REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES MEDEA

MÉMOIRE DE MASTER

Département de Technologie

Spécialité : Génie mécanique et énergie renouvelable

E valuation de la performance d'un Compresseur (Rebundle) dans la Région Pétroliére TFT.

Présenté et soutenu par :

-TOUHAMI Illyace

-BOUGHABA HACEN

Dirigé par :

- ***Dr. RABHI***

Année universitaire : 2021-2022

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

- **A mes parents. Qui ont consacrés leur existence à bâtir la mienne, pour leur soutien, patience et soucis de tendresse et d'affection pour tout ce qui ils ont fait pour que je puisse arriver à ce stade.**
- **A toute ma grande famille, avec tous mes sentiments de respect.**
- **A ma Femme Qui m'a soutenu et encouragé duranttoute la période de réalisation de ce travail.**
- **A mes très chers enfants Adamet MariaNourcine qui m'ont supporté durant toute la période de réalisation de ce travail.**
- **A mon binôme ILLyace**
- **A tous mes amis**
- **A tous ceux qui m'm'ont aidé de près ou de loin dans ce travail.**

Ahcene

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail à :

- **A ma mère qui m'a encouragé durant toutes mes études,**
- **A mon père qui est toujours disponible pour nous, et prêt à nous aider, je lui confirme mon attachement et mon profond respect.**
- **A mes la mémoire de mon ex directeur Mr : GHOBRINI Moussa.**
- **A mon binôme BOUGHABA Achène**
- **A tous mes amis**
- **A tous ceux qui m'm'ont aidé de près ou de loin dans ce travail.**

Illyace

Remerciements

Tout d'abord nos premiers remerciements à Dieu Tout-Puissant qui nous a tout donné.

Ce travail a été réalisé au Département de Génie Mécanique sous la direction du maître de conférences : Mr. ;**RIBHI Réda**. Nous tenons à lui exprimer notre gratitude pour ses conseils judicieux et ses encouragements. C'est un honneur pour nous de travailler sous sa direction.

Nous remercions également le professeur ……. Et ……. Qui ont participé à l'évaluation de ce travail.

Nous remercions tous les professeurs de département qui nous ont permis d'atteindre ce niveau d'études, et connaissances en général.

Un grand merci à Mr. TAWAIBA Foudil et Mr. KHELALFA Ibrahim, pour nous avoir fourni tous les documents nécessaires pour la réalisation de ce travail.

Enfin, je remercie également tous ceux qui ont participé matériellement ou moralement à la réalisation de ce travail.

Introduction01

Chapitre I. I-Présentation De La Région T.F.T

I.1 Situation géographique 04

I.2.1. Introduction 04

I.2.2. Composition De L'unité 06

I.2.2.1. L'unité de gaz 07

I.**2.2.2**. La salle de contrôle 17

I.**2.2.3**. La sous-station17

I.**2.2.4**. L'unité d'incendie18

I.**2.2.5.** Les dives 18

Chapitre II. **Problème de fonctionnement des turbines en périodes d'été en mode**

Contrôle température

II .1. Introduction 20

II.2. Facteurs externes affectant les performances du TAG 20

II.2.1. Température d'aspiration (l'air ambiant) 20

II.2.2. Pression atmosphérique ambiante 21

II.2.3. Humidité de l'air ambiant 22

II.3. Facteurs internes affectant les performances du TAG 23

II.3.1. Problème dans le combustible 23

II.3.2. Les pertes de pression de l'installation 23

II.3.3 Propreté du compresseur 29

II.4. Contrôle De Température Dans Les Turbine A Gaz 30

II.4.1. Contrôle Température Et Protection 30

II.4.2. Courbes de protection contre là sur température d'échappement 31

II.4.3. Retour Sur La Température D'échappement & Protection 32

II.4.4. Contrôle Et Protection De La Température D'échappement 33

II.4.5. Limites De Température Des Thermocouples De L'espace Roue 34

II.5 Calcule thermique de l'installation turbine à gaz MS 5002 35

II.5.1. Présentation De Thermoptim 35

II.5.2. Calcul de la puissance et du η dans les conditions ISO 37

II.5.3. Evaluation de la puissance conditions site 42

A-Evaluation de la puissance Pour une température de 45°, Altitude = 440 m 43

B- Evaluation de la puissance Pour une température de 55°, Altitude = 440 m 44

II.5.4. Interprétation du résultat 45

II.5.5. Constatation 46

II.5.6. Solutions possibles pour l'optimisation de la puissance 46

II.5.6. 1.Injection de la vapeur d'eau a l'admission 46

II.5.6. 2.Changement des ailettes turbinent 47

II.5.6. 2.Réduction de la puissance consommée par la charge 47

Chapitre III. Description générale sur les compresseurs Centrifuges

III.1. Définition 49

III.2. But de la compression 49

III.3. Classification des compresseurs 49

III.3.1. Compresseurs volumétrique 50

III.3.1. 1.Compresseurs à piston 50

III.3.1. 2.Compresseurs rotatifs volumétrique 50

III.3.2. Les turbocompresseurs 51

III.3.2.1. Compresseurs axiaux 51

III.3.2.2. Compresseurs centrifuges 51

III.3.3 Critères de sélection des compresseurs 52

III.4. Description générale des compresseurs centrifuges 53

III.4.1. Les types de compresseurs centrifuges 54

III.4.1. 1. Compresseurs type à volute unique (single volute) SRL 54

III.4.1.2. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split) (MCL) 55

III.4.1.3. Compresseurs avec corps ouverts verticalement (pipeline) ; PCL. 56

III.4.1.4. Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel) BCL 56

III.4.1.5. Désignation des compresseurs centrifuges nuovo-pingnon 57

III.4.2. Classification des compresseurs centrifuge en fonction 58

de la section d'aspiration Et du refoulement

III.4.2. 1. Compresseur BCL et MCL 58

III.4.2. 2. Compresseur 2BCL et 2MCL 59

III.4.2. 3. Compresseur 3BCL et 3MCL 60

III.4.2. 4. Compresseur DBCL et DMCL 61

III.5. Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges 61

III.5.1. Parties fixes 62

III.5.1. 1.Corps ouverts horizontalement MCL 62

II.5.1. 2.corps ouverts verticalement BCL 63

III.5.1. 3.Bride des sections d'aspiration et de refoulement 63

III.5.1. 4.diaphragmes 64

III.5.1. 5. Diffuseurs 65

III.5.1. 6. Paliers 66

III.5.1. 7. Système d'étanchéité 68

III.5.2. PIECES ROTATIVES 73

III.6. Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge 79

III.6. 1.Parcourt de gaz 79

III.6. 2.Poussée axiale 84

III.6. 3. Aperçu des courbes de performance 86

III.6. 4. Système d'huile de lubrification 93

III.6. 5. Instrumentation 94

Chapitre IV. PROJETS DE CONCEPTION ET DE RÉNOVATION, MODERNISATION DES COMPRESSEURS CENTRIFUGE

IV.1 introduction 97

IV.2 La rénovation 97

IV.3 Diverses options pour l'amélioration des installations de compression. 98

IV.3.1. Modification De La Capacité (Ajustement Des Conditions De Processus). 98

IV.3.2 Désengorgement 99

IV.3.3-Modernisation 99

IV.3.3.1Mise à niveau (Upgrade) 99

IV.3.4. Remplacement de l'existant Compresseur 101

IV.3.5. Ajout d'un nouveau compresseur 101

IV.4. Limites de la réévaluation 102

IV.4.1. Limites de puissance 102

IV.4.2. Limites de vitesse 102

IV.4.3. Limites de contrainte de rotation 102

IV.5. Analyse approfondie de la mise en œuvre opérationnelle pour 103

Une fiabilité de planification maximale

IV.5.1. Procédures d'évaluation 103

IV.5.2. Ingénierie de détail 103

IV5.3. Ingénierie analytique 104

IV.6. Projets de rénovation des compresseurs centrifuges de l'unité 104

de traitement des gaz associez UTGA

IV.6.1. Exigences du projet 104

IV.6.2. Information technique utiles 104

IV.6.2.1. Définition du compresseur K101A/B 105

IV.6.2.2. Définition du compresseur K102A/B 105

IV.6.2.3. Définition du compresseur K103A/B 105

IV.6.3. Plans d'actions parfaitement définis pour des solutions de pointe 107

IV.6.3.1. Analyse des dysfonctionnements 107

IV.6.3.1.1. Quantification de la disponibilité 108

IV.6.3.1.2. Disponibilité moyenne 108

IV.6.3.2. Ingénierie analytique 110

IV.6.3.2.1. Calcule de la puissance absorbée par les 3 compresseurs pour 111

Les données originales du processus

IV.6.3.2.2. Calcule de la puissance absorbée par les 3 compresseurs 115

Pour les données actuelles du processus

IV.6.3.2.3. Interprétation des résultats obtenus 119

IV.6.3.3. Propositions de modifications, de mises à niveau119

Et d'améliorations techniques du système de compression de l'UTGA

IV.6.3.3.1. Changement des ballons d'aspirations et de refoulement 119

IV.6.3.3.2. Modification des aéré-réfrigérants (E101 A/B, E102 A/B, E103 A/B) 120

IV.6.3.3.3. Rebundle des compresseurs 456A/B, 406A/B, 407A/B 121

IV.6.3.4. Contrôle de faisabilité des nouvelles Propositions 127

IV.6.3.4.1. Calcule des nouveaux paramètres pour une vitesse de 98.7% (9752RPM) 127

IV.6.3.4.2. Calcule des nouveaux paramètres pour une vitesse de 100.2% 133

IV.6.3.4.3. Comparaison des résultats obtenus 136

Conclusion général138

Chapitre I. I-Présentation De La Région T.F.T

Tableau I.1. Paramètres des centres des séparations et de stockage huile

Tableau I.2. Production d'eau TAM – TFNE

Tableau I.3. L'injection d'eau CS2 – AMASSAK

Tableau I.4. La fiche technique de l'installation

Chapitre II. PROJETS DE DE RÉNOVATION, MODERNISATION DES COMPRESSEURS CENTRIFUGE

Tableau II.1. L'analyse thermographique de gaz combustible de l'UTGA

Tableau II.2. Pertes de pression à l'admission et l'échappement des ITG

Tableau II.3. Valeurs de protection contre là sur température d'échappement

Tableau II.4. Paramètre de fonctionnement là l'installation turbine à gaz MS5002B

Chapitre IV. PROJETS DE CONCEPTION ET DE RÉNOVATION, MODERNISATION DES COMPRESSEURS CENTRIFUGE

Tableau IV.1.Déférents caractéristique des compresseurs de l'UTGA

Tableau IV.2. De suivi temps de marche2020

Tableau IV.3. De suivi temps de marche2021.

Tableau IV.4. Paramètre originaux du processus

Tableau IV.5. Paramètres de fonctionnement des compresseurs âpres rebundle a 98.7% de vitesse.

Tableau IV.6. Paramètres de fonctionnement des compresseurs âpres rebundle a 100.2% de vitesse.

Chapitre I. I-Présentation De La Région T.F.T

Figure I.1. Situation géographique de la région pétrolière TFT

Figure I.2. L'organigramme de la région TFT

Figure I.3. Organigramme de la distribution d'électricité

Figure I.4. Les arrivés de gaz à l'unité UTGA

Figure I.5. Composition de l'UTGA

Figure I.6. Section de compression des gaz BP

Figure I.7. Train de compression HP.

Figure I.8. Section de compression et de décompression

Figure I.9. Section de déshydratation

Figure I.10. Section de traitement de gaz

Figure I.11. Les installations communes

Figure I.12. Schéma synoptique de la station

Chapitre II. Problème de fonctionnement des turbines en périodes d'été

Figure II.1. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

Figure II.2. Variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude

Figure II.3. La puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude

Figure II.4. L'influence de l'humidité relative

Figure II.5. Variation du pouvoir calorifique en fonction du type de combustible

Figure II.6. System admission

Figure II.7. System d'échappement

Figure II.8. L'influence de l'encrassement du compresseur sur les performances de l'installation

Figure II.9. Déformation du tube a flamme

Figure II.10. Destruction du premier étage de la turbine

Figure II.11. System contrôle température

Figure II.12. L'influence du débit du combustible

Figure II.13. Courbes de protection contre la surchauffe des gaz d'échappement

Figure II.14. Thermocouples d'échappement

Figure II.15. Températures d'échappement

Figure II.16. Courbe de protection de la température d'échappement

Figure II.17. Thermocouple espace roue

Figure II.18. Schémas fonctionnel de l'installation turbine à gaz MS 5002B

Figure II.19. Diagramme température entropie de l'installation turbine à gaz MS5002B

Figure II.20. L'effet de la condensation des d'eau sur les ailettes du compresseur axial

Chapitre III. Description générale sur les compresseurs Centrifuges

Figure III.1. Classification des Compresseur

Figure III.2. Plage de fonctionnement des Compresseurs

Figure III.3. Compresseur centrifuge

Figure III.4. Compresseur centrifuge volute unique

Figure III.5. Compresseur centrifuge devisé horizontalement(MCL)

Figure III.6. Compresseur centrifuge devisé verticalement (PCL)

Figure III.7. Compresseur centrifuge devisé verticalement (BCL)

Figure III.8. Désignation des compresseurs centrifuges

Figure III.9. Configuration une seule section on ligne.

Figure III.10. Configuration Deux compresseurs en série, dans un seul carter

Figure III.11. Configuration Plus de deux sections de compression en une seule enveloppe.

Figure III.12. Deux sections de compression en parallèle dans la même enveloppe.

