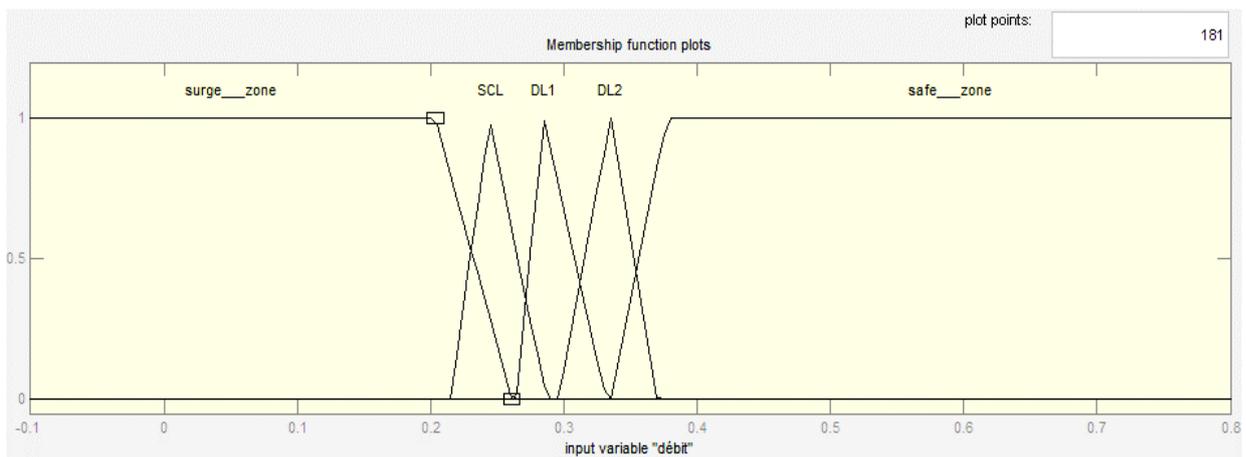


Figure (4.10a) Les ensembles fluou utilisés pour l'entrée de débit

La variation de débit prend évidemment trois possibilités positive 'P', Zéro 'Z' et négative 'N' Figure (4.10b)

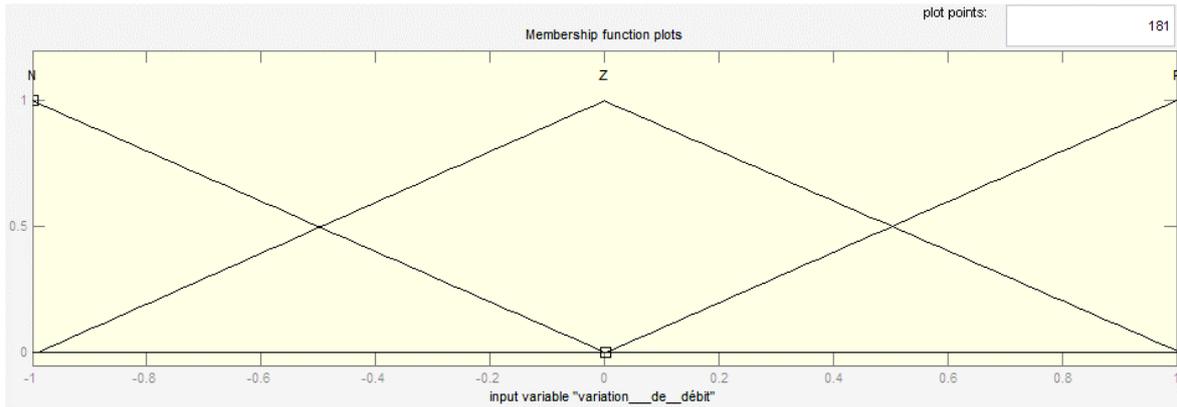


Figure (4.10b) les ensembles flous utilisés pour l'entrée de variation de débit 'dQ/dt'

La commande vers la vanne de recyclage est montrée dans Figure(4.10c)

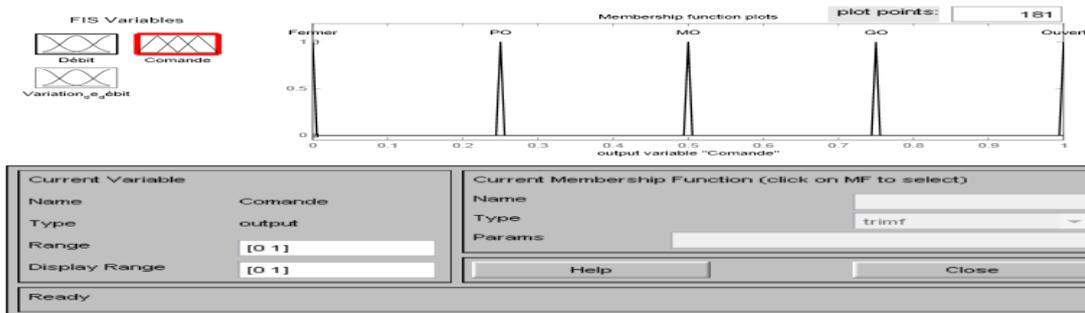


Figure (4.10c) les ensembles de sortie (ouverture de la vanne)

Le contrôleur PI flou est montrée sur le figure(4.11)

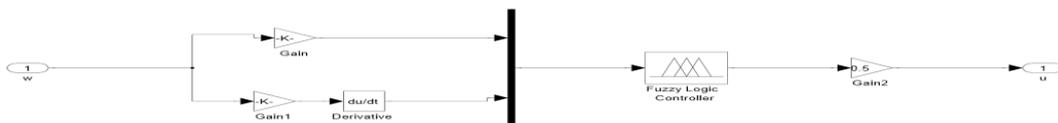


Figure 4.11Le contrôleur PI flou

Où (0.55, 0.45, 0.48) représentent les facteurs d'échelle (normalisation). On fait varier ces facteurs jusqu'à ce qu'on trouve un phénomène acceptable pour le de réglage convenable du compresseur. En effet, ces derniers ont un grand effet sur les performances de la commande.

La commande de la vanne antipompage développé par le régulateur floue est donné par la (figure 4.12).

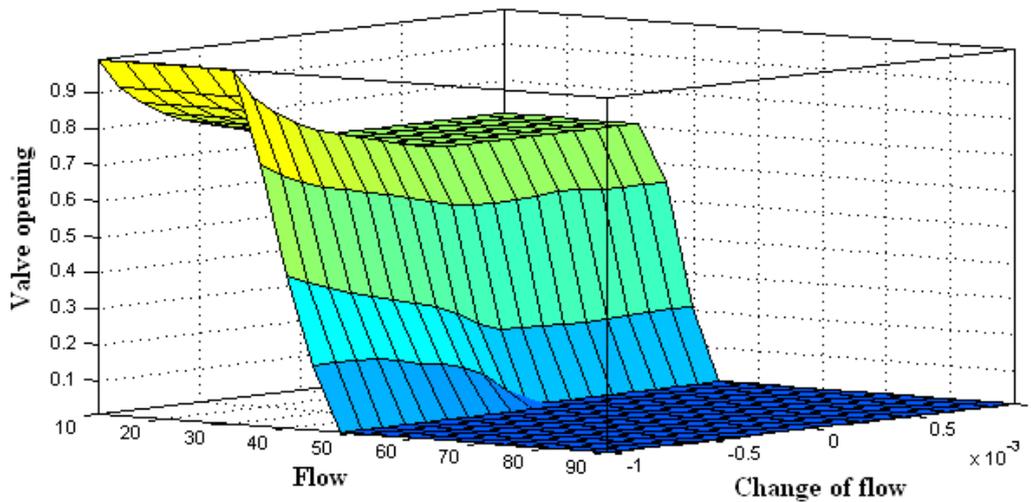


Figure (4.12): Surface de commande par PI flou

Résultats de simulation

Pour démontrer les avantages du régulateur PI Floue , nous avons suivi ces étapes :

- Tout d'abord, on démarre le système et on attend sa stabilisation.
- Ensuite, on ferme la vanne de débit d'alimentation à l'instant $t = 2$ s pour perturber le système, en trouve les courbes suivantes

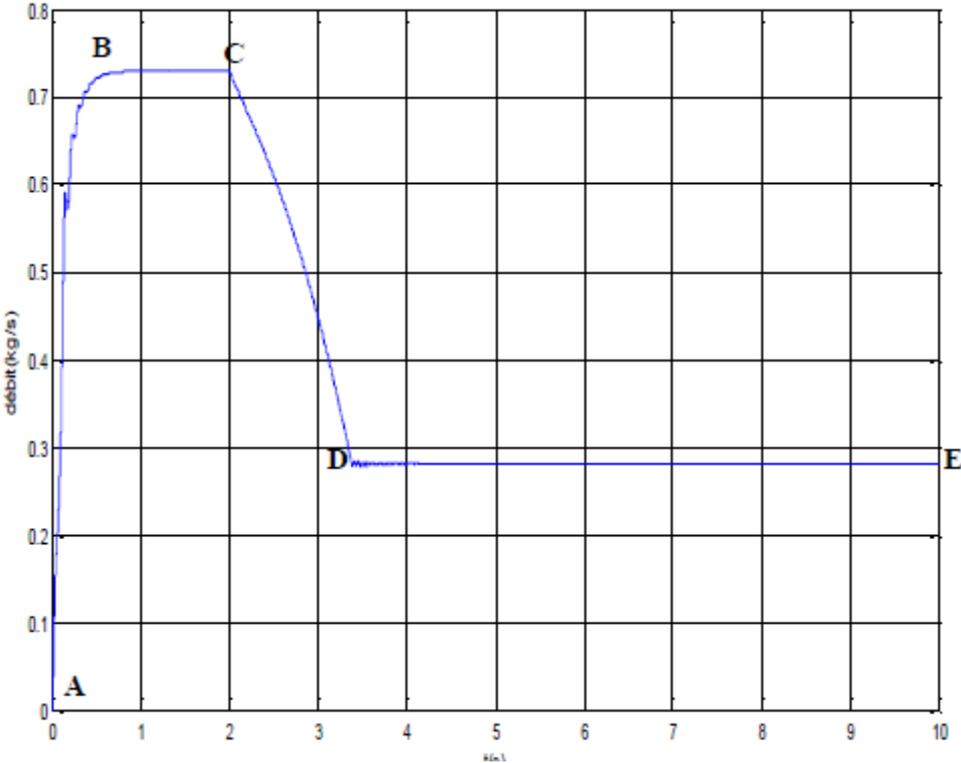


Figure (4.13a): Débit massique du compresseur centrifuge

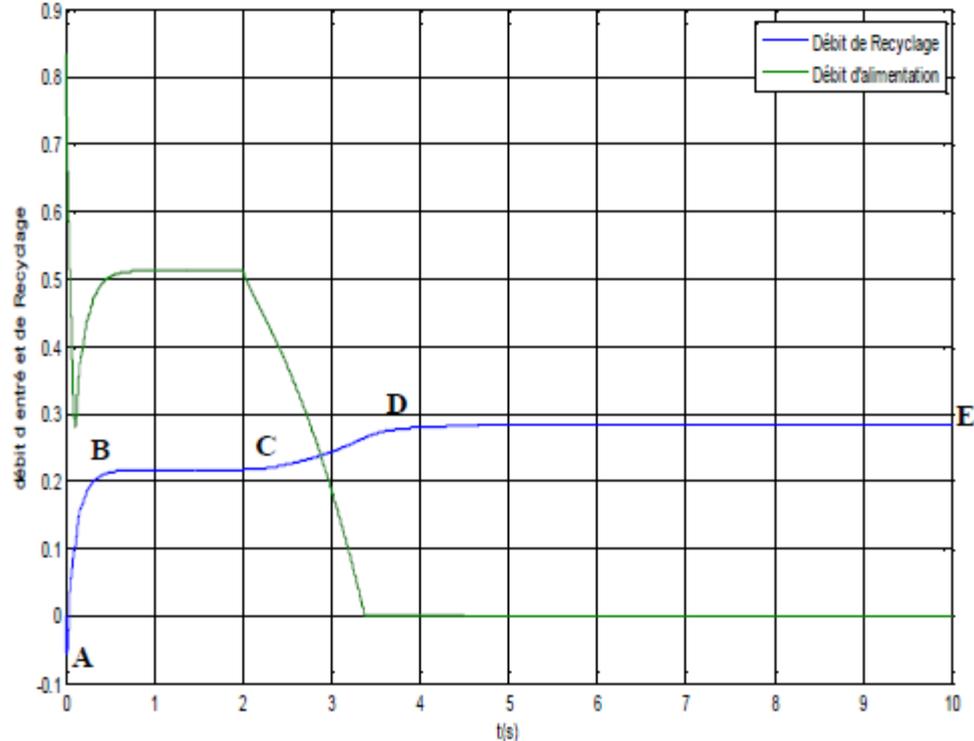


Figure (4.13b): Débit d'entrée et débit recyclé du compresseur centrifuge

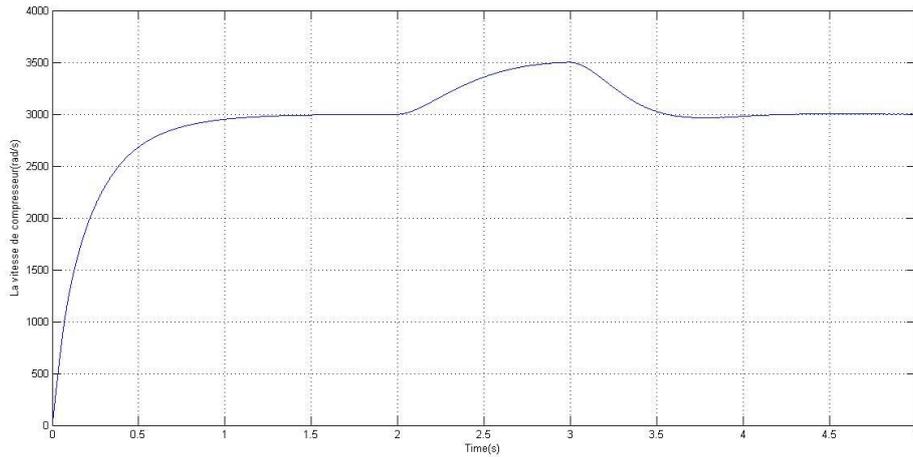


Figure (4.13c): La vitesse de compresseur centrifuge

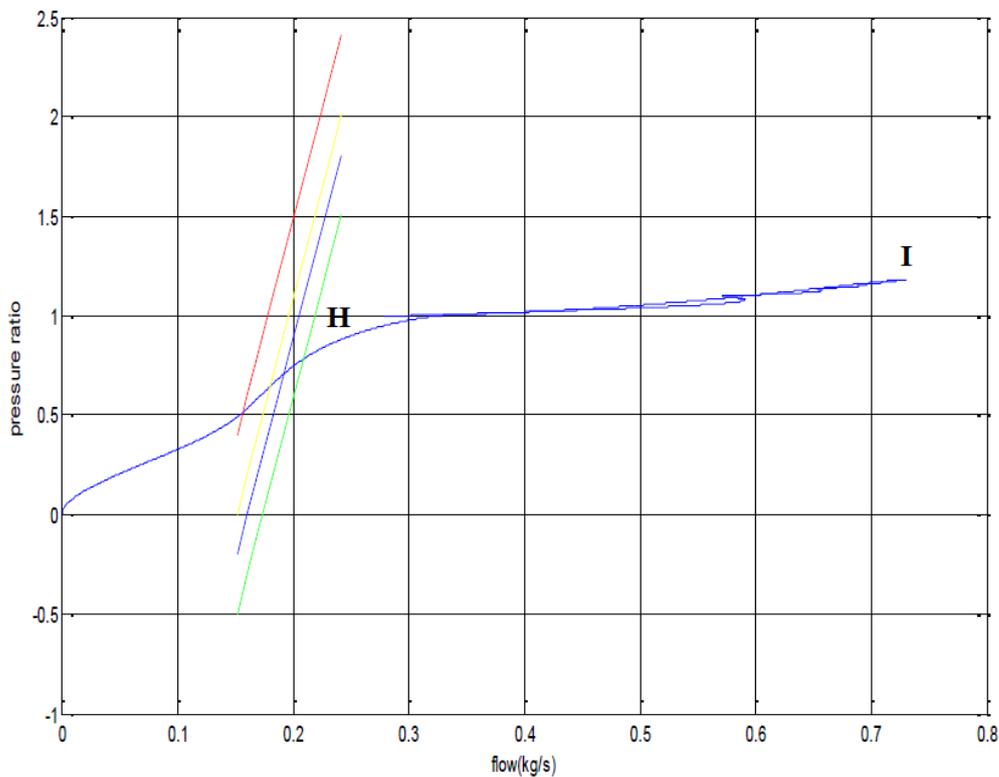


Figure (4.13d): Le Point de fonctionnement

AB : Démarrage, BC : Stabilisation, CD : perturbation de système, DE : Réaction du système à la perturbation

Analyse des résultats

Pour démontrer les avantages de contrôleur flou, on démarre le system et après stabilisation en ferme la vanne d'entrée à $t=2s$ pour perturber le system Figure (4.13b).

A ce moment le contrôleur PI flou ouvre graduellement la vanne de recyclage pour commencer le débit dans le ballon d'entrée afin de stabiliser le système et en trouve comme résultats :

- ✓ Diminution de débit massique de 0.71kg/s à 0.29kg/s Figure (4.13a) mais cette fois-ci sans overshoot (dépassement) contrairement au contrôleur PID
- ✓ La vitesse se perturbe à t=2s elle augmente de 3000rad/s à 3500rad/s mais le régulateur de vitesse PI (Ki=2.5, Kp=15) arrive à stabiliser la vitesse 3000rad/s à t=3.5s Figure (4.23c), On remarque que notre entrée débit massique pour le contrôleur flou est correct car notre vitesse reste toujours entre 3000rad/s et 3500rad/s.
- ✓ Le point de fonctionnement passe par la ligne de contrôle SCL mais le contrôleur flou le ramène au point de fonctionnement initial car le point de fonctionnement se situe à gauche de la ligne de contrôle au démarrage.