Figure III.13. Composants fixes du compresseur BCL

Figure III.14. Assemblage du faisceau « « diaphragme bundle assemble »

Figure III.15. Faisceau « « bundle »

Figure III.16. Diffuseur

Figure III.17. Palier porteur « à patins oscillantes »

Figure III.18. Palier de butée

Figure III.19. System d'étanchéité

Figure III.20. Déférents types des labyrinthes

Figure III.21. Positionnement des labyrinthes dans le compresseur

Figure III.22. Système d'étanchéité a barrage d'huile

Figure III.23. Garniture sèche « dry gas seal »

Figure III.24. Rotor

Figure III.25. Déférentes forme des impulseurs

Figure III.26. Impulseur 2D – 3D

Figure III.27. Collier de butée

Figure III.28. Tambour d'équilibrage

Figure III.29. Section d'admission (volute d'aspiration).

Figure III.30. Section d'admission (ailette d'admission)

Figure III.31. Section intermédiaires

Figure III.32. Évolution de la pression et de vitesse d'un un étage de compression

Figure III.33. Section de décharge (volute de refoulement).

Figure III.34. Sens de poussé axial d'une roue

Figure III.35. Sens de poussé axial avec installation d'un piston d'équilibrage

Figure III.36. Diagramme de courbe de performance

Figure III.37. Limite de pompage

Figure III.38. Débit à l'intérieur d'une roue pendant le fonctionnement normal

Figure III.39. Débit à l'intérieur d'une roue pendant le pompage

Figure III.40. Diagrammes des paramètres de processus pendant le pompage

Figure III.41. Zone de fonctionnement sûr pour compresseur centrifuge

Figure III.42. Système de protection anti-pompage

Figure III.43. La marge de sécurité maintenue entre le SLL et le SCL

Figure III.44. System huile de lubrification

Figure III.45. Déférents types des thermocouples utilisés dans les compresseurs centrifuges

Figure III.46. Sonde de vibration

Chapitre IV. PROJETS DE CONCEPTION ET DE RÉNOVATION, MODERNISATION DES COMPRESSEURS CENTRIFUGE

Figure VI.1. Train de compression de l'UTGA

Figure VI.2. Schéma compresseur BCL 456

Figure VI.3. Schéma dimensionnel compresseur 456

Figure VI.4. Schéma compresseur BCL 406

Figure VI.5. Schéma compresseur BCL 407

Figure VI.6. Train de compression de l'UTGA après rebundle

Figure VI.7. Nouvelles courbes de performance compresseur 455 à 98.7% de charge

ملخص

أثناء تصميم وبناء الوحدات الصناعية، يؤخذ في الاعتبار تقليل استهلاك الطاقة. يهدف انشاء محطة التوربين الغازي لوحدة ضغط الغاز UTGAإلى توليد طاقة تبلغ 26 ميغاوات في ظل ظروفISO، ولكن نظرًا لتأثير ظروف الموقع في المناطق الصحراوية، بما في ذلك منطقةTFT، فإنهابتداء من 45 درجة مئوية،تبدأ هذه الطاقة في التناقص إلىغاية 18ميغاوات، كما يؤدي التغيير في ظروف عمليةالضغط إلى زيادة الطاقة اللازمة، مما يؤدي إلى اضطرابات كرة في تشغيل الوحدة

في سياق التحسين المستمر، يعد thermoptim أداة ندمجه تستخدم لمحاكاة سيناريوهات تشغيلمختلفة لسلسلةالضغط وفقا لمختلف ظروفالعملية، ولاعتماد أفضلها.

توجد عدة خيارات لتطوير الوحدة، نظرًا للمناخ الاقتصادي الحالي، هناك اهتمام متزايد بتجديد أو ترقية معدات الوحدة. من الخيارات الجيدة لزيادة الإنتاج الفعلي لـ UTGA هو القيام بما يعرف بعملية rebundleالضواغط الموجودة. تبدأ مشاريع Rebundle بتحليل بيانات حقيقي، تليها دراسة فنية لمختلف الفرص التي تنتهي بالتوصية بأفضل الحلول. توفر عملية rebundle أكثر من 10 بالمائة من الطاقة.

Résumé

Lors de la conception et de la réalisation des unités industrielles, la réduction de la consommation d'énergie est prise en compte. L'installation turbine à gaz de l’unité de compression des gaz torché est destinée à générer une puissance de 26 MW dans les conditions ISO, mais En raison de l'influence des conditions de site dans les zones désertiques, y compris la zone TFT, a partir de 45C° cette puissance est diminué jusqu’ a à 18 MW, aussi Le changement des conditions de processus entraine une augmentation de puissance nécessaire pour la compression,Cela entraîne des perturbations importantes dans le fonctionnement de l'unité

Dans le cadre de l’amélioration continue, le thermoptim est un outil de modalisation permis de simuler déférent scénario de fonctionnement de la chaine de compression en fonction de déférents paramètres de processus, et d’adopter le meilleur.

Plusieurs options pour l’amélioration de l’unité, Compte tenu du climat économique actuel, on s'intéresse de plus en plus à la rénovation ou à la modernisation de l'équipement de l’unité. Une bonne option pour augmenter la production réelle de l'UTGA consiste à rebundle les compresseurs existants.Les projets de rebundle commencent par une véritable analyse des données, suivie d'une étude technique sur diverses opportunités qui se terminent par la recommandation de la meilleure solution.

L’opération de Rebundle permet d'économiser plus de 10. De puissance.

Summary

During the design and construction of industrial units, the reduction of energy consumption is taken into consideration.The gas turbine installation of the gas compression unit is intended to generate a power of 26 MW under ISO conditions,but due to the influence of site conditions in desert areas, including the TFT area, from 45C° this power is reduced to 18 MW,also, the change in process conditions leads to an increase in the power required for compression,This leads to significant disturbances in the operation of the unit.

In the context of continuous improvement, the thermoptim is a modeling tool used to simulate a different operating scenario of the compression chain according to different process parameters, and to adopt the best one.

Several options for upgrading the unit, given the current economic climate, there is more and more interest in renovating or upgrading the equipment of the unit

A good option to increase the actual output of UTGA is to rebundle existing compressors.

Rebundle projects begin with a real data analysis, followed by a technical study of various opportunities that ends with the recommendation of the best solution.

Rebundle operation saves more than 10. Power.

Introduction

Introduction générale :

Les installations turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur sa puissance générée, pondant les périodes estivale la turbine à gaz de l'UTGA est limitée par les température trop élevée ce qui limite le débit de l'installation Surtout après le changement de la composition du gaz.

Alors que les utilisateurs de compresseurs cherchent à maximiser la production de leurs installations ou à réduire leurs coûts d'exploitation, ils sont souvent confrontés à des choix entre l'achat de nouveaux équipements ou la mise à niveau de leurs turbomachines existantes. Compte tenu du coût de construction d'un nouveau train de compresseurs complet et de ses systèmes de support associés, il peut parfois être beaucoup plus rentable de remettre à neuf l'équipement existant

Afin de mieux comprendre et cerner cette situation, nous avons lancer un travailde modélisation d'un train de compression à l'aide du logiciel de modélisation systématique detechnologie énergétiqueappelé thermoptim. Ce programme sera utilisé pour modélisation thermique et thermodynamique en régime stationnaire de ses différents composants.

La comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats de modélisation va nous permettre d'affirmer la validité de ce travail dans le but est de mieux comprendre et perfectionner de nouveaux designs et assurer un fonctionnement convenable des turbines a gaz sans risque de déclanchement et par la suite préserver la continuité de la production de l'UTGA.

Ce travail va être organisé en quatre chapitres où le chapitre 1 est une description détaillée qui

Va présenter le fonctionnement, le rôle et la place de l'unité de traitement et de compression des gaz associent

En suite dans le chapitre 2 nous allons donner une image claire sur la problématique de fonctionnement des installations turbine agaz dans les périodes estivales en mode contrôle température avec un recyclage fréquent de gaz dans les compresseurs centrifuges. Cette problématique va être traitée après une étude qui résumera les travaux réalisés dans ce domaine dans le chapitre 4.

Le chapitre 3 nous Permettra d'avoir une idée claire sur les technologies des compresseurs centrifuges et leur fonctionnement.

Le chapitre 4 est consacré à la rénovation de system de compression de l'unité de traitement et compression des gaz associes, basée sur le rebundle des compresseurs existants avec une étude et modélisation des différents régimes de charge.

Enfin nous terminerons ce travail par une conclusion générale.

CHAPITRE I

I. Présentation De La Région T.F.T

I.1. Situation géographique

La région du T.F.T est située au nord-ouest du bassin d'ILLIZI, à 1300 Km au sud-est de la capitale, à 500 Km au sud de HASSI-MESSAOUD et à 300 Km au nord-ouest d'IN-AMENAS sur la route national n°3. Précisément T.F.T est délimité par les coordonnée UTM (universel transverse Mercator) X1=310000, Y1=3110000 ; X2=400000, Y2=3190000.

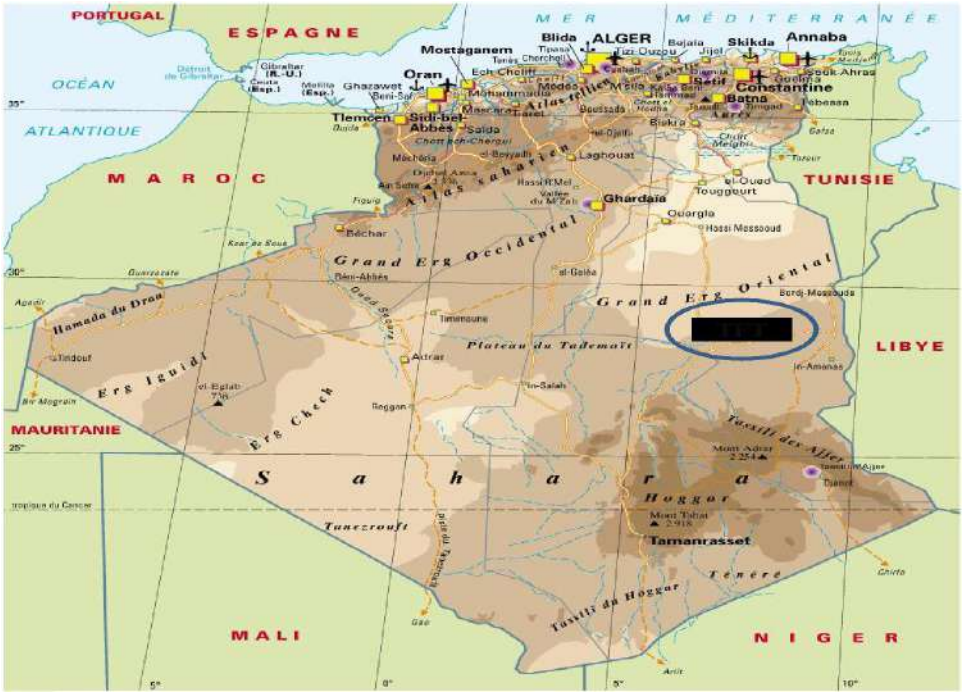


Fig. I.1 Situation géographique de la région pétrolière TFT

I.2.DESCRIPTION DE L'UNITE (UTGA)

I.2.1. Introduction :

L'unité de traitement des gaz associés a été construite pour l'objectif de récupération des gaz associés produits aux centres de séparation CS1, CS2, CS3, CS4, CS5 et Amassak. Ces gaz sont collectés par un réseau de collecte, puis comprimés, séchés et traités tout en produisant du condensât.

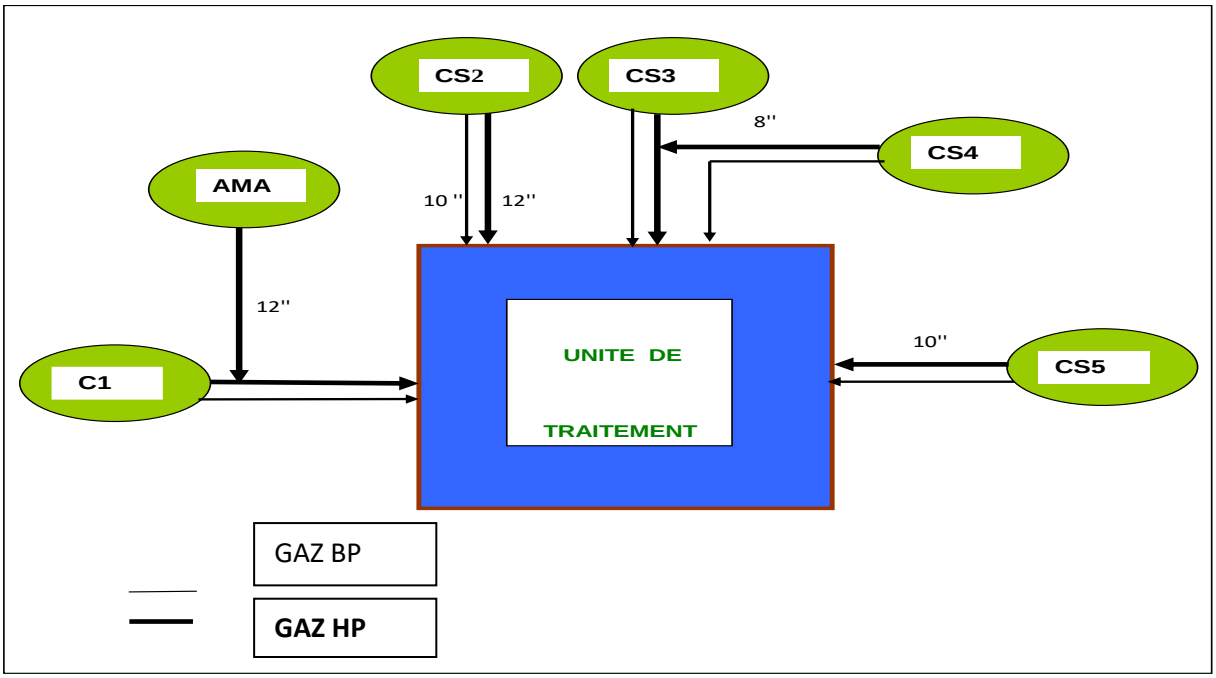


Fig. I.4. Les arrivés de gaz a l'unité UTGA

A la sortie du dernier compresseur. La pression du gaz atteint 80 bars

Le gaz produit, excepté une partie qui est utilisé pour le gaz-lift, est injecté dans le gazoduc Alrar-Hassi R'Mel au moyen d'une canalisation.