4.4.3 Conception de contrôleur flou avec vitesse variable cas générale

Dans ce cas on ne fait pas contrôler la vitesse, notre système doit répondre quel que soit la vitesse de compresseur

Stratégie de contrôle

Dans ce cas on utilise comme entrée de contrôleur flou la distance d correspond à la différence entre le flux horizontal du point de fonctionnement et le débit correspondant à la ligne de commande SCL.

Notre référence pour le calcul de distance d est la ligne de contrôle du pompage SCL (ou ligne de protection) qui est représentée par la couleur noire sur la figure (4.7); cette ligne de contrôle est représentée par:

$$Q_{SCL}(\varphi_c) = \frac{\varphi_{SCL}(\omega) - b}{a} \quad (4.14)$$

a : La pente de la ligne de protection;

b : La marge horizontale de pompage par rapport à la ligne de pompage;

φ_{SCL} : Le rapport de pression de la ligne de contrôle de pompage (SCL);

Q_{SCL} : Le débit de la ligne de contrôle de pompage (SCL).

$$d = Q - Q_{SCL}(\varphi_c) \quad (4.15)$$

Dont: (Q, φ_c) est un point de fonctionnement du système.

$Q_{SCL}(\varphi_c)$ est calculé par l'équation (4.14)

Lorsque la distance d est positive, le point de fonctionnement se trouve à droite de la ligne de contrôle, et lorsque d est négative le point de fonctionnement se trouve à gauche de la ligne

Dans notre cas on peut résumer la localisation de point de fonctionnement par rapport à la différente zone utilisée pour notre contrôleur flou dans le tableau (4.15)

L'intervalle de d	[-0.1 -0.05]	[-0.05 0]	[0 0.05]	[0.05 0.1]	[0.1 0.4]
Zone de localisation de point de fonctionnement	RP Région de pompage A gauche de la ligne de pompage	SCL Entre la ligne de pompage et la ligne de control SCL	DL1 Entre la ligne decontrol SCL et la ligne de control DL1	DL2 Entre la ligne de control DL1 et la ligne de control DL2	RS Région sécurisé A droite de la ligne DL2

Tableau 4.14 La localisation du point de fonctionnement

On peut configurer les ensembles flous de la distance d et de variation de d schématisé sur les figures(4.15a)et (4.15b)

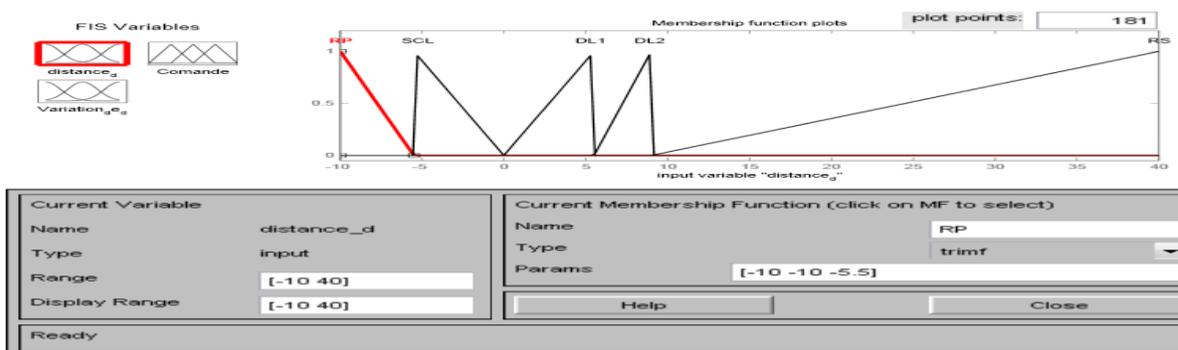


Figure 4.15a les ensemble flou du distance d cas vitesse variable

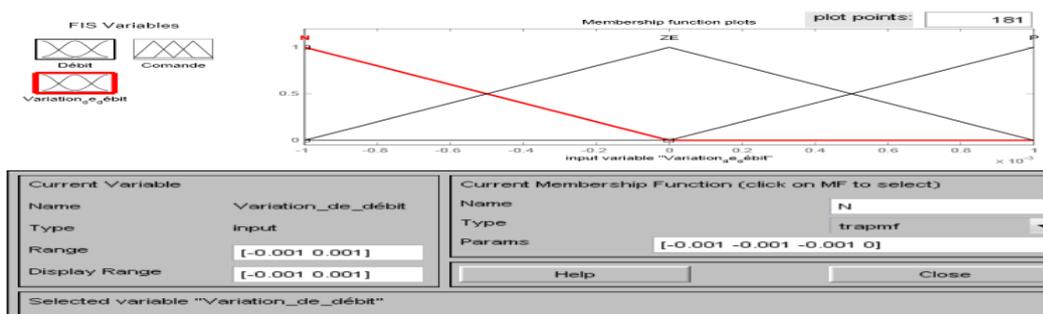


Figure 4.15b les ensemble floue du la variation de la distance d cas vitesse variable

La commande vers la vanne de recyclage est montrée ci-dessus dans Figure (4.16c)

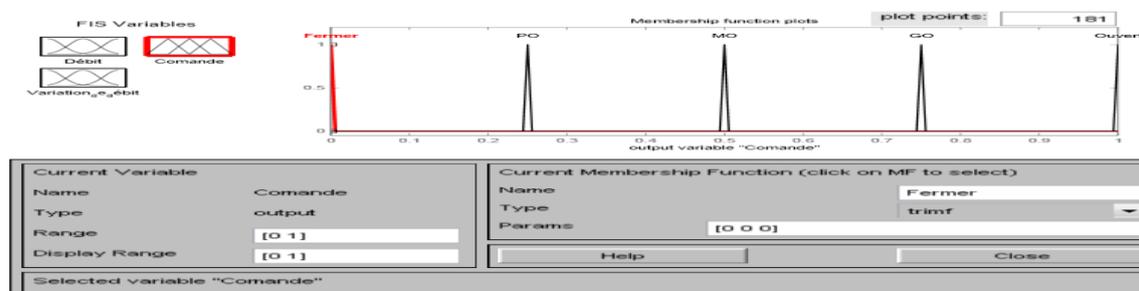


Figure 4.15cles ensembles de sortie (ouverture de la vanne) cas vitesse variable

Résultat de simulation

Pour démontré les avantages du régulateur PI Floue , nous avons suivi ces étapes :

- ✓ Tout d'abord, on démarre le système et on attend sa stabilisation
- ✓ Ensuite, on ferme la vanne de débit d'alimentation à l'instant $t = 2$ s pour perturber le système, en trouve les courbes suivants

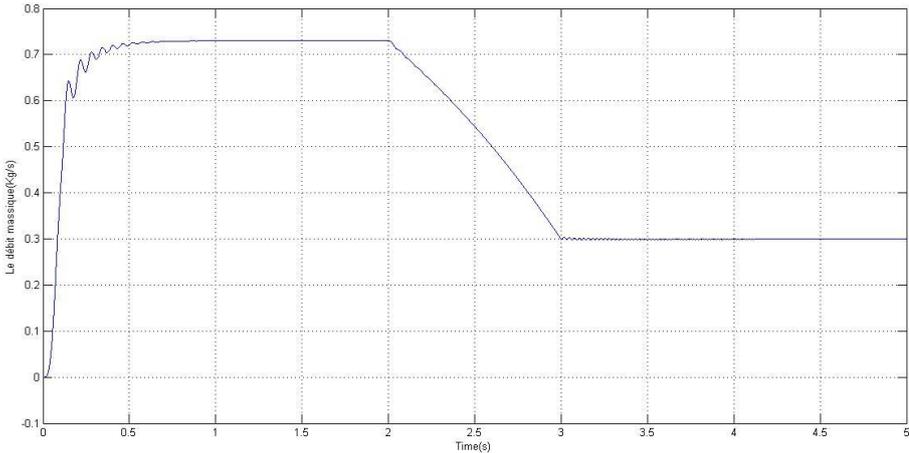
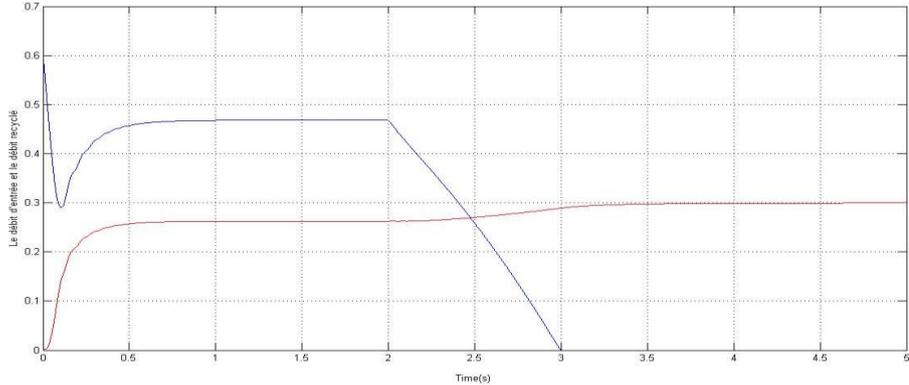


Figure 4.16a Le débit massique cas d'une vitesse variable



- Le débit d'entrée
- Le débit recyclé

Figure 4.16b Le débit d'entrée et le débit recyclé

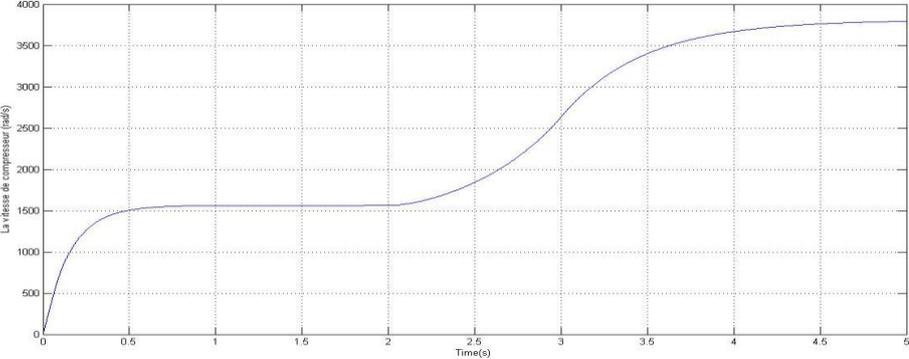
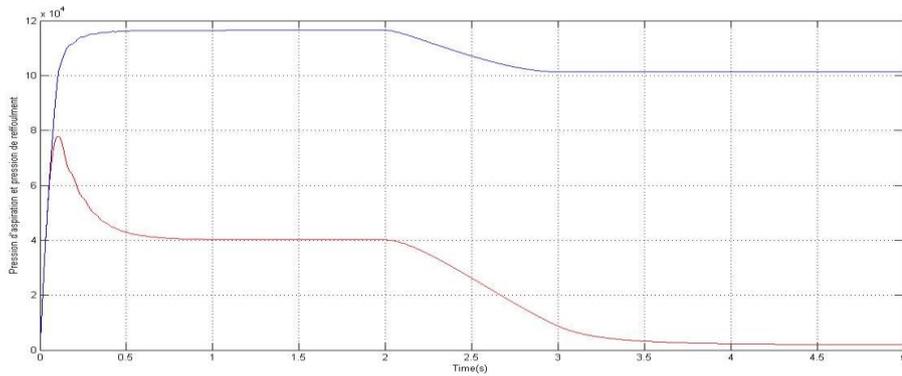


Figure 4.16c La vitesse de compresseur



- **La pression d’aspiration**
- **La pression de refoulement**

Figure 4.16d La pression d’aspiration et la pression de refoulement

Analyse des résultats

Après la fermeture de la vanne d’entrée à $t=2s$ pour perturber le system Figure (4.18b).A ce moment le contrôleur PI floue ouvre graduellement la vanne de recyclage pour compenser le débit dans le ballon d’entrée afin de stabilisé le system et en trouve comme résultats :

- Diminution de débit massique de $0.725kg/s$ à $0.3 kg/s$ Figure 4.26a sans overshoot(dépassement) Figure (4.18a)
- La vitesse se perturbé à $t=2s$ elle augmente de $1500rad/s$ à $37500rad/s$ Figure (4.18c), Dans ce cas nous n’avons pas utilisé le contrôleur de vitesse mais la conception de notre contrôleur floue nous permet de contrôlé notre point de fonctionnement quel que soit la vitesse de compresseur entre 0 à $7500rad/s$.
- Le point de fonctionnement passe par la ligne de control SCL mais le contrôleurflou la retourner aux trois lignes de control Généralement en démarre le compresseur en mode manuelle car le point de fonctionnement se situer à gauche de la ligne de control au démarrage.

4.5 Perturbation du système de compression (Etude de robustesse de contrôleur flou)

Afin de étudier la réaction de notre contrôleur flou aux perturbation en fait premièrement varier le couple exercé aux compresseur, et deuxièmes la vitesse de rotation imposé au compresseur par l'actionneur.

4.5.1 Variation de couple mécanique exercé sur le compresseur

Etude de la réaction de contrôleur flou avec un couple égale à 5.3NM

En utilisant le même contrôleur formulé dans la section 4.4.3, on fait uniquement varier la valeur de couple de 4NM à 5.3NM ,on trouve les résultats illustré sur les figures

(4.19a), (4.19.b)

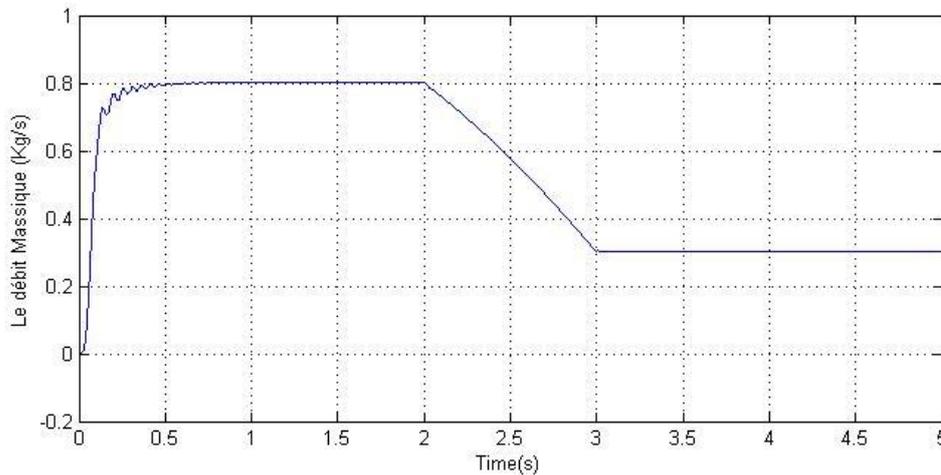


Figure 4.17a Le débit massique cas d'un couple égale 5.3NM ($\tau_m=5.3$ NM)

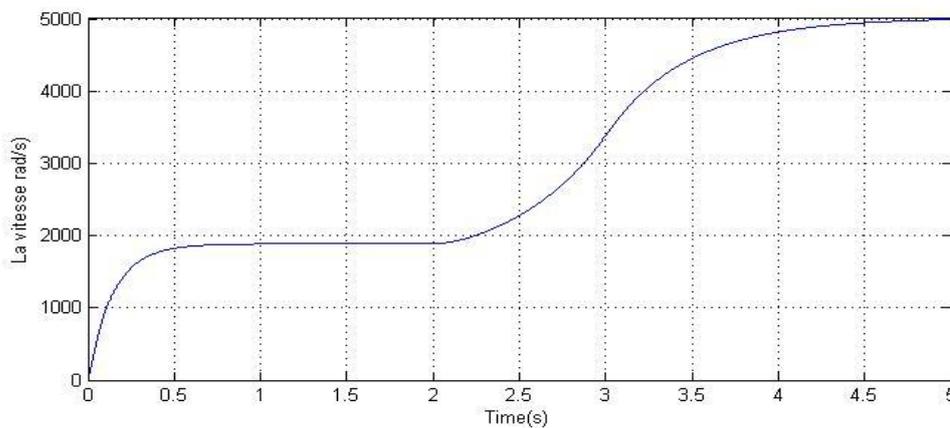


Figure4.17b La vitesse de compresseur cas ($\tau_m=5.3$ NM)

On remarque que le système reste toujours stable et le contrôleur flou arrive à stabiliser le système même à une valeur de couple mécanique égale à 5.3NM

Le débit massique augmente à une valeur de 0.8kg/s et après la perturbation diminuer à 0.3kg/s. Figure (4.19a)

La vitesse augmente de 2000rad/s à 5000 rad/s. Figure (4.19b)

Etude de la réaction de contrôleur flou avec un couple égale à 8NM

En appliquant un couple égal à 8.2NM ($\tau_m=8$ NM) en trouve les résultats schématisé sur les figures (4.20a) et (4.20b)