Les installations sont constituées essentiellement de :

- Une station de traitement et de compression avec les installations connexe.
- Canalisation du gaz d'alimentation et du gaz produit.
- Tuyauterie et instrumentations complémentaires au niveau des centres de séparation existants (CS1, CS2, CS3, CS4, CS5, et AMASSAK).

FICHE TECHNIQUE DE LA STATION

Tableau I.4. La fiche technique de l'installation

STATION MISE EN SERVICE	EN JUIN 1987
CAPACITE	2 TRAINS
TRAITEMENT : Soit :	**4 460 000 m3 / j** **2 230 000 m3 / j / train**
GAZ DE VENTE	**2 620 000 m3 / j**
GAZ LIFT	**1 420000 m3 / j**
FUEL GAZ	**360 000 m3 / j**
CONDENSAT	**400 T/J**
pression de sortie :	**80 kg/cm2.**
taux d'humidité :	**< 50 ppm**
Température :	**50 à 60 °C**
pression d'entrée HP:	**6 kg/cm2.**
pression d'entrée BP :	**0,6 kg/cm2**

I.2.2. Composition De L'unité

L'unité peut se décomposer en 05 unités.

- ✓ L'unité de gaz
- ✓ La salle de contrôle
- ✓ La sous-station
- ✓ L'unité d'incendie
- ✓ Les divers

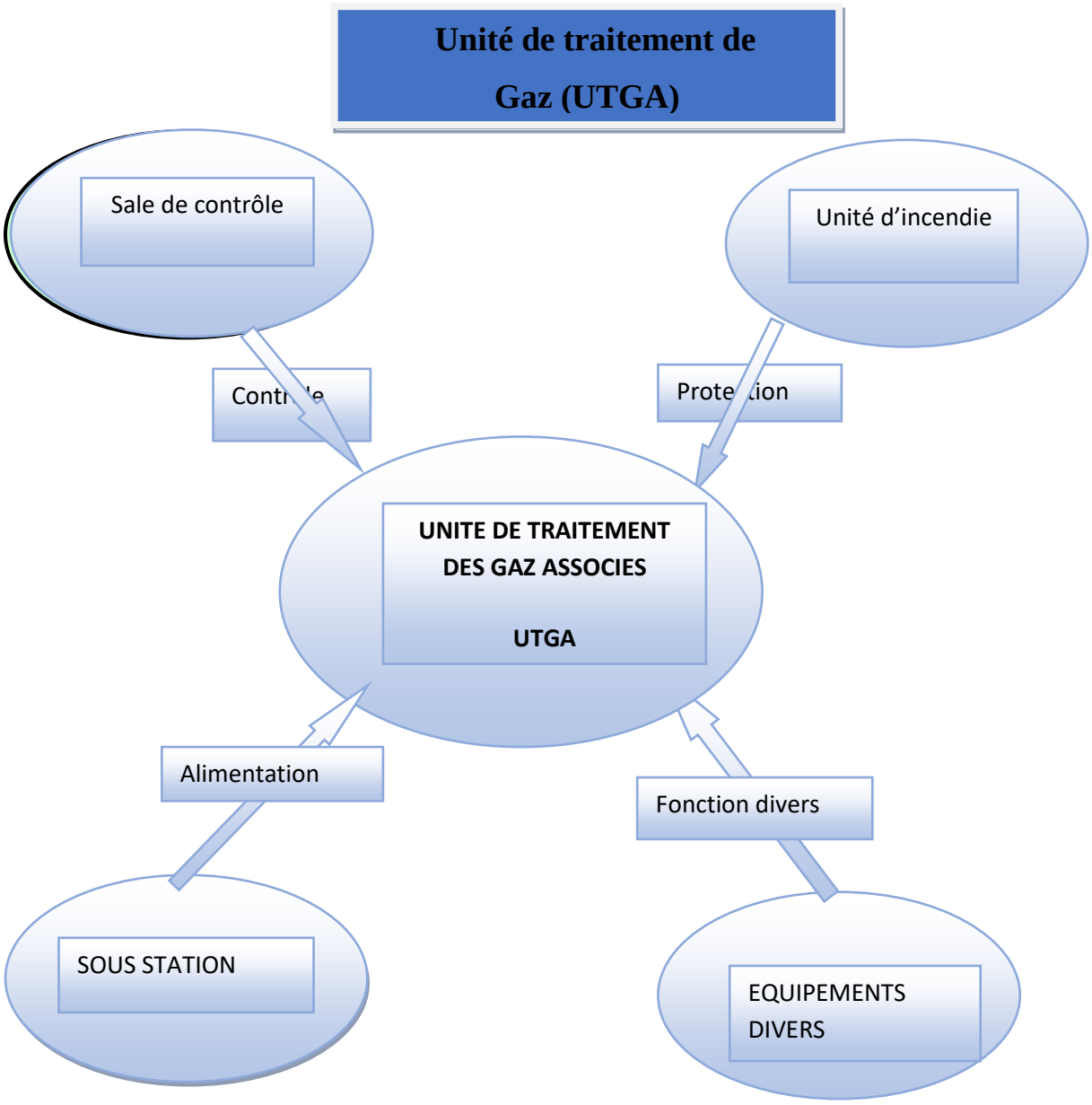


Fig. I.5.composition de l'UTGA

I.2.2.1. L'unité de gaz

Elle permet La Récupération, le traitement, la compression du gaz Ainsi que la récupération du condensât, elle contient tous les équipements permettant de réaliser les objectifs de l'UTGA

a- Réception des gaz associés

Les gaz associés envoyés à la station sont réceptionnés par :

- ✓ un manifold HP et BP : munit de vannes pour fermeture des centres et des clapets anti –retour
- ✓ Un séparateur d'entrée gaz BP (D201) par intermédiaire d'un collecteur ;
- ✓ Un séparateur d'entrée gaz HP (D101) pour les gaz associés HP par intermédiaire d'un
- ✓ Collecteur HP.

Gaz HP : les gaz associés à haute pression des centres de séparation sont réunis dans un collecteur d'entrée HP de la station, à l'aide d'un réseau de collecte HP. Ces gaz collectés sont envoyés au séparateur d'entrée HP (D-101) pour la séparation du condensât.

Gaz BP : les gaz associés à basse pression des centres de séparation sont réunis dans un collecteur d'entrée BP de la station, par un réseau de collecte BP. Ces gaz collectés sont envoyés au séparateur d'entré BP (D-201) pour la séparation du condensât puis ils sont envoyés à la section de compression basse pression.

Quand le niveau atteint une valeur haute, les pompes G 201 A/B se mettent automatiquement en marche pour évacuer le liquide vers le drainage sortie séparateur HP.

Le gaz avant d'être comprimé passe par des scrubbers **D202A/B** pour la récupération des liquides résiduels.

b- Section de compression de gaz basse pression (section 200)

Cette section est composée de deux unités de compression dont chacune est constituée de :

- ✓ Un compresseur de gaz entraîné par moteur électrique ;
- ✓ Un refroidisseur ;

Apres séparation du condensât, Ces gaz sont amenés aux deux unités de compression identique. Ils sont introduits dans les compresseurs de gaz BP (K-201 A/B), où le gaz est comprimé jusqu'à une pression équivalente à celle du gaz associés HP à l'arrivée (de 0.6 kg/cm2 a 6 kg/ cm2) . Le gaz est ensuite refroidi dans les refroidisseurs (airoréfrigérants) (E-201 A/B). , puis passe par les scrubbers D203A/B pour la récupération des liquides

condensés. Par la suite les gaz BP séparés du condensât et comprimés seront mélangé avec les gaz associés HP envoyé à la station, où les deux seront envoyés après mélangeage dans le séparateur d'entrée des gaz HP (D-101), à la section de compression de Boosting.

CIRCUIT DE RECEPTION ET COMPRESSION BP

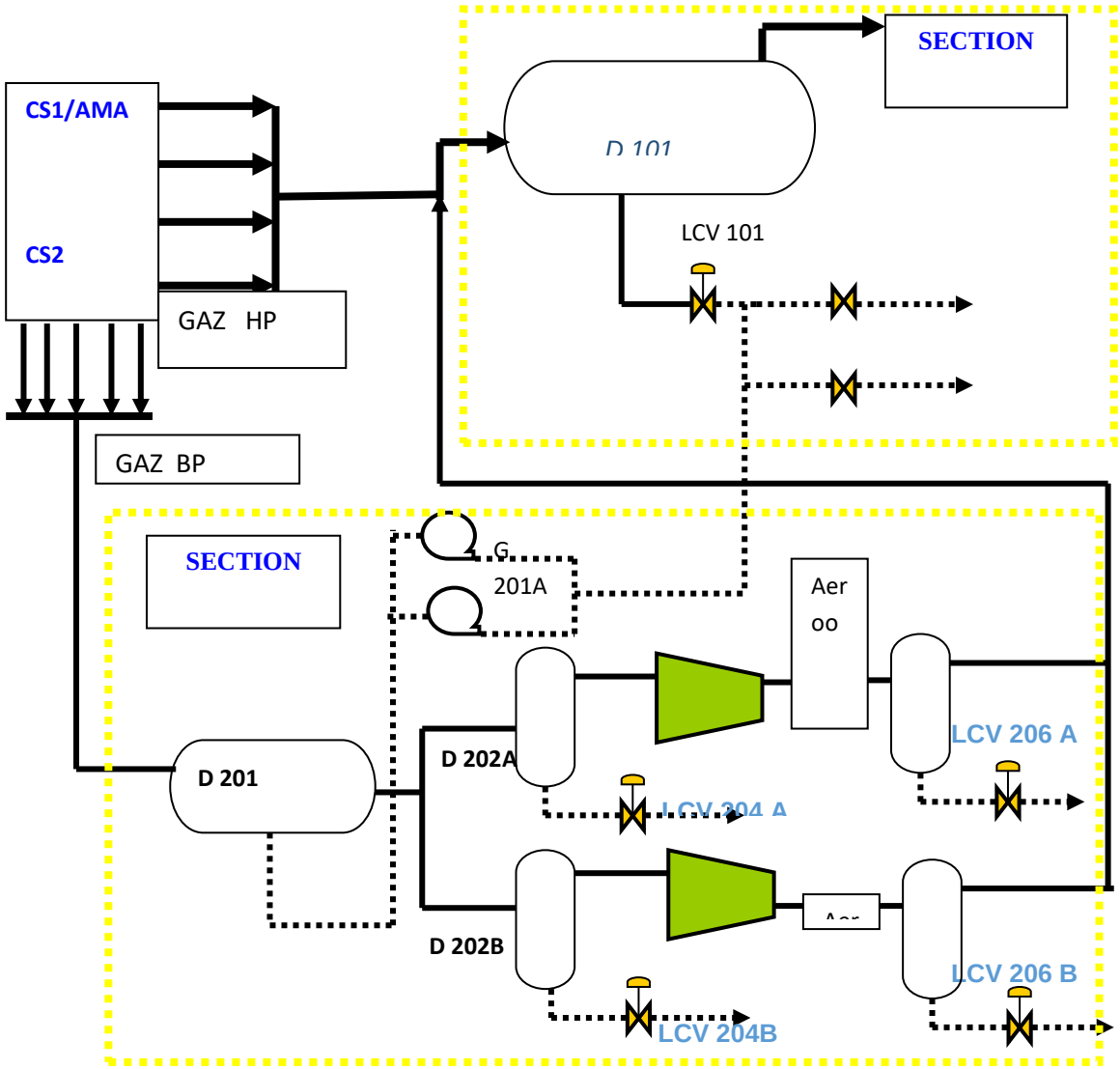


Fig. I.6.Section de compression des gaz BP

c- Section de compression Boosting et de recompression (section 100)

La compression boosting à pour objectif la compression du gaz d'une pression de 6 à 80 kg/cm2 et une recompression de 20 à 80 kg/cm2, étant donné une détente de 80 à 20 kg/cm2.