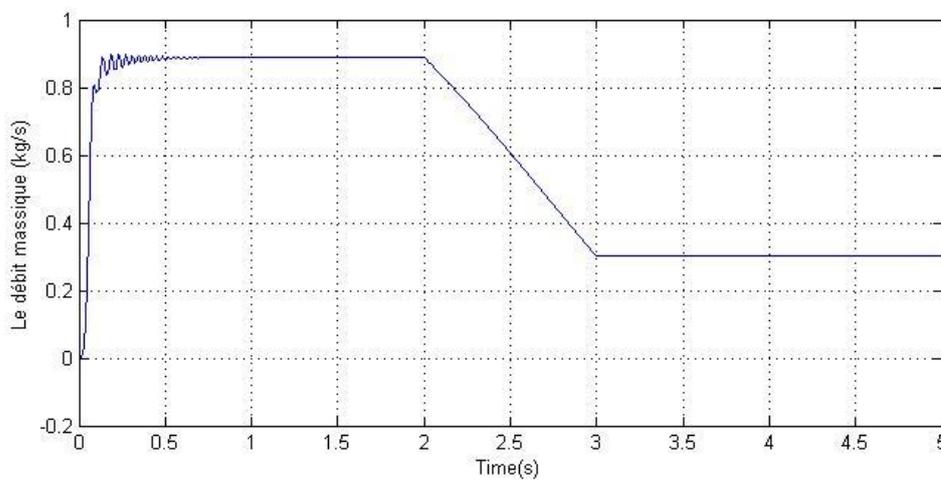


Figure 4.18a Le Débit massique cas ($\tau_m=8$ NM)

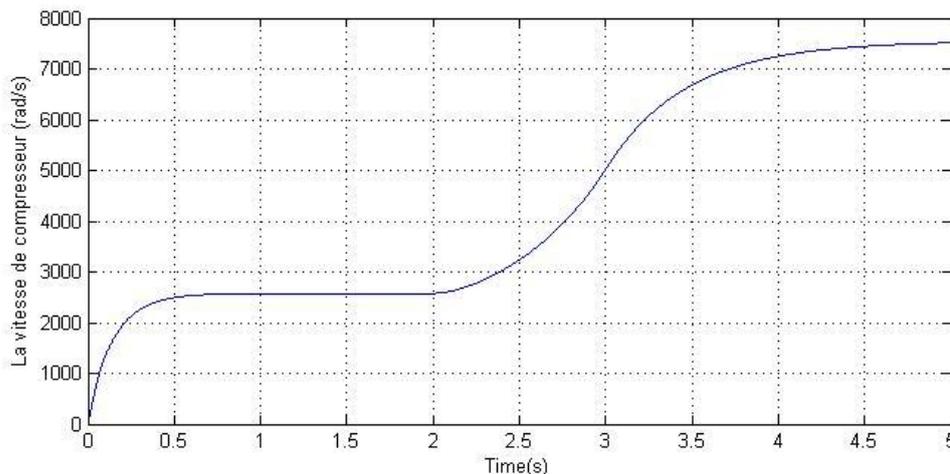


Figure 4.18b La vitesse de compresseur cas ($\tau_m=8$ NM)

On remarque que le système reste toujours stable et le contrôleur flou arrive à stabiliser le système même à une valeur de couple mécanique égale à 8NM

Le débit massique augmente à une valeur de 0.88kg/s et après la perturbation diminué à 0.3kg/s. figure (4.20a)

La vitesse augmente de 2000rad/s à 7500 rad/s, dans ce cas la vitesse de compresseur est dans la limite acceptable valeur de vitesse maximale donné par le constructeur (en peut pas augmenter la vitesse plus que 7500rad/s)Figure (4.20b)

Etude de la réaction de contrôleur flou avec un couple égale à 8.5NM

En appliquant un couple égale à 8.2NM ($\tau_m=8.5$ NM) en trouve les résultats montrée sur les figures (4.21a) et (4.21b)

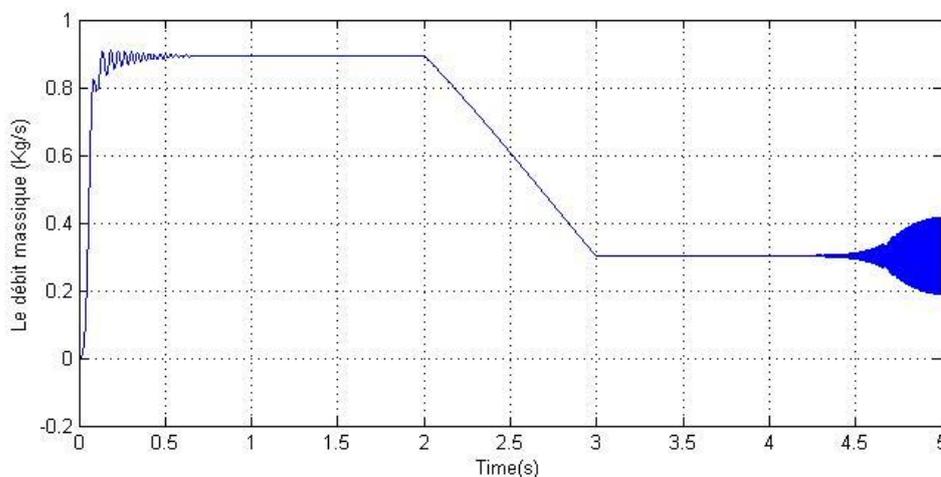


Figure 4.19aLe débit massique cas ($\tau_m=8.5$ NM)

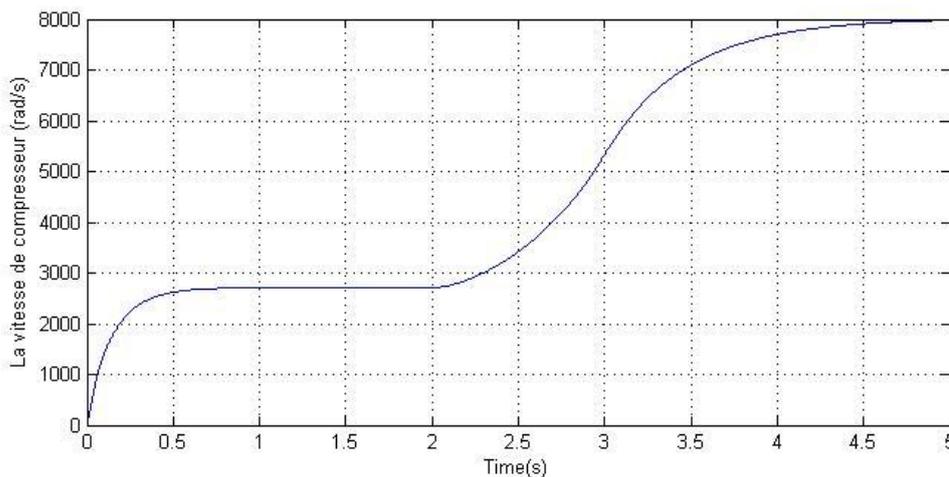


Figure 4.19b La vitesse de compresseur cas ($\tau_m=8.5$ NM)

On remarque que le contrôleur flou n’arrive pas à stabiliser le system à une valeur de couple mécanique égale à 8.5NM figure (4.21a)

La vitesse augmente de 2800rad/s à 8000 rad/s, dans ce cas la vitesse de compresseur dépasse la limite acceptable valeur de vitesse maximale donné par le constructeur est 7500rad/s Figure (4.21b).

4.5.2 Variation de la vitesse imposée par l'actionneur sur le compresseur

En utilisant le même contrôleur formulé dans la section 4.4.3, Mais cette fois ci en fait appel à un contrôleur PI de vitesse pour pouvoir varier la vitesse figure (4.22)

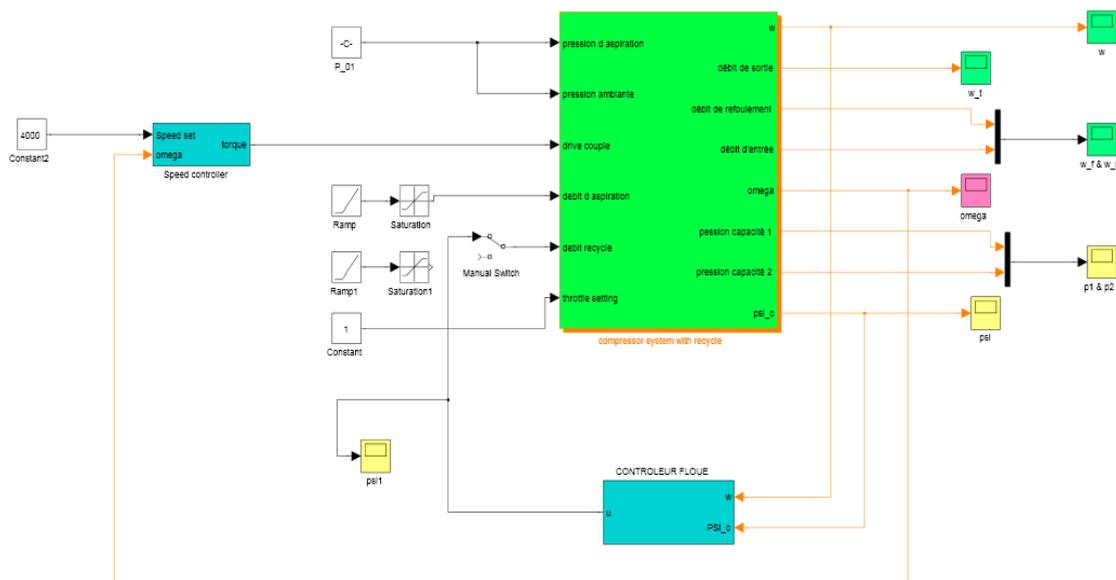


Figure 4.20 System de compression sous Simulink avec contrôleur flou et régulateur PI de vitesse