Cette section est constituée de deux trains de compression identique dont chacune comporte :

- Trois compresseurs centrifuges en série, deux pour boosting et un pour recompression, entraînés par une turbine à gaz (ms 5002B) a travers un même arbre, en passant par un multiplicateur de vitesse d'un rapport de **2,119** (4670 / 9896 tr / min).
- La turbine contient un réducteur entraînant des auxiliaires, elle est lancée par une turbine de lancement par énergie cinétique d'un gaz.
- Quatre ballons (scrubbers) ; **D 102 ; D103 ; D104 ; D105. A/B** , Munis d'accessoires leurs rôles est la séparation des liquides
- Trois refroidisseurs, **E101A1-2 E102A1-2 E103A1-2 A/B** Leurs role est de refroidir le gaz d'une température de 150°C à 50°C
- Vannes : train A/B
  - ✓ Process: XV 101 - XV103 - XV104- XV106 - XV108
  - ✓ Pressurisation : XV102-XV107
  - ✓ Torche : XV105 - XV109
  - ✓ Recyclage des compresseurs : FCV101-FCV102
  - ✓ Soupapes de sécurité : D102 D104 -D105 A/B XV108
    - PSV 102 104 105 108
  - ✓ Régulation de pression: PCV110
  - ✓ Régulation de niveau : D102 103 104 A/B
    - LCV 102 104 106
  - ✓ Vannes de garde : vanne d'isolement manuel

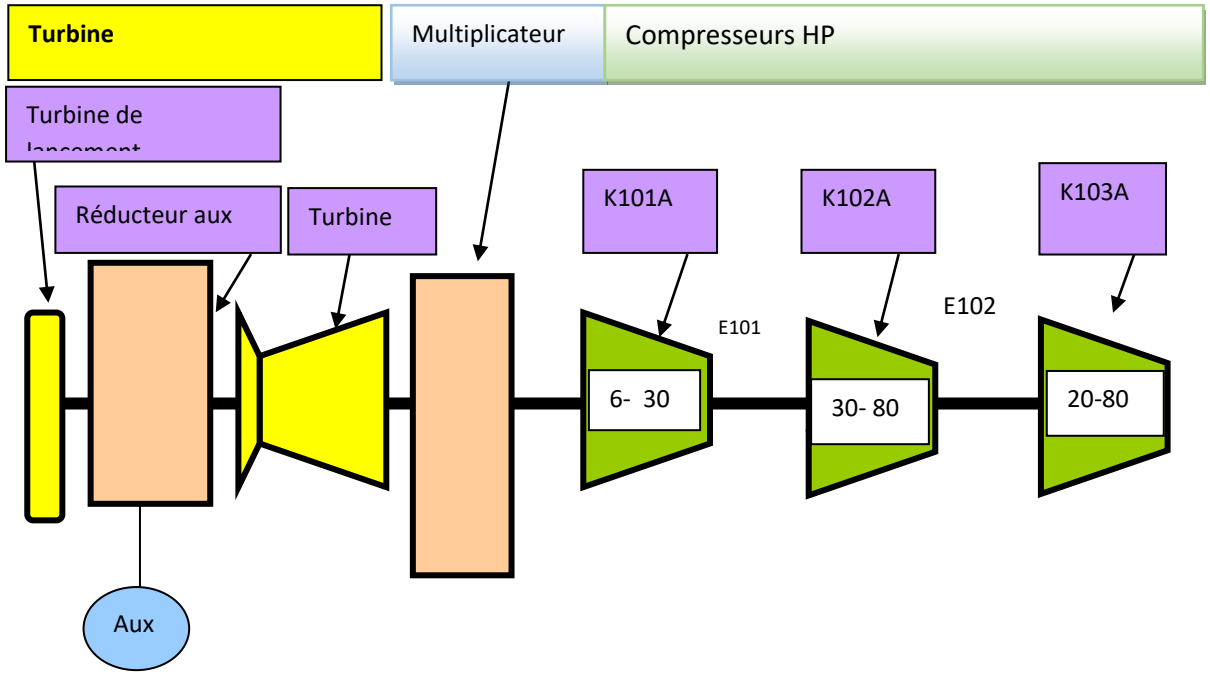


Fig. I.7. Train de compression HP

Les gaz HP et BP (après compression) passant par le séparateur d'entrée du gaz HP (D-101) sont envoyés à deux trains de boosting identiques.

Dans chacun de ces trains, le gaz (mélange de HP et BP) a la température normale de 50°C entre dans le premier compresseur booster (K-101 A/B) via le ballon d'aspiration (D-102A/B), comprimé jusqu'à 28kg/cm2 et sort à une température de 150°C. Le gaz sortant du premier compresseur est mélangé au gaz chaud de régénération provenant de la section de déshydratation, le mélange passe dans un refroidisseur de gaz (E-101A/B) pour refroidissement et un ballon de décantation (D-103A/B), en sortant de ce dernier il rentre dans le deuxième compresseur booster (K-102 A/B), comprimé a une pression de 80kg/cm2, ressortà 150°C. Le gaz refoulé par deuxième compresseur booster, est refroidi dans l'airo-réfrigérant (E-102 A/B), ressort 50°C, et décanté dans le ballon (D-104A/B). Les gaz provenant des trains A et B sont réunis ensemble et passent dans les sécheurs de gaz (D-301A/B/C).Au Traitement par déshydratation dans les tours. ,le gaz détendu dans le stripper à la pression de 20 kg/cm2 .

Le gaz traité sortant du Stripper (D-402) est envoyé au ballon d'aspiration (D-105A/B) du troisième compresseur (K-103A/B) après refroidissement dans l'échangeur de chaleur (E-402).le pression de refoulement du compresseur 3 emeétage est de 80 kg/cm2 .La régulation

de la pression est assurée par la vanne automatique PCV 110.Après recompression dans le troisième compresseur le gaz passe par l'airo-réfrigérant (E-103A/B), où il se refroidit pour être envoyé par la suite, une partie pour le service gaz-lift, et la partie restante est envoyée dans la canalisation du gaz commercial.

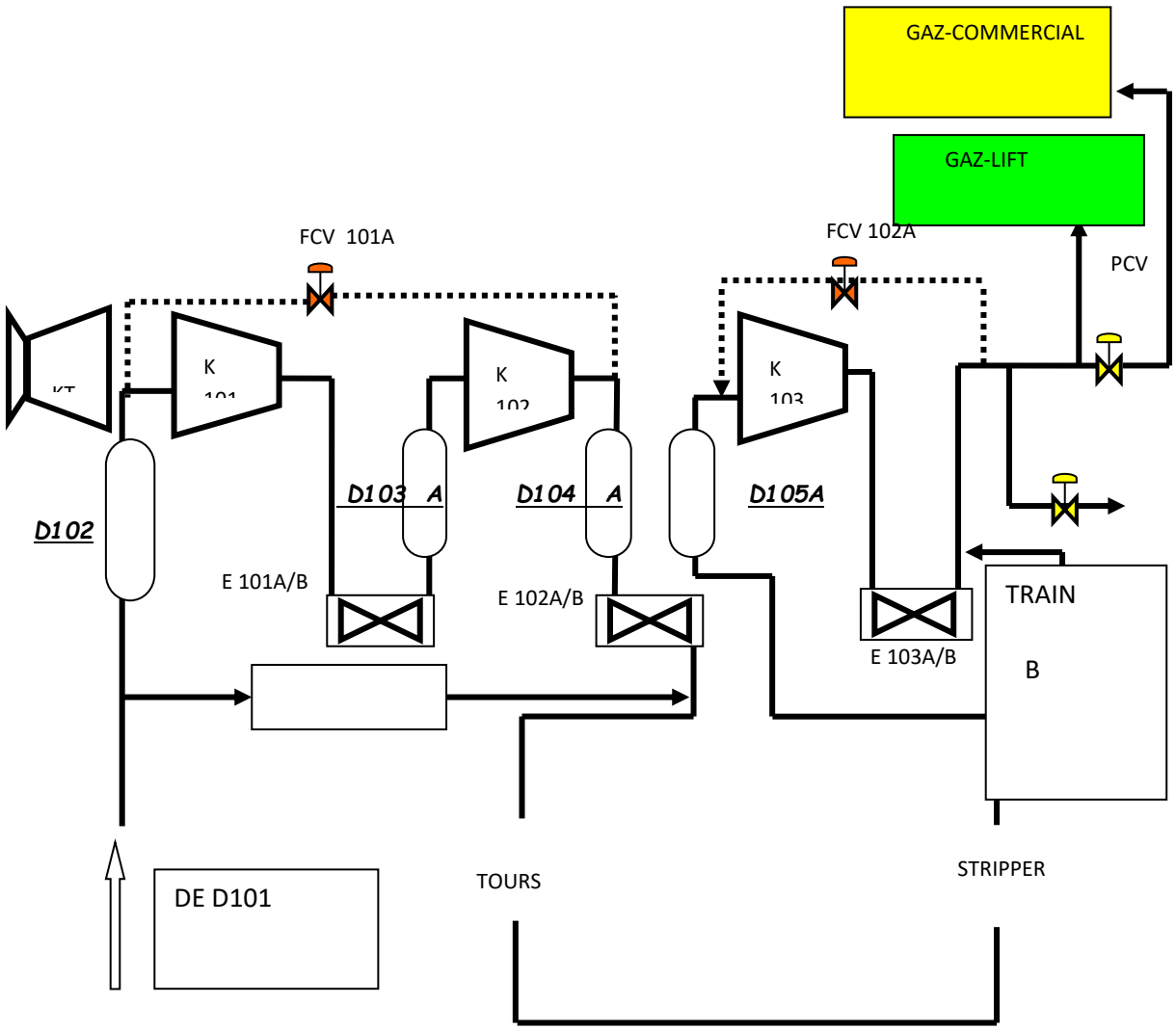


Fig. I.8. Section de compression et de recompression

d- Section de déshydratation

Cette section, ayant pour fonction de réduire la teneur en eau du gaz, est constituée de :

- ✓ Trois sécheurs à tamis moléculaire (D-301 A/B/C) ;
- ✓ deux réchauffeurs du gaz de régénération (H-301A/B).

Les trois sécheurs (D-301 A/B/C) sont installés en parallèle de manière que l'un d'entre eux soit pour l'adsorption et les autres pour le refroidissement et la régénération alternativement.

Le gaz de refroidissement est fourni à partir de la sortie du refroidisseur du troisième compresseur(E-103A/B) après détente à 35 kg/cm2 par la PCV 108. Après utilisation, ce gaz est chauffé au moyen des deux réchauffeurs de régénération (H301A/B) de façon qu'il puisse être réutilisé pour la régénération des tamis moléculaires du sécheur en phase de régénération, puis il est injecté à la sortie du premier compresseur où il se mélange avec le gaz sortant de ce dernier pour passer ensemble dans le refroidisseur (E-101A/B) et le ballon (D-103A/B), avant d'entrer dans le deuxième compresseur

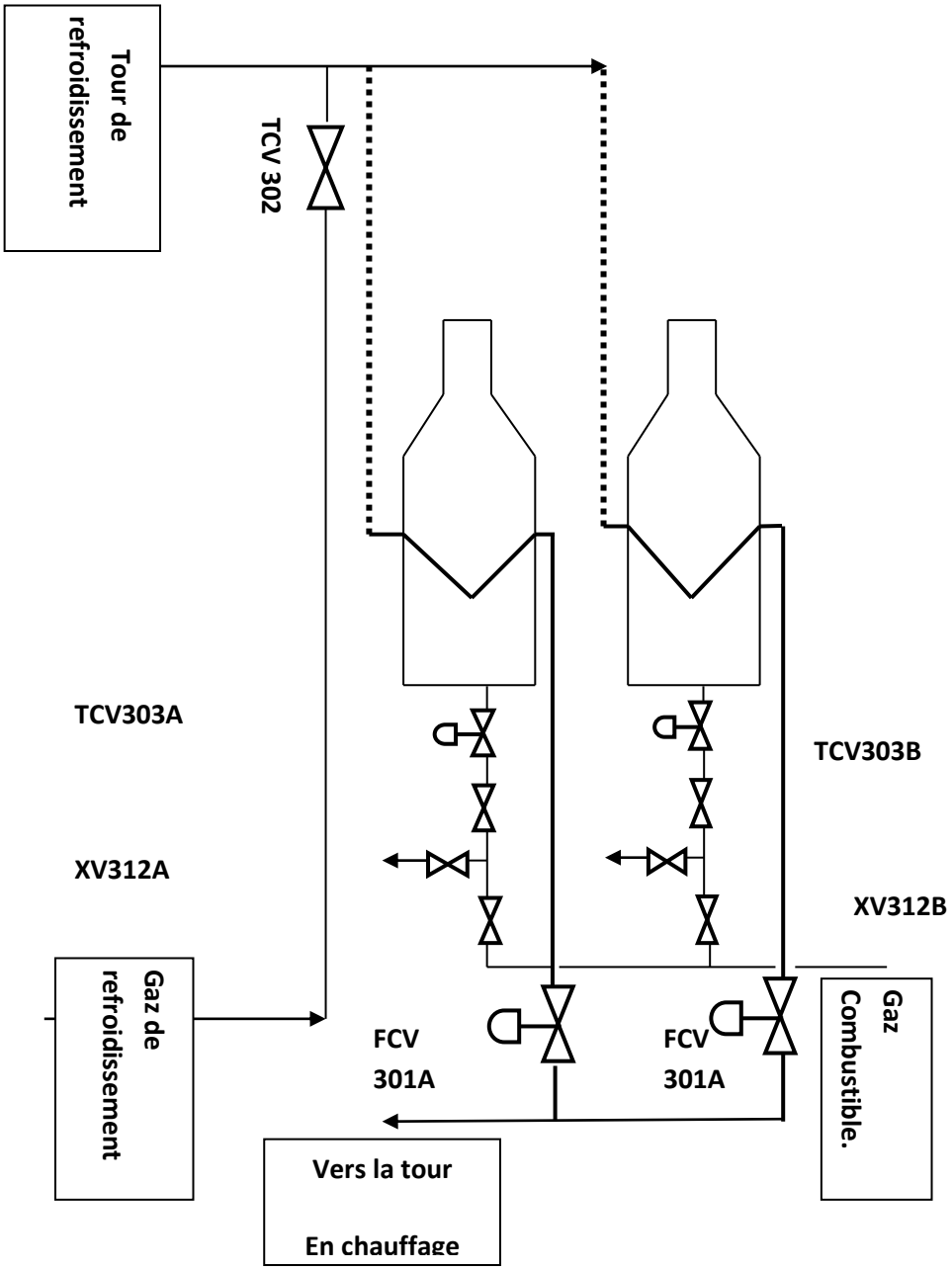


Fig. I.9.Section de déshydratation

e- Section traitement

Cette section a pour fonction d'assurer la production du gaz traité ainsi que l'extraction et le dégazage du condensât.

Elle est constituée de :

- ✓ Deux séparateurs ;
- ✓ Un échangeur gaz/gaz et un autre gaz/liquide ;
- ✓ Un stripper ;
- ✓ Un rebouilleur de stripper ;
- ✓ Deux pompes de rebouilleur ;
- ✓ Installation d'évacuation du condensât avec un refroidisseur

Le gaz sec en provenance des sécheurs (D-301 A/B/C) et filtres V301A/B a une température de 55°C , est divisé en deux parties, l'une d'entre elles subit un échange thermique avec le gaz provenant du séparateur à basse pression (D-402) dans l'échangeur, à courants croisés (E-402), tandis que l'autre fait un échange thermique avec le liquide provenant du séparateur à haute pression (D-401) dans les échangeurs à courants croisés (E-403A/B).

Ces deux écoulements de gaz sont ensuite mélangés à nouveau et entrent dans le séparateur HP (D-401), d'où le liquide extrait est envoyé au stripper (C-401).

Le gaz émanant du séparateur HP subit une détente adiabatique dans le séparateur BP (D-402) afin de réduire son point de rosée ; Le liquide condensé est collecté dans le stripper (C-401). Dans cette colonne (stripper), une légère fraction gazeuse est dégagée du condensât.

Le liquide de fond est repris par les pompes de rebouillage (G-401A/B), puis réchauffé à l'aide du rebouilleur de stripper (H-401). Le condensât de fond est envoyé au CS2 après avoir été refroidi par le refroidisseur de condensât (E-401).

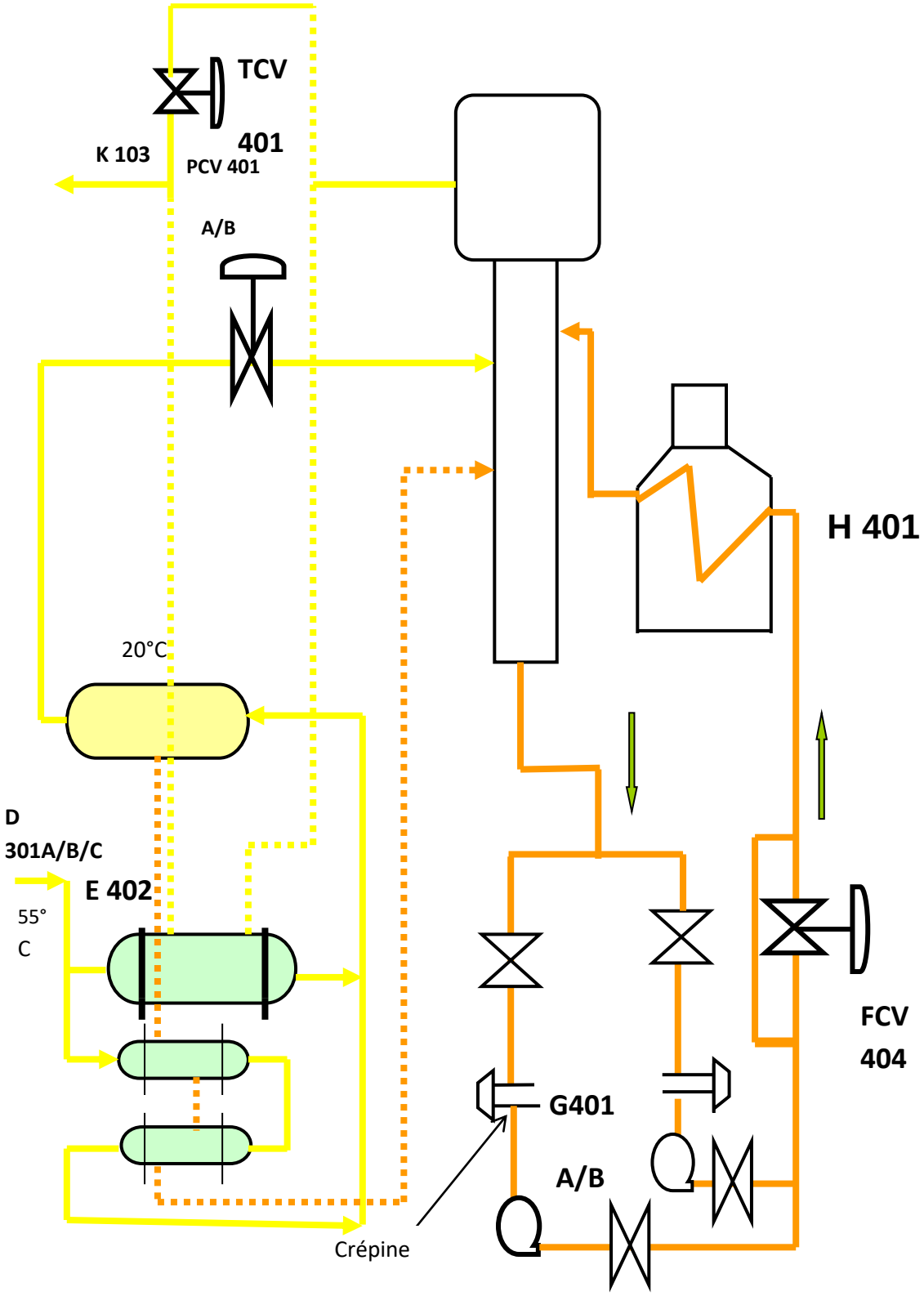

TCV
401
PCV 401
K 103
A/B
H 401
20°C
D
301A/B/C
E 402
55°
C
FCV
404
G401
A/B
Crépine

Fig. I.10.section de traitement de gaz

f- Installations communes

Les installations communes de la station sont les suivantes :

- ✓ Système de distribution du gaz combustible ;
- ✓ Système de torche et de vide-vite, prévu d'une torche et d'un ballon tampon à pompe ;
- ✓ Unité de régénérateur lubrifiant pour les compresseurs de gaz.

Gaz combustible

Les systèmes de distribution du gaz combustible sont composés d'un scrubber de gaz combustible HP(D-501)et d'un scrubber de gaz combustible BP.

Le gaz combustible provient de trois sources :

- ✓ Gaz provenant de l'aspiration de (K-103 A/B) : Pour utilisation normale. ;
- ✓ Gaz pris de ligne de gaz : Pour mise en marche ;
- ✓ Gaz du séparateur BP (D-402) : Appoint.

Les deux sources suivantes sont disponibles pour la station :

- o **Gaz combustible HP :** à une pression de 18kg/cm², utilisé pour démarrer la turbineà gaz (dans la turbine de lancement) ;
- o **Gaz combustible BP :** d'une pression de 4kg/cm² utilisé pour :
  - Réchauffer le gaz de régénération (H-301 A/B) ;
  - Alimenter le rebouilleur du stripper (H-401) ;
  - Torche (veilleuses et balayage).
- o **Système de torche et vide-vite :**

Le système de torche et de vide-vite est composé d'une torche (F-511), d'un ballon-tampon (D-511) et des pompes de drainage de torche (G-511 A/B).

Tout le gaz à brûler dans la torche doit passer à travers le ballon-tampon, où le liquide et des gouttelettes contenues dans le gaz sont éliminés. Le liquide collecté dans le (D-511) est pompé par le (G-511 A/B) pour récupération.

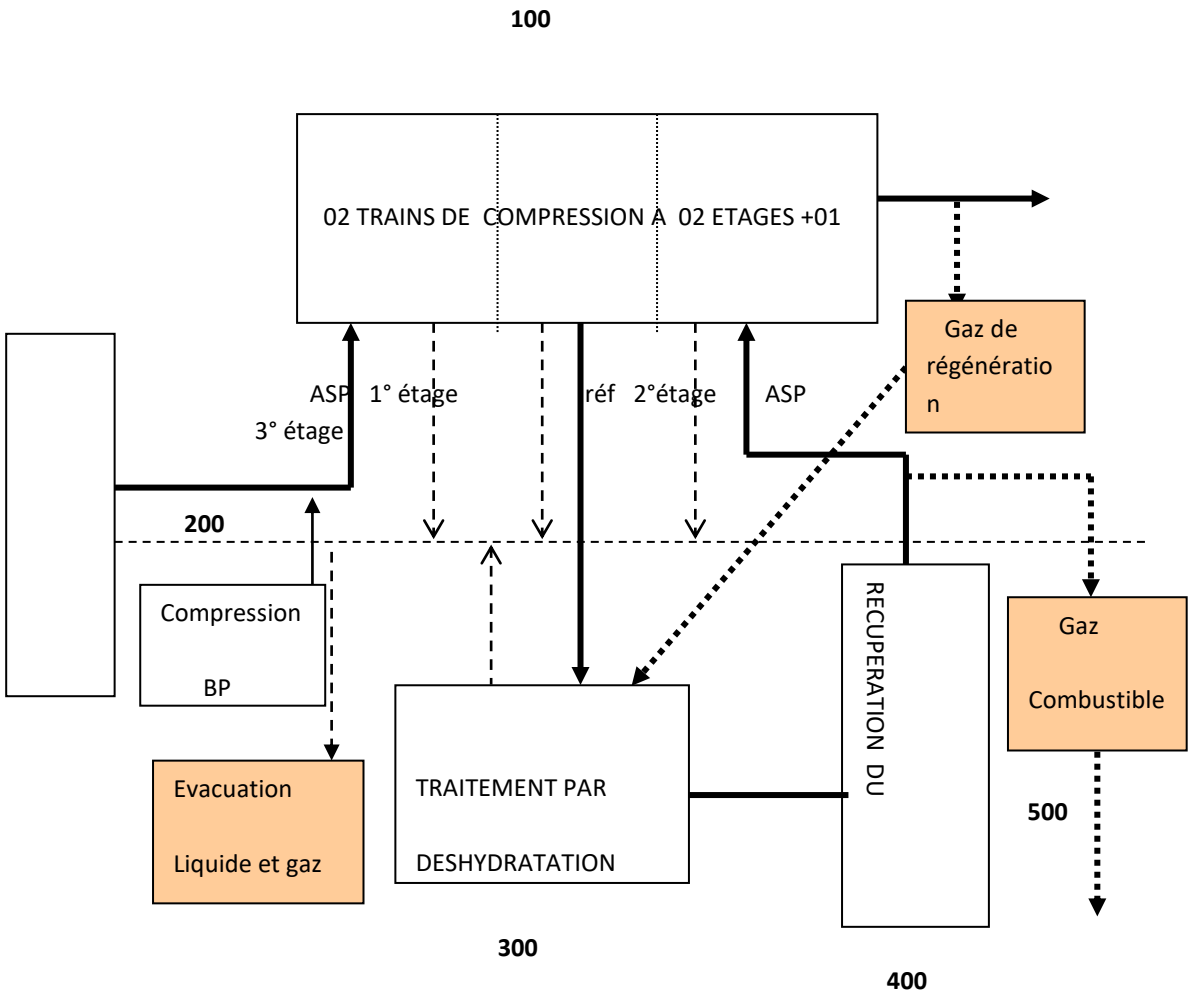


Fig. I.11.Les installations communes

g- Unité de régénérateur lubrifiant pour les compresseurs de gaz

Nous avons trois unités de régénération des huiles lubrifiantes et chaque unité est composée d'un récipient des huiles neuves (D-561), d'un ballon de circulation des huiles (D-562), d'un récipient des huiles usées, d'une unité de purification des huiles (G-561), d'une pompe d'alimentation d'huile et des pompes à air.

I.2.2.2. La salle de contrôle

Contrôle tous les équipements de l'unité de gaz.

I.2.2.3. La sous-station:

Alimente tous les équipements de l'unit

I.2.2.4. L'unité d'incendie

Protège contre l'incendie tous les équipements de l'unit

I.2.2.5.Les dives

Assurent les fonctions diverses de l'unité.

En énergie électrique :

En énergie électrique :

La station est équipée d'une génératrice de secours de 500kV à moteur diesel encas de coupure du réseau extérieur. Ce groupe électrogène alimente automatiquement l'installation nécessaire pour continuer la production du gaz lift dans ce cas, l'installation de compression du gaz PB et une unité de compression de gaz MP sont arrêtées.

En air instrument et en air de service :

La station comporte un système de production et de distribution de l'air comprimé pour assurer l'alimentation en air instrument et en air de service.

Le système est constitué de deux compresseurs d'air (K-511 A/B) entraînés par un moteur électrique et un réservoir d'air d'instrument (D-551) ainsi qu'un sécheur air (V-551) d'un type auto-régénération, l'un des compresseurs est toujours en marche tandis que l'autre servant de réserve ; les installations sont conçues pour une capacité de 250Nm/h à la sortie du sécheur.

Chapitre II

II- Problème de fonctionnement des turbines en périodes d'été

II .1. Introduction

Comme déjà indiqué au chapitre précédent (historique et développement)
La section HP comporte deux trains de compression où chaque train est composé d'une turbine á gaz et trois compresseurs centrifuges. Les deux premiers pour la compression de 6 á 81 bars et le troisième de 20 á 81 bars.

Chaque train a une capacité design de traitement de 50% de la capacité totale qui est de l'ordre de 4,4 millions Sm^3/j.

La turbine à gaz est limitée par une températuredes gaz d'échappement trop élevée, cela empêche la turbine à gaz a fourni la puissance nécessaire aux trois compresseurs boosting. Ce qui limite le débit de l'installation.

Actuellement, la pression de refoulement des compresseurs de gaz ne peut pas être atteinte conformément à la conception et pendant la période estivale ; aussi le débit de conception est rarement atteint avec les deux trains en service. Il varie entre 2,4 et 3,9 millions Sm^3/j.

II.2. Facteurs externes affectant les performances du TAG

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ces facteurs sont :

- La température
- La pression
- L'humidité relative

II.2.1. Température d'aspiration (l'air ambiant)

La température ambiante a une influence sur la puissance maximale délivrée par la machines, c'est aussi un écart de 60° C entraine une variation de puissance de l'ordre de 50%, la valeur maximale étant obtenue en hiver

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison

d'une diminution de la masse spécifique γ). La température des gaz d'échappement augmente. En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et, donc, la puissance) diminuent, tandis que la consommation spécifique « Heat Rate » augmente. Si latempérature diminue, le phénomène inverse se produit.

La consommation spécifique, est l'inverse du rendement, parce qu'elle indique le rapport entre l'énergie thermique, résultant du processus de combustion, et l'énergie mécanique obtenue sur l'arbre de puissance.