Cas d'une vitesse égale à 3650rad/s

On fait varier le point de consigne de régulateur PI de vitesse à $\omega=3650\text{rad/s}$ en trouve les résultats montrés dans les figures (4.23a) et (4.23b)

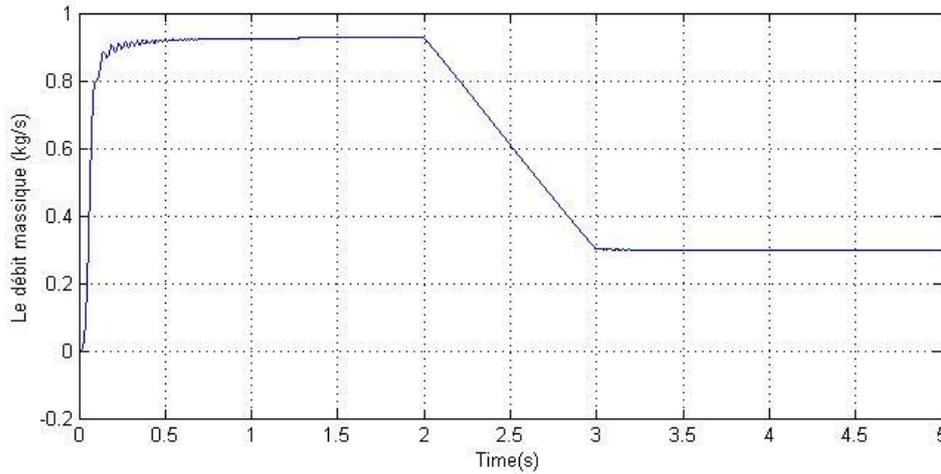


Figure 4.21a Le débit massique cas de $\omega=3650\text{rad/s}$

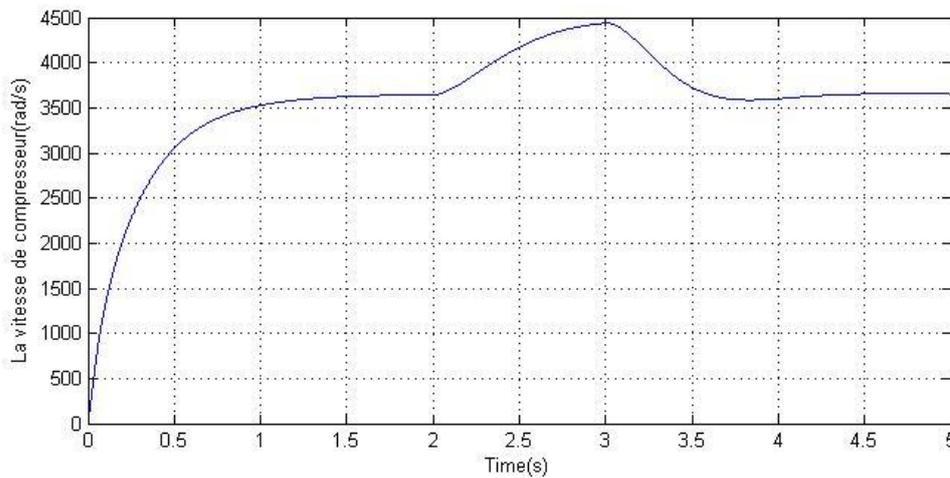


Figure 4.21b La vitesse de compresseur cas d'un point de consigne $\omega=3650\text{rad/s}$

On remarque que le système reste toujours stable et le contrôleur flou arrive à stabiliser le système même à une valeur de vitesse imposé par l'actionneur $\omega=3650\text{rad/s}$

Le débit massique augmente à une valeur de 0.9 kg/s et après la perturbation diminue à 0.3kg/s. Figure (4.23a)

La vitesse augmente de 4500rad/s mais le régulateur PI de vitesse arrive à stabiliser la vitesse à 3560 rad/s après 0.5 second figure (4.23b)

2- Cas d'une vitesse égale à 6000rad/s

On fait varier le point de consigne de régulateur PI de vitesse à $\omega=6000\text{rad/s}$ en trouve les résultats montrés dans les figures (4.24a) et (4.24b)

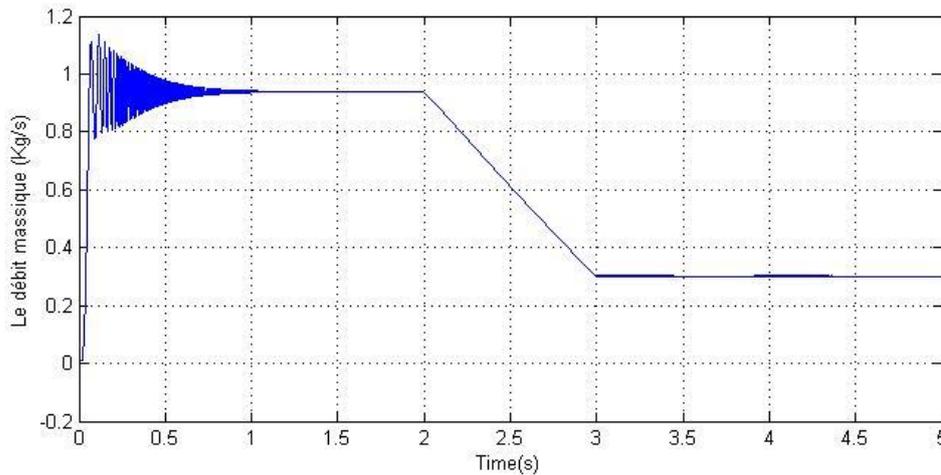


Figure 4.22a Le débit massique cas de $\omega=6000\text{rad/s}$

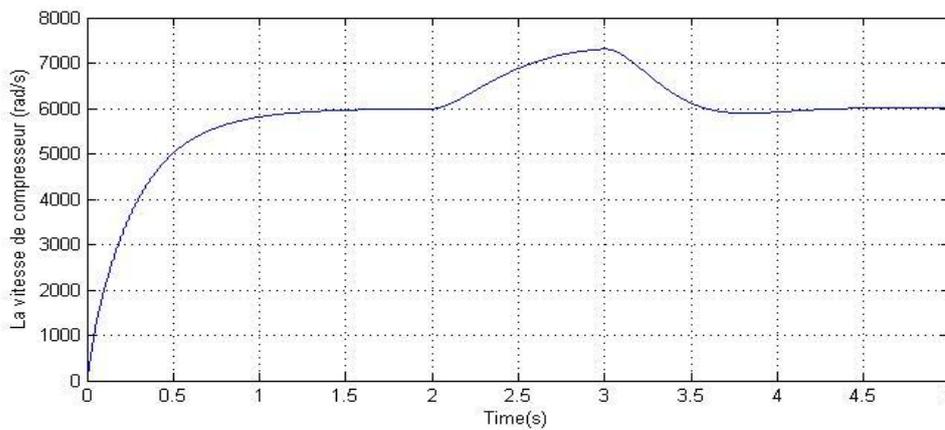


Figure 4.22b La vitesse de compresseur cas d'un point de consigne $\omega=6000\text{rad/s}$

On remarque que le system reste toujours stable et le contrôleur flou arrive à stabiliser le system même à une valeur de vitesse imposé par l'actionneur $\omega=6000\text{rad/s}$

Au démarrage Le débit massique augmente à une valeur de 0.9 kg/s avec des dépassements de 10%, mais en pratique en fait démarrer le compresseur en mode manuel et en peut éviter ce phénomène, et après la diminution de débit d'entrée (fermeture de la vanne d'entée) à $t=2\text{s}$ en remarque une diminution de débit massique à 0.3kg/s. Figure(4.24a)

La vitesse augmente de 7200rad/s (proche de la limite acceptable) mais le régulateur PI de vitesse arrive à stabiliser la vitesse à 6000 rad/s après 1 second figure (4.24b)

4.6 Comparaison entre le régulateur PID et le régulateur flou

D'après l'étude de simulation réalisée dans le chapitre III et le chapitre IV nous avons recapitalisé les résultats obtenus dans le tableau ci-dessous

Tableau 4.23 Comparaison entre le régulateur PID et le régulateur flou

Critère de performance	Contrôleur classique PID (sans commande sur la vitesse)	Contrôleur flou PI (sans commande sur la vitesse)
Temps de stabilisation de débit massique	2.5s	1s
Dépassement	23%	0%
Vitesse	Attient la valeur 3750rad/s (survitesse) et se stabilise après 1.5s	Attient la valeur 3500rad/s Et se stabilise après 1s
Perturbation variation de couple mécanique exercé τ_m	Stable jusqu'à un couple $\tau_m = 5\text{NM}$	Stable jusqu'à un couple $\tau_m = 8\text{NM}$
Perturbation variation de vitesse exercée par l'actionneur	Stable jusqu'à $\omega = 3650\text{rad/s}$	Stable jusqu'à $\omega = 6000\text{rad/s}$

D'après les résultats obtenus, nous pouvons conclure que la commande par logique floue par l'utilisation de régulateurs PI de type Mamdani nous donne des meilleures performances aussi bien en présence de la perturbation que lors d'une fermeture de la vanne d'alimentation.