Si on appelle Q1 l'énergie résultant de la combustion et Wu le Travail utile extérieur, la consommation spécifique (**HR**) est définie comme :

$$\mathbf{HR} = \frac{\mathbf{Q1}}{\mathbf{Wu}}\mathbf{(KJ/kWh)} \qquad \mathbf{(eq.II.1)}$$

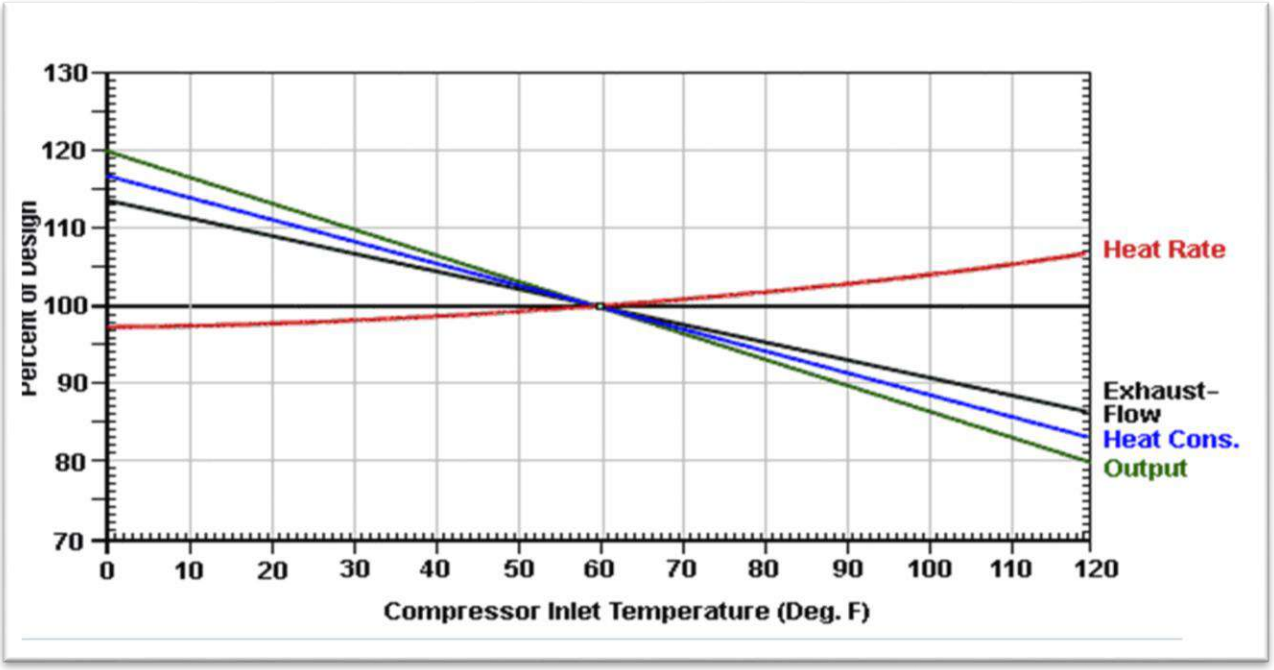


Fig. II.1.Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

II.2.2. Pression atmosphérique ambiante

L'altitude de l'emplacement du site affecte évidemment la pression de l'air entrant dans la turbine. A mesure que l'altitude augmente, la pression d'entrée d'air diminue et le poids spécifique de l'air aspiré est plus faible et donc la puissance utile est réduite parce

qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. La consommation spécifique reste approximativement la même.

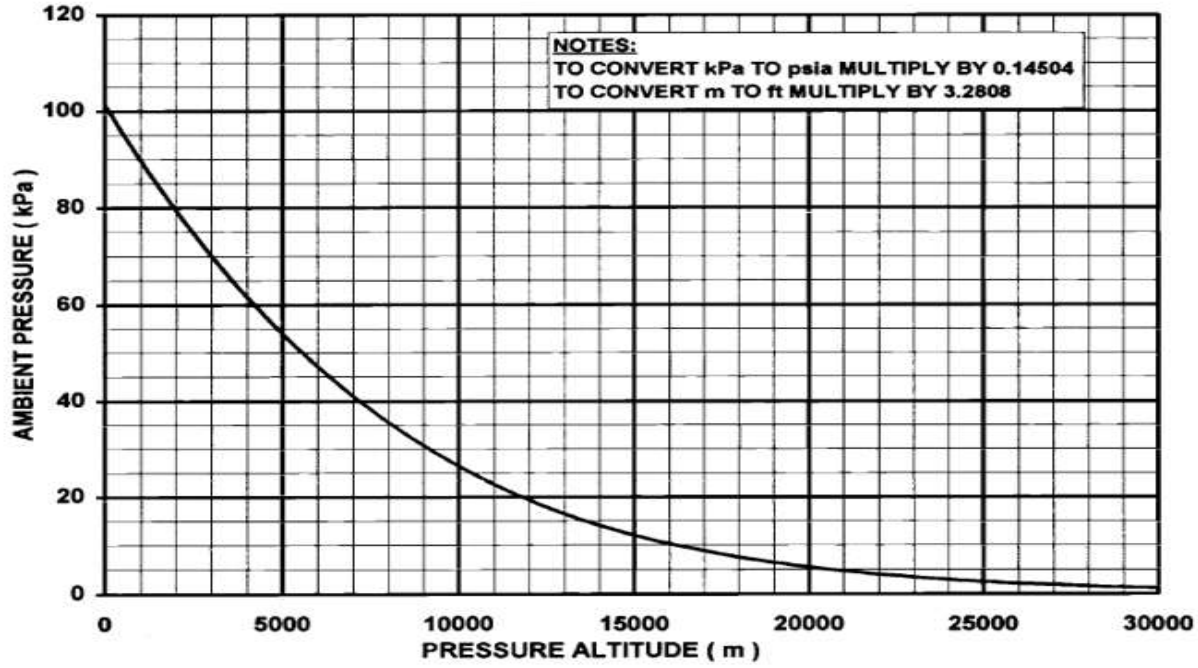


Fig. II.2. Variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude

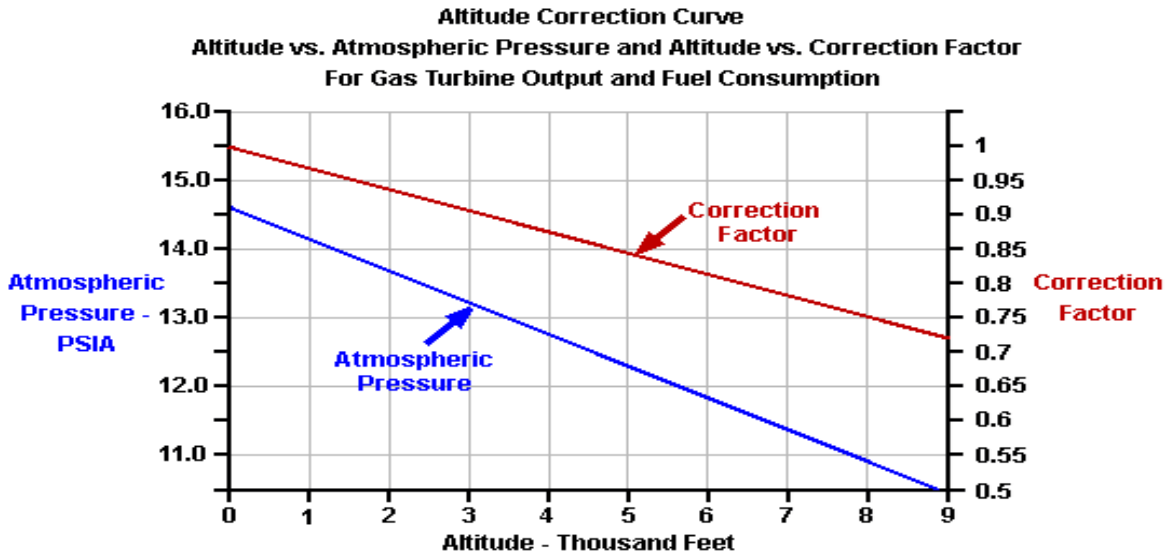


Fig. II.3. La puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude

II.2.3. Humidité de l'air ambiant

L'humidité influence également le poids spécifique de l'air, de sorte que : l'air humide est moins dense que l'air sec et demande plus de puissance au compresseur, une quantité d'énergie est également dépensée pour convertir l'humidité présente dans l'air en vapeur.

Par conséquent, si l'humidité de l'air augmente, la puissance de sortie diminue, et la consommation spécifique augmente.

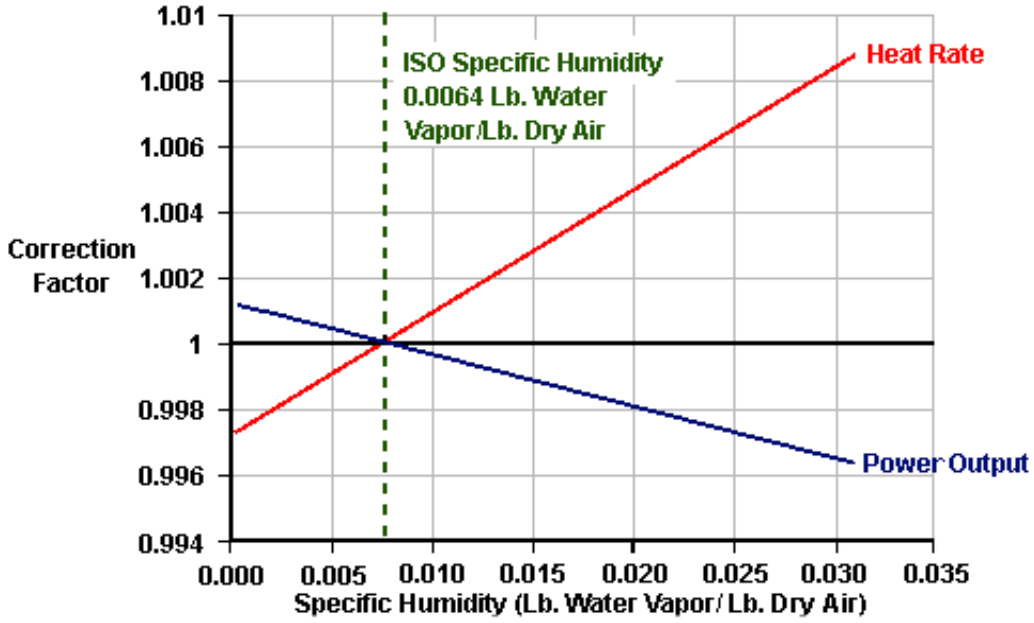


Fig. II.4. L'influence de l'humidité relative

II.3. Facteurs internes affectant les performances du TAG

- Type de combustible ;
- Chute de pression dans la section d'entrée ;
- Contre-pression dans la section d'échappement ;
- Propreté du compresseur ;

II.3.1. Problème dans le combustible

a) Gaz combustible pour les turbines a gaz de grand rendement

Les turbines a gaz GE peuvent bruler une large gamme de combustible gazeux comme, ces gazes présente un grand éventail des propriétés dues a la fois aux composantes

actifs et inertes avec leur contaminants, ces spécification a été réaliser pour définir les arguments à prendre en considération pour bruler ces combustibles sans interruption de service dans les turbines à gaz de grand rendement GE

Le combustible utile dans l'unité UTGA est le Gaz naturel, il est constitué principalement du méthane avec une quantité beaucoup plus réduite d'hydrocarbures légèrement plus lourds tels que le méthane, propane et butane.

Lorsqu'on parle d'un combustible l'un de ces plus importantes caractéristiques est la pouvoir calorifique, qui peut être définit par la chaleur cédée par la combustion d'une unité de masse combustible.

Les gaz naturels se trouvent normalement dans la plage de pouvoir calorifique**8000kcal/nm^3** (33440 kJ/nm$^{3)}$ (pauvre) et de **10000 kcal/nm^3** (41800 kJ/nm^3) et plus (riche) on fonction de pourcentage des hydrocarbures plus lourd et des gaz inertes, la composition du gaz naturel doit être étudié pour contrôler leur pouvoir calorifique, pour un combustible il Ya deux facteur à vérifier :

- La propreté de combustible.
- La composition chimique de combustible

La propreté de combustible

Les gaz naturels sont extrêmes variables au niveau de leur degré de propreté, différents contaminants tels que l'eau et le sable et la saleté peuvent être trouvées dans le gaz naturel lorsqu'il provient des puits dans la plupart des cas, l'eau, les particules solidessont effectivement capables à augmenter la chaleur lors de combustion et faire des perturbations et il doit être éliminées entièrement avant l'utilisation du gaz.

La composition chimique et physique de combustible

Car la chaleur cédée à la combustion est reliée directement a la compostions chimique et physique de combustible qui peut être léger (gazeux) ou lourd (contient les gaz lourds), le gaz arrivant au raccord d'alimentation du combustible doit être totalement gazeux c'est-à-dire ne doit contenir aucun hydrocarbures liquides sont présents dans la ligne d'alimentation de

gaz que soient des hydrocarbures ou de l'eau.Les gaz naturels proviennent des puits ils peuvent également contient de l'azote, de l'acide sulfurique et sont éliminé avant de l'utilisation du gaz dans certains cas**,** si des traces de Contaminant reste dans le gaz elles doivent être évaluée pour déterminer l'effet sur le parcours des gaz chaudes de la turbine, le pourcentage des gaz lourds (C4 et plus) a le grand rôle d'élever le PCS du combustible.

Gaz combustible actuel de l'UTGA

La section 400 (section de stabilisation des condensats) fonctionne depuis 1999 sans rebouillage à cause de l'usure récurrent des garnitures mécanique des pompes G-401A/B due à la présence des impuretés. Le fluide de refroidissement (condensat) s'est avéré gâté par les solides.

La source potentielle de ces solides est la dégradation du tamis moléculaire des sécheurs amont D301A-C, il est possible que le système de filtrage V-301A, B ait été passé. Étant donné que le fluide de traitement est également utilisé comme agent de refroidissement de la pompe, ce qui est à l'origine des problèmes de fonctionnement observés.

Le dysfonctionnement de cette pompe (G401) entraîne un mauvais traitement des gaz, cette opération de traitement de combustible faite pour minimiser le pourcentage des gaz lourds (C4, C5, C6 ...etc.) qui ont le rôle d'élever leur pouvoir calorifique. Lorsqu'on parle du pouvoir calorifique elle est considérablement très élevée dans les gaz liquéfiés que ceux des gaz naturels.

La période de traitement (été, hiver) aussi a une grande influence sur le PCS parce que la séparation physique des gaz lourds peut être faites dans une plage des températures faibles (T-rosé); lorsqu'on remarque l'analyses thermographique de gaz indique que la PCS entre 10000 kcal/nm^3 et peut tendre au 11400 kcal/nm^3 dans les jours chauds, ces valeurs sont supérieur a la valeur critique 9500kcal/nm^3

Les tableaux suivants présentent l'analyse thermographique de gaz combustible de L'UTGA :

	% Molaire						
	Perfide été			Période hiver			design
Composition	**2016**	**2017**	**2020**	**2016**	**2017**	**2020**	
N_2	**1.75**	**1,84**	**1,92**	**1.80**	**1,54**	**1,52**	**0.59**
CO_2	**0.92**	**0,91**	**0,96**	**0.92**	**0,82**	**1,10**	**0.43**
C_1	**73.69**	**74,25**	**76,37**	**75.34**	**77,44**	**79,05**	**87,50**
C_2	**13.41**	**13,11**	**11.1897**	**13.37**	**11,77**	**11,68**	**7.80**
C_3	**6.63**	**6,37**	**6.5499**	**6.05**	**5,49**	**5,05**	**2.35**
iC_4	**0.66**	**0,63**	**2.4774**	**0.52**	**0,53**	**0,42**	**0.47**
nC_4	**1.88**	**1,84**	**2.3572**	**1.35**	**1,43**	**0,96**	**0.50**
iC_5	**0.46**	**0,45**	**3.5592**	**0.28**	**0,40**	**0,11**	**0.19**
nC_5	**0.60**	**0,60**	**0,3939**	**0.37**	**0,58**	**0,10**	**0.10**
C_{6+}	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,00**	**0,01**	**0,07**
PM	**21.86**	**21,72**	**24,640**	**/**	**20,97**	**20,30**	**20,78**
total	**100,00**	**100,00**	**100,00**	**100.00**	**100,00**	**100,00**	**100,0**
PCS kcal/Nm^3	**11453**	**11382**	**12781.36**	**11127**	**11045**	**10616**	**≤ 9500**
PCS kJ/Nm^3	**4783.54**	**47576.76**	**53426.08**	**46510.86**	**46168.1**	**44374.88**	**≤39710**

Tableau II.1. l'analyse thermographique de gaz combustible de l'UTGA

L'analyse précédant indique que notre gaz est très riche et indique aussi qu'il ya un problème dans le traitement du gaz combustible dans l'unité UTGA.

L'énergie libérée par la combustion est proportionnellement liée avec le pouvoir calorifique. La quantité de chaleur délivrée pendant la combustion dépend de : débit massique de carburant ; et de pouvoir calorifique du combustible Si le combustible est composé uniquement d'hydrocarbures sans gaz inertes et sans atomes d'oxygène, la production augmente à mesure que le PCI augmente.

La puissance calorifique produite par la combustion est donnée par la relation :

$$\mathbf{Q = G * PCI (eq.II.2)}$$

Où : G est le débit massique de combustible en kg/s

PCI : pouvoir calorifique inferieur.

Lorsque la valeur du pouvoir calorifique augmente, la température à la sortie de la chambre de combustion (T3) augmente considérablement et pour protéger les composants internes de la turbine des dommages dus à une chaleur élevée, le système de contrôle réduit le débit de gaz de combustion, ce qui entraîne une diminution de la quantité de chaleur nécessaire pour obtenir un travail suffisant pour l'entrainement des trois compresseurs centrifuges de la section boosting.

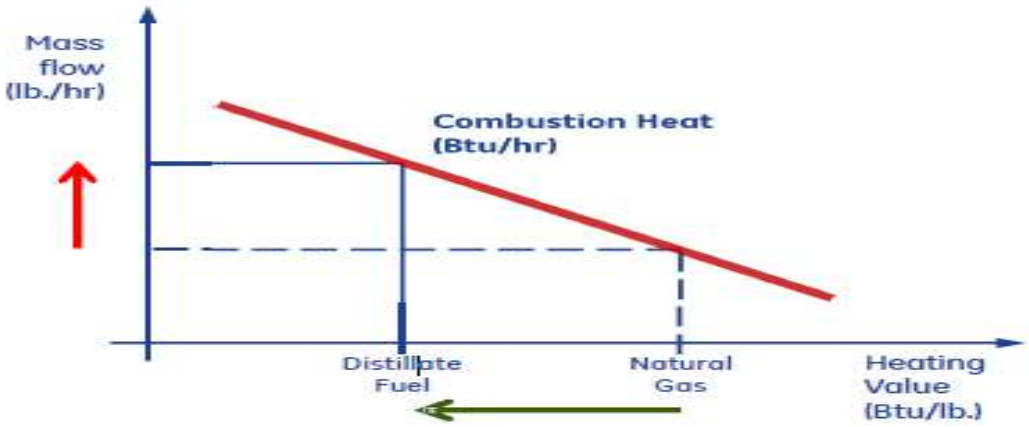


Fig. II.5. Variation du pouvoir calorifique en fonction du type de combustible

II.3.2.Les pertes de pression de l'installation

Pour les installations turbines a gaz , automobiles et marins, les pertes de pression sont normalement imposée par les conduits d'admission et d'évacuation del'installation .

Les pertes de charge dues aux conduits d'installation ne doivent jamais être assimilées à un changement de l'altitude-pression reflétant la pression d'admission inférieure au niveau de la section d'admission de l'installation .

Pour les installations turbines a gaz , automobiles et marins, les pertes de charge sont les plus généralement exprimé en mm H2O, où 100 mm H2O correspond à environ 1 % de perte de pression totale au niveau de la mer (0,981 kPa, 0,142 psi).

a) Les pertes de pression à l'admission

La perte de pression d'entrée globale de l'installation due aux conduits physiques, aux filtres et aux silencieux est généralement 100 mm H2O à haute puissance. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment mentionné à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

b) Les pertes de pression à l'echappement

Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbineCelles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine à gaz,composé d'un ou plusieurs silencieux, un coude, une chaudière de récupération(en cas de cycles combinés ou de cogénération), des aiguillages, des diffuseurs,etc., par lesquels les gaz d'échappement sont expulsés à l'atmosphère.

La perte d'échappement de l'installation est généralement de 100 à 300 mm H2O (0,981 kPa, 0,142 psi à 2,942 kPa, 0,427 psi); les valeurs les plus élevées se produisent lorsqu'il y a une centrale à vapeur en aval de la turbine à gaz.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues au frottement, qui augmentent la valeur de la contre-pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure et atmosphérique. Ces pertes réduisent la détente de la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

Le tableau ci-dessous donne des valeurs typiques montrant comment les performances sont influencées par les chutes de pression à l'admission et a l'échappement. Pour les raisons expliquées ci-dessus, ces effets sont proportionnels aux chutes de pression.

Tous les 100 millimètres de H2O à l'aspiration	Tous les 100 millimètres H2O à l'échappement :
1.7 % pertes de puissance	0.6 % pertes de puissance
0.45 % augmentation de la consommation spécifique	0.5 % augmentation de la consommation spécifique

Tableau II.2. pertes de pression à l'admission et l'echappement des ITG

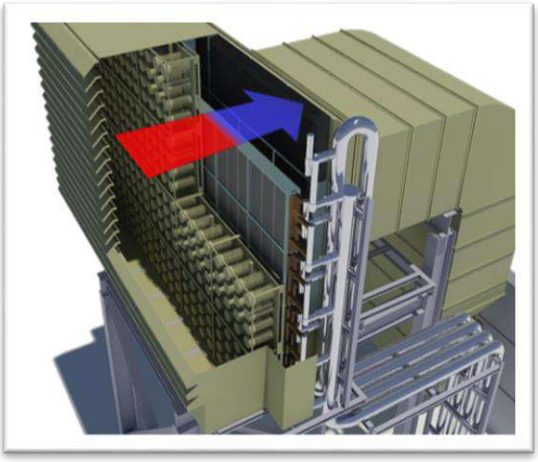
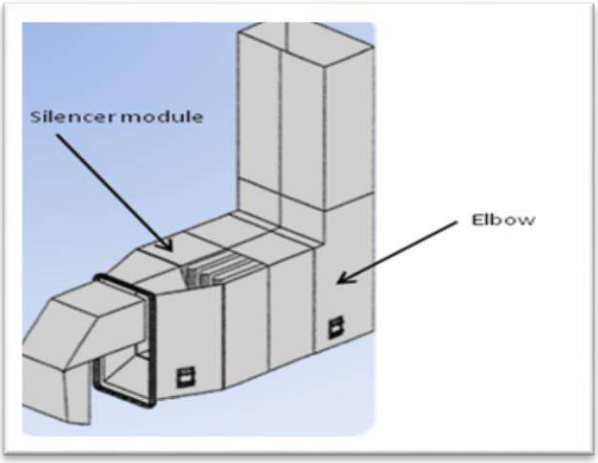


Fig. II.6. System admission



FigII.7. System d'échappement

II.3.3 Propreté du compresseur

L'encrassement du compresseur, l'accumulation d'humidité et de saleté sur ses surfaces, est une conséquence du fonctionnement de la turbine à gaz.

Les procédures de lavage à l'eau, en lignent ou hors ligne, sont effectuées pour réduire la dégradation des performances du compresseur simplement en le nettoyant.

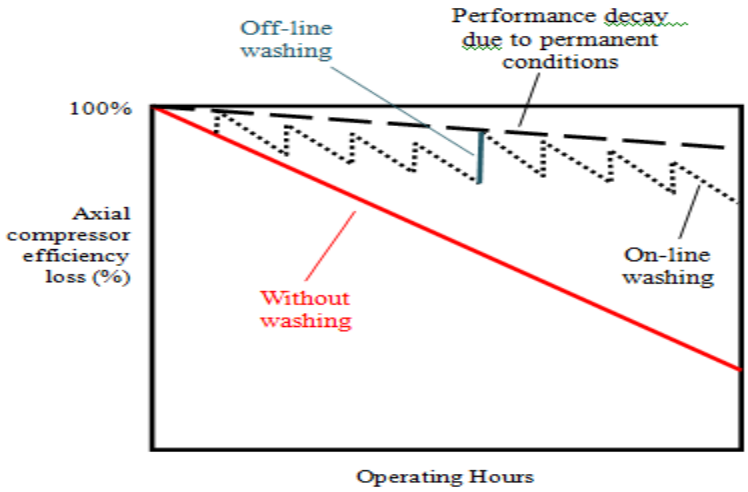


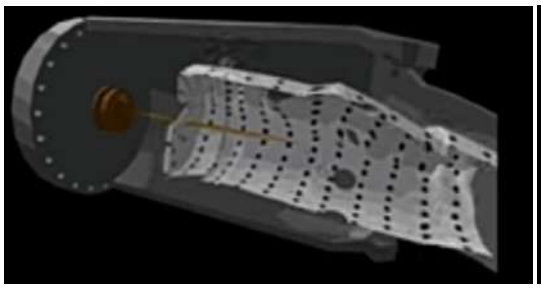
Fig. II.8. L'influence de l'encrassement du compresseur sur les performances de l'installation

II.4. Contrôle De Température Dans Les Turbine A Gaz

II.4.1. Contrôle Température Et Protection

Le système de protection contre la surchauffe des gaz d'échappement protège la turbine à gaz contre d'éventuels dommages Causé par une surchauffe. Il s'agit d'un système de protection qui ne fonctionne qu'après défaillance des boucles de forçage de vitesse et de température.

Le but du système de contrôle et de protection de la température des gaz d'échappement est de contrôler le débit de carburant vers la turbine à gaz, maintenant ainsi les températures de fonctionnement dans les limites de contraintes thermiques de conception des pièces de la turbine.



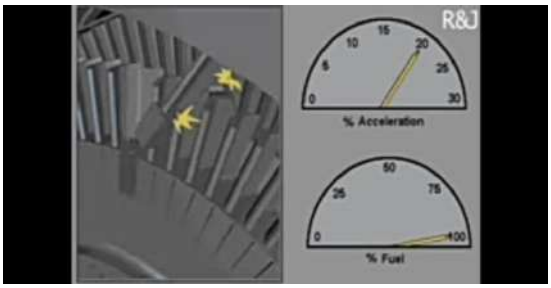
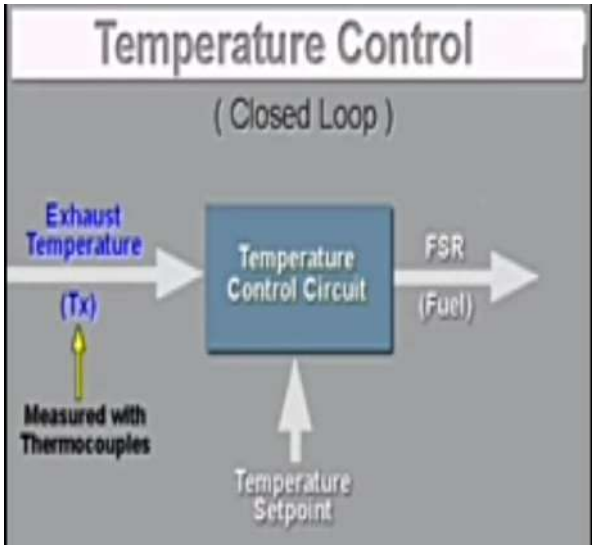


Fig. II.9. Déformation du tube a flamme Fig. II.10. Destruction du premier étage de la turbine

Ce système mesure et contrôle la température d'échappement de la turbine car il n'est pas pratique de mesurer directement la température de la chambre de combustion. Le contrôle de la température est conçu pour annuler toute autre demande de contrôle pour augmenter le débit de carburant.