4.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons choisi une méthode issue de l'intelligence artificielle : la logique floue pour la régulation anti pompage des compresseurs centrifuges afin d'améliorer les performances de fonctionnement du système de compression de gaz, ce choix est justifié afin de réaliser une commande non linéaire pour le système de compression qui reste performante même si le modèle change un petit peu .

Dans ce type de commande, la description linguistique de l'expertise de l'être humain est présentée sous forme de règles floues afin de contrôler le système.

Nous avons montré deux stratégies de contrôle.

La première est un cas spécial d'une vitesse de compresseur imposée par l'actionneur (Turbine à gaz) limitée entre 3000rad/s et 3500rad/s c'est la plage de vitesse de fonctionnement de notre compresseur selon des paramètres de process, dans ce cas et pour garder la vitesse stable nous avons introduit un contrôleur de vitesse classique.

Le contrôleur PI flou utilise le débit massique et sa variation pour localiser le point de fonctionnement afin de déterminer la meilleure action à prendre.

Le contrôleur PI flou présenté dans la première stratégie de contrôle améliore les performances de système de compression car après la fermeture de la vanne d'entrée le contrôleur PI flou arrive à stabiliser le débit massique après 1.3 s et sans dépassement, et la vitesse se stabilise après 1.5s

La deuxième est un cas général d'une vitesse variable jusqu'à 7500rad/s. vitesse maximale donnée par le constructeur de compresseur

Le contrôleur PI flou utilise la distance d correspond à la différence entre le flux horizontal du point de fonctionnement et le débit correspondant à la ligne de commande SCL. et sa variation pour localiser le point de fonctionnement afin de déterminer la meilleure action à prendre.

Le contrôleur PI flou présenté dans la deuxième stratégie de contrôle améliore les performances de système de compression car après la fermeture de la vanne d'entrée le contrôleur PI flou arrive à stabiliser le débit massique après 1 s et sans dépassement, et la vitesse se stabilise après 2.8 s

Et afin d'étudier la robustesse de notre contrôleur flou nous avons étudié aussi la réaction de contrôleur flou aux deux types perturbations, la variation du couple mécanique et de la vitesse exercée par l'actionneur.

Notre contrôleur reste performant même avec un couple mécanique $\tau_m=8$ NM, et une vitesse $\omega=6000$ rad/s.

D'après les résultats obtenus, nous pouvons conclure que la commande par logique floue pour le réglage des systèmes de compression par l'utilisation de régulateurs de type Mamdani nous donne des meilleures performances aussi bien en présence des perturbations que lors d'une fermeture de la vanne d'alimentation, de la variation du couple mécanique et de la vitesse exercé par l'actionneur.

Conclusion générale et perspectives

L'évolution des systèmes d'acquisition et de contrôle en temps réelle tel que le DCS rend la détection des défaillances dans les systèmes compliqués et à interactions possible et c'est le cas de notre système de compression de gaz où nous avons conçu un système expert utilise des captures de pression, de vitesse, de couple et de débit, la courbe caractéristique de compresseur donné par le constructeur et aussi l'expérience des personnels qui travaille dans ce type de système pour détecter et localiser le point de fonctionnement de compresseur et de juger la situation ou bien stable (sans faute) ou instable (pompage).

L'évolution des systèmes de production automatisés nous a permis de corriger les défaillances de notre système en temps réel, et rend la régulation des processus plus précise pour améliorer la production et le développement industriel. Les travaux développés dans ce domaine constituent une contribution à la synthèse des approches de régulation anti pompage par les méthodes classiques et évolués pour la protection des systèmes de compression contre le phénomène de pompage.

Ce travail aussi modeste qu'il soit nous a permis, dans un premier temps, la fonctionnalité des compresseurs centrifuges et de comprendre les différentes caractéristiques ainsi que l'effet de l'élévation de la pression de refoulement. Ceci nous a conduits à la présentation succincte du phénomène de pompage, de faire ressortir les conséquences de ce dernier sur les systèmes de compression. Et faire valoir les différentes méthodes de protection actuelles, et à développer les approches théoriques et les schémas de l'instrumentation qu'il faut installer sur site.

Ensuite, nous avons présenté des modèles mathématiques qui expriment le fonctionnement des systèmes de compression, notamment les compresseurs centrifuges. Nous avons présenté aussi le comportement du système en présence des perturbations, qui met le système en phase de pompage, puis nous avons montré le modèle mathématique en boucle fermé (modèle de recyclage) du compresseur et la vanne de recyclage. Après la fermeture de la vanne d'entrée le système entre en pompage, mais après l'ouverture de la vanne de recyclage manuellement, le système se stabilise après quelques secondes.

La problématique posée dans l'introduction a trouvé la solution dans le chapitre II par la modélisation mathématique, et dans le chapitre III et IV par l'application de la régulation pour palier aux problèmes de pompage.

Conclusion générale et perspectives

On a achevé cette étude, par des approches de régulation anti pompage afin d'éviter le fonctionnement à gauche de la ligne de protection. Nous avons présenté les résultats de fonctionnement obtenus par la régulation classique en appliquant le régulateur PID (voir chapitre III), puis nous avons donné une vision sur l'approche de régulation par l'intelligence artificielle particulièrement la logique floue (PI flou). (voir chapitre IV)

Le PI flou offre une bonne stabilité de fonctionnement en présence des perturbations. La régulation par le PI flou a donné plus de satisfaction que la régulation par PID classique.

Le principal intérêt de l'approche de la régulation à base de la logique floue, est d'améliorer le fonctionnement du système de compression de gaz. Cette approche apporte de meilleures performances par rapport à la régulation classique, dont la particularité est d'éviter l'ouverture permanente de la vanne de recyclage, ce qui améliore la production sans faire recycler le gaz avec de grandes quantités. En effet, cette technique de régulation a des retombés économiques considérables surtout pour les pays qui ont une économie basée sur les ressources d'hydrocarbures comme notre cas de l'Algérie.

- Les perspectives demeurent nombreuses et doivent être orientées vers les aspects suivants :
- Diagnostic et supervision des signaux vibratoires des compresseurs centrifuges.
- Modélisation de systèmes de compression de gaz en incluant la turbine à gaz
- Elaboration de la commande contrôleur de charge «load sharing» pour stabiliser le fonctionnement de nombreux des compresseurs centrifuges (cas d'une station de compression de gaz).

Références Bibliographiques

- [1] R. N. Brown, "Compressors: Selection and Sizing", 3rd edition. Elsevier Science & Technology Books, June 2005.
- [2] G. Bartolini, A. Muntoni, A. Pisano and E. Usai, "Compressor Surge Suppression by Second-Order Sliding Mode Control Technique", Department of Electrical and Electronic Engineering, University of Cagliari, ITALY, July 6-11, 2008.
- [3] J. Tommy Gravdahl, "Modeling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors", Dr.i.ng. thesis, Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, Norway 1998.
- [4] H. P. Bloch, "Understanding Centrifugal Process Gas Compressors", Compressors and Modern Process Applications: John Wiley & Sons, Inc., Copyright © 2006.
- [5] H. P. Bloch, "Dynamic compressor technology", A Practical Guide to Compressor Technology, Second Edition: John Wiley & Sons, Inc. Copyright © 2006.
- [6] P. Franciscus and T. Willems, "Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Technische Universiteit: Eindhoven, 2000.
- [7] A.N.Vishwanatha Rao and O.N.Ramesh, "The dynamics of surge in compression systems", Gas Turbine Research Establishment, Bangalore, Department of Aerospace Engineering: Indian Institute of Science, February-April 2007.
- [8] Gas Machinery Research Council, "Application Guideline for centrifugal compressor surge control systems", Southwest Research Institute: Release version 4.3, April 2008.
- [9] Klešáková, "Variable composition gas centrifugal compressor antisurge protection", Praha, Czech Republic, 1947.
- [10] Torbjorn Sonstebo Grong, " modeling of compressor characteristics and active surge control ", Norwegian University of Science and Technology 2009.
- [11] Mark Menezes, " Selecting Pressure Transmitters to Improve Centrifugal Compressor Safety & Efficiency ", Presented to Texas A&M Instrumentation Symposium, 2004.
- [12] Venzas Dimitrios and Petropoulos George, "Industrial Compressor Anti-Surge Computer control", World Academy of Science, Engineering and Technology 2007.
- [13] L. Giarre, D. Bauso, P. Falugi and B. Bamieh, "LPV model identification for gain scheduling control An application to rotating stall and surge control problem", Mechanical and Environmental Engineering, University of Caledonia, Santa Barbara, CA 93106, USA. Received 9 January 2003; accepted 27 January 2005.
- [14] Lance Gordon Jonson, "Surge Testing of Natural Gas Pipeline Centrifugal Compressors",
- [15] J.V. Helvoirt, Centrifugal Compressor Surge Modeling and Identification for Control, Eindhoven: Eindhoven, 2007.
- [16] Frelin M, " *Caractéristiques des fluides* ", traité sciences fondamentales, 1998.
- [17] Gilbert Riollet, " *Théorie générale des turbomachines* ", technique de l'Ingénieur, Doc. B 4 400 –1998(article).
- [18] Heinz P. Bloch, Process Machinery Consulting, " A Practical Guide To Compressor Technology ", Second Edition Wiley-Interscience 3002, ISBN-13: 978-0-471-72793-4

Références Bibliographiques

- [19] H. Mzad, "Etude théorique et pratique de phénomène de pompage dans les compresseurs industrielles", *czasopismotechniczne*, 2007 ISSN 0011-4561
- [20] B. Bradley, "*Petroleum engineering handbook*", Society of Petroleum Engineering Richardson, Tx, USA 1992
- [21] Jean Marie Mérigou, "Ventilateurs – Compresseurs, notions fondamentales", *technique de l'Ingénieur*, 1998(article).
- [22] Jean-Marc Pugnet, "Pompage des compresseurs", *technique de l'Ingénieur* BM 4 182(article).
- [23] Pignone N, "compresseur centrifuge", Doc. 1998
- [24] Bjern Ove Barstad, and J. T. Gravdahl, "The recycle Compression System", Master of Science in Engineering, NTNU, 2010
- [25] Dorsa Sanadgol, "Active control of surge in centrifugal compressors using magnetic tip clearance actuation", PHD University of Virginia 2007.
- [26] Av AtleAndreassen, "Stabiliserenderegulering av compressor", *Prosess-systemteknikkfordypningsemneNorgesteknisk-naturvitenskapeligeuniversitet*, 23:11:2001
- [27] BjørnarBøhagen, "Estimator design ogaktivregulering av surge for sentrifugalkompressor", *NorgesTeknisk-NaturvitenskapeligeUniversitetInstitutt For TekniskKybernetikk*, 3. juni 2002.
- [28] BjørnOveBarstad, "The Compressor Recycle System", Norwegian University of Science and Technology, August 2010
- [29] Dan Fontaine, Shengfang Liao, James Paduano, and Petar V. Kokotovic, "Nonlinear control experiments on an axial flow compressor", *iee transactions on control systems technology*, vol. 12, no. 5, september 2004.
- [30] E.S. El Motawally M QbuRayan, "Modeling techniques for predicting compressor performance during surge and stall", *Fluids engineering division conference*, 1996.
- [31] Frank Willemsa, Heemelsb, Bram de Jager, Anton A. Stoorvoege, "Positive feedback stabilization of centrifugal compressor surge", *Automatica* 38 (Elsevier) 311–318, 2002.
- [32] Jan van Helvoirt, "Centrifugal compressor surge modeling and identification for control", Eindhoven : TechnischeUniversiteit Eindhoven, ISBN-13: 978-90-386-1095-5, 2007
- [33] Jan Tommy Gravdahl and Olav Egeland, "Control Of The Three State Moore-Greitzer Compressor Model Using A Close-Coupled Valve", *IEEE Multi-conference on Systems and Control Saint Petersburg, Russia*, July 8-10, 2009
- [34] Jan Tommy Gravdahl, FrankWillems, Bram de Jagerand Olav Egeland, "Modeling for surge control of centrifugal compressors", *comparison with experiment Norwegian University of Science and Technology*.

Références Bibliographiques

- [35] Jean Nicolai Johannesson ,“Observerdesign, kontraksjonsanalyseogaktivreguleringav surge I sentrifugalkompressorerInstitutt for TekniskKybernetikkNorgesTeknisk-Naturvitenskapelige Universitet,1 Juni 2004.
- [36] Konstantin O. Boinov, Elena A. Lomonova ,“ surge Control of the Electrically Driven Centrifugal Compressor ”, Ieee transactions on industry applications, vol. 42, no. 6, november/december, 2006.
- [37] Olav Stene,“Estimeringavmassestrøm for brukiaktivreguleringav surge isentrifugalkompressorer ”, Institutt For TekniskKybernetikkNorgesTeknisk-Naturvitenskapelige Universitet,2. juni 2003.
- [38] Tove Helene Hovd ,“ Modeling, state observation and control of Compression System”, department of engineering cybernetics , norwegian university of science and technology, 2007.
- [39] Wei Jiang, Jamil Khan, Roger A. Dougal ,“ Dynamic centrifugal compressor model for system simulation ”, Journal of Power Sources 158 (2006) 1333–1343, 2005.
- [40] YasuyukiKomatsubaraShimpeiMizuki ,“ Dynamical system analysis of unsteady phenomena in centrifugal compressor ”, Department of Mechanical Engineering, Hosei University, Tokyo 184, Japan, J. of Thermal Science Vol.6, No.1 1996
- [41] Heinz P. Bloch, "Compressor control", A Practical Guide to Compressor Technology, Second Edition, John Wiley & Sons, Inc. Copyright © 2006.
- [42] M. Sugeno, G.T.Kang ,“ Structure identification of fuzzy models ,” Fuzzy sets and systems, vol.28, pp. 15-33, 1988.
- [43] Naoto HAGINO, Kazufumi UDA and YasushigeKASHIWABARA ,“ Prediction and Active Control of Surge Inception of a Centrifugal Compressor ”, proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo November 2-7, 2003
- [44] B. Meunier, Bernadette,“ La logique floue et ces application ,”addison-wesley France, 1995
- [45] H. Scholten,“Logique floue et régulation PID,” théorie et pratique de la régulation active avec interface à réaliser soi-même et programme d'expérimentation publitrionic, 1995.
- [46] L. Zadeh,“ Fuzzy sets ,” Information and control, vol. 8, 1965
- [48] L. Zadeh,“ Outline of new approach to the analysis of complex systems and decision ,” IEEE.Trans. SMC, vol.3, pp. 28-44, 1973.
- [49] M. Sugeno,“Industrial applications of fuzzy control ,”édition Amesterdam, 1985.
- [50] B. Mendil ,“ Outils structurels et algorithmiques pour la commande intelligente ,” thèse de doctorat, université de Sétif, 2002.

Références Bibliographiques

- [51] J.R. Jang, C.T. Sun, "Neuro-fuzzy modeling and control," proc of IEEE, vol.83, N0.3, pp. 387-406, 1995.
- [52] K.M. Passino, S. Yurkovich, "Fuzzy control," Addison-wesley, longmanInc, 1998. Prentice-hall, englewoodclifs, Nj, 1994.
- [53] H. Buhler, "Le réglage par logique floue," presses polytechniques romandes, 1994.
- [54] S. Yen, C. Juo, "New hybrid fuzzy controller for direct torque control induction motor drives," IEEE. Trans. pow.elect, vol.18, N0.5, pp. 1211-1219, 2003.
- [55] Salim Hamed Thunaiyan Al-Mawali, Jie Zhang, "A fuzzy approach to active surge control of centrifugal compressors," School of Chemical Engineering and Advanced Materials, University of Newcastle upon Tyne, Newcastle upon Tyne, NE1 7RU, UK
- [56] Salim Hamed Thunaiyan Al-Mawali, Jie Zhang, "Compressor surge control using a variable area throttle and fuzzy logic control," Transactions of the Institute of Measurement and Control OnlineFirst, February, 2010
- [57] PI-flou avec une seule entrée pour la commande sans capteur mécanique du MAS exceptée de la rotation directe de Park A. Lokriti I. Salhi S. Doubabi
- [58] M. Cao, J.L. Silwaneto, H. Huy, "Fuzzy logic based controller for induction motor drives," IEEE. Trans. Fuzzy systems, pp. 631-634, 2000.
- [59] H.A.F. Mohamed, W.P.Hew, "A fuzzy logic vector of induction motor," IEEE. Trans. fuzzy systems, vol. 3, pp. 324-328, 2000.
- [60] G. Nagib, W. Ghrieb, Z. Binder, "Application of fuzzy control to non-linear thermal process," proc. 31st conf. Dec. contr, pp. 1154-1159, 1992.
- [61] L.X. Wang, "Adaptive fuzzy systems and control," design and analysis.
- [62] Niehais Contributions à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuge 2003
- [63] NurUddine 012 Bond Graph Modeling of centrifugal compressor system 2013