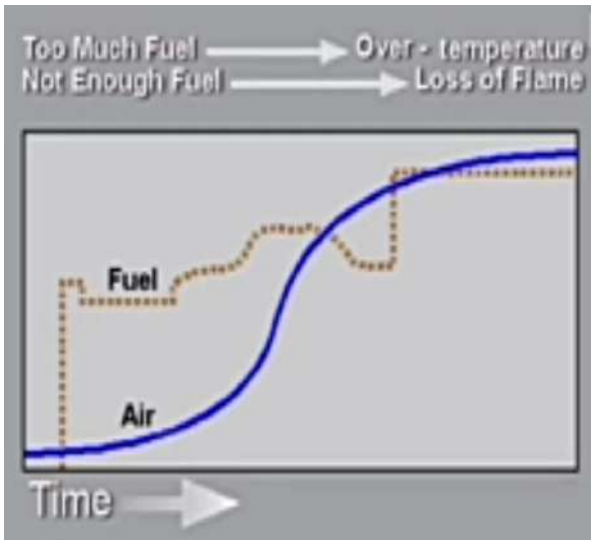


Fig. II.11. System contrôle température

Fig. II.12. L'influence du débit du combustible

II.4.2. Courbes de protection contre là sur température d'échappement

Dans des conditions de fonctionnement normales, le système de contrôle de la température d'échappement réagit pour réguler le débit de carburant lorsque la température limite T3, est atteinte, (T3 : température à la sortie de la chambre de combustion ou température de mise a feu).

Cependant, dans certains modes de défaillance, la température d'échappement et le débit de carburant pourraient dépasser les limites de contrôle.

Par conséquent, Le système de protection contre la surchauffe fournit une alarme de surchauffe avant le déclenchement de la turbine à gaz. Cela permet à l'opérateur de décharger l'unité pour éviter une situation de déclenchement. Si la température d'échappement continué à augmenter, la turbine à gaz est déclenchée.

Constant	définition	Valeur	unité
TTKOT1	Over temperature trip isotherme setting	1055	F°
TTKOT2	Over temperature trip increment above isothermal	40	F°
TTKOT3	Over temperature alarm increment above isothermal	25	F°

Tableau II.3. Valeurs de protection contre là sur température d'échappement

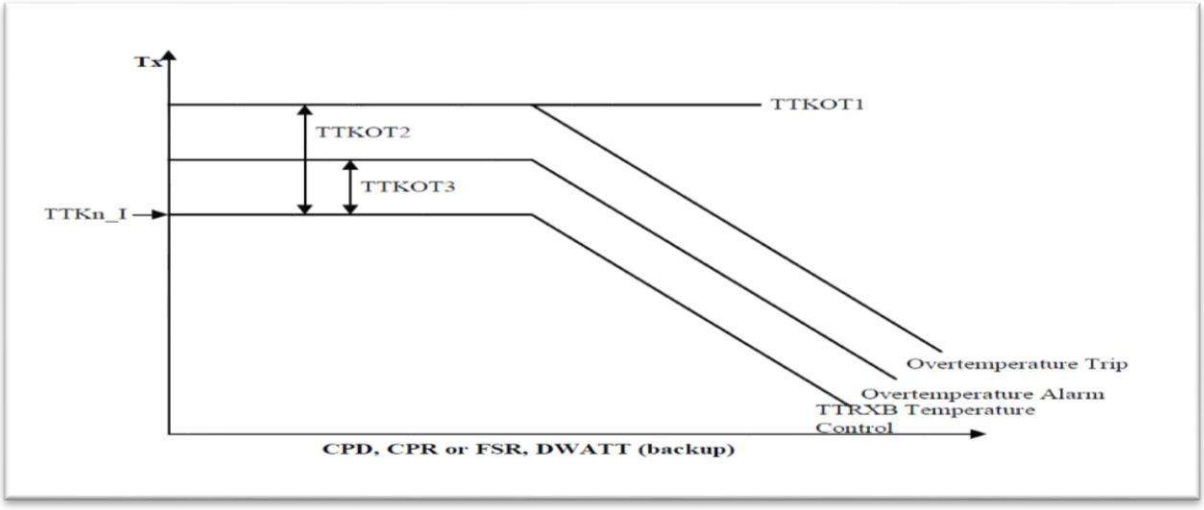
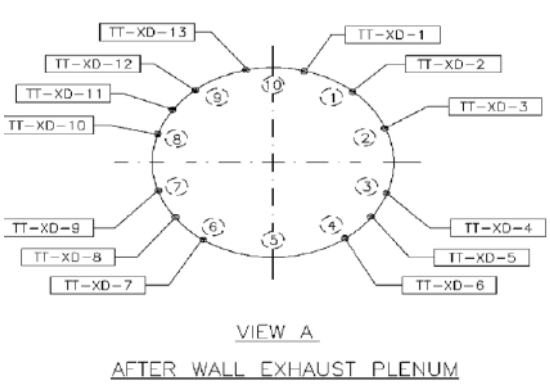


Fig. II.13. Courbes de protection contre la surchauffe des gaz d'échappement

II.4.3. Retour Sur La Température D'échappement & Protection

L'algorithme de protection de la température d'échappement fait la moyenne des températures lues par les thermocouples de température d'échappement pour déterminer la valeur moyenne, TTXM (Exhaust TempératureMédian). Toutes les lectures de température qui tombent en dessous de la valeur de TTXD2 [1] (Turbine Température - Exhaust TC #2) par la constante TTKXCO (Exhaust thermocouple Löw rejet frome average limite), sont exclus du calcul de la moyenne. Le plus haut et la plus basse des lectures de thermocouple restantes sont également exclus du calcul de TTXM.

L'algorithme génère une alarme de haute température d'échappement (exhaust over-température alarme) L30TXA, un déclenchement de haute température d'échappement (exhaust over-temperature trip) L86TXT, et un déclenchement ouvert des thermocouples d'échappement (exhaust thermocouples open trip) L86TFB.



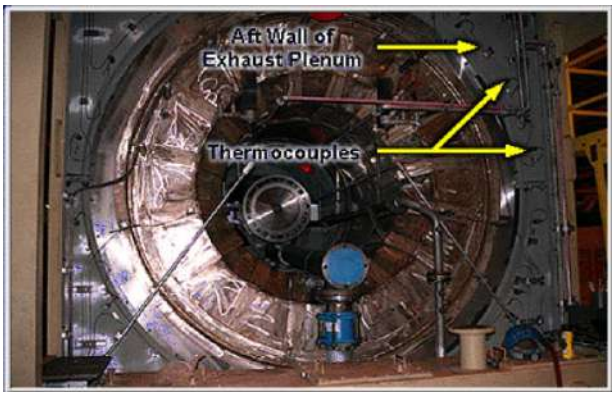


Fig. II.14. Thermocouples d'échappement

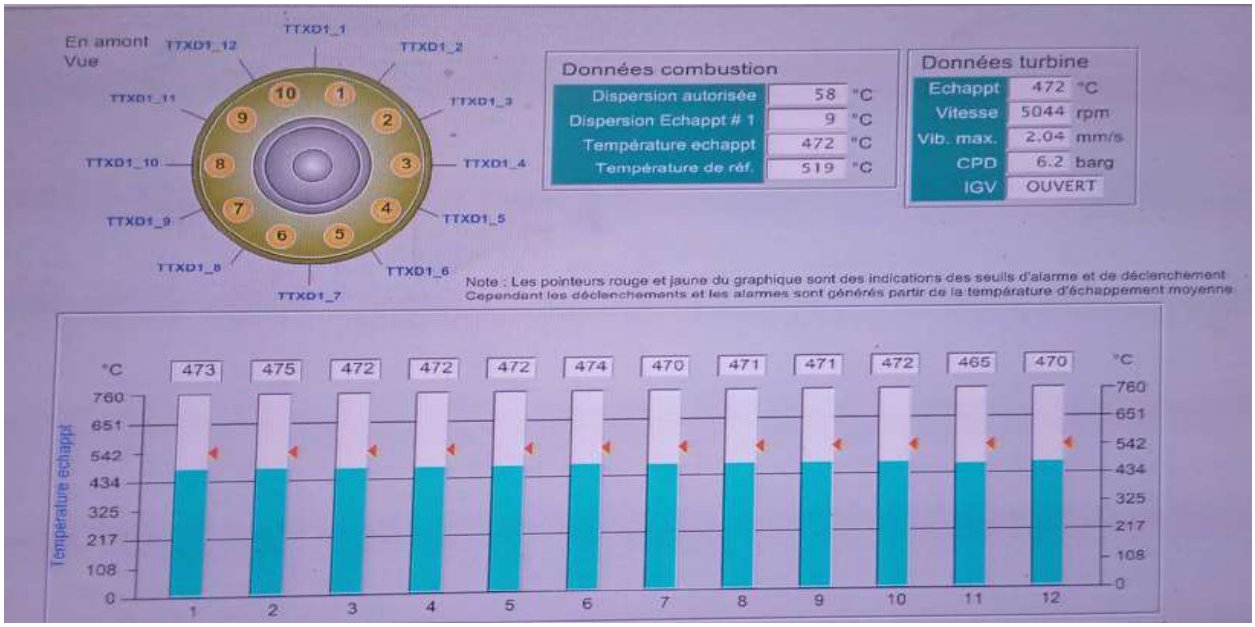


Fig. II.15. Températures d'échappement

II.4.4. Contrôle Et Protection De La Température D'échappement

Un algorithme TTRX calcule la référence de contrôle de la température d'échappement de la turbine à gaz. La température d'échappement est contrôlée en fonction de la pression de refoulement du compresseur, CPD, ou dans certains cas, rapport de compression du compresseur, CPR. Cela permet de limiter la température T3 par une fonction linéarisée de la température d'échappement et de la pression de refoulement du compresseur CPD (ou rapport de pression du compresseur CPR).

Une courbe "de secours" (courbe secondaire), est également une fonction linéarisée de la référence de course du carburant, FSR (Fuel Stroke Référence), ou de la sortie de la turbine à gaz, DWATT, qui limite la température T3 (firing température). La courbe secondaire est décalée au-dessus de la courbe primaire par TTKRX2 (Température control réf CPD fêlure bais). Cela garantit que la courbe de contrôle de la température de secours n'interfère pas avec la température des gaz primaire d'échappement de la turbine basé sur le CPD. En cas de défaillance du transmetteur de pression de refoulement du compresseur détectée par le signal logique L3TFLT, la constante TTKRX2 est soustraite de la courbe

secondaire. Cette courbe de secours devienne maintenant la courbe de contrôle de la température d'échappement de la turbine à gaz.

La référence de contrôle de la température d'échappement de la turbine à gaz, TTRX, est calculée comme la sélection minimale parmi TTRXP, TTRXS et TTK_I et ne dépassera pas les taux de rampe TTKRXR1 et TTKRXR2 pendant les transitoires. La référence calculée est introduite dans l'algorithme d'aube directrice d'entrée, CSRGV, et est utilisée pour contrôler les IGV de la turbine à gaz. TTRXB, qui est utilisé pour le contrôle du carburant, est ensuite calculé comme la somme du biais de température TTRX et IGV, CSRGVTXB.

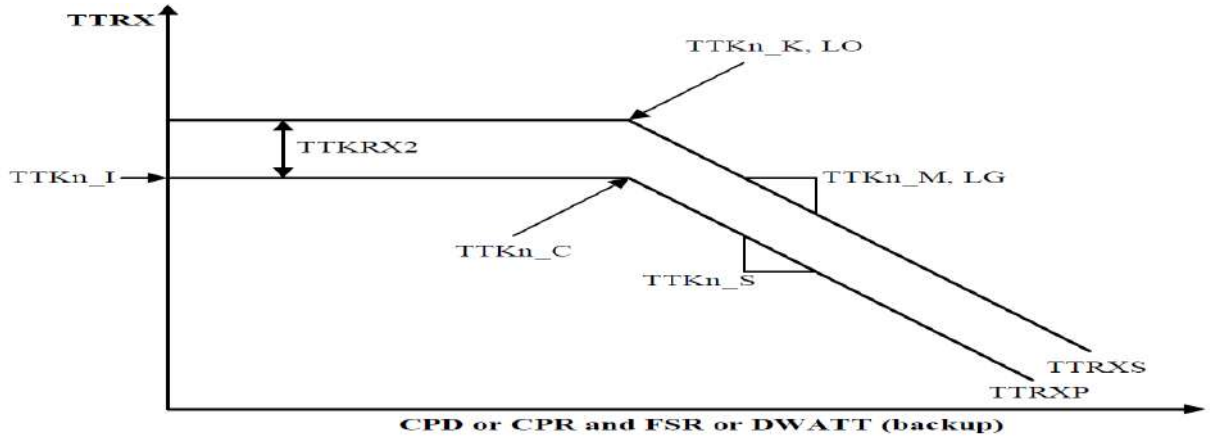


Fig. II.16. Courbe de protection de la température d'échappement

II.4.5. Limites De Température Des Thermocouples De L'espace Roue

La température de l'espace roue de la turbine de 850F° (454C°) indique la valeur maximale absolue admissible pendant le fonctionnement en régime permanant, les mesures de températures de l'espace-roue doit être la mesure moyenne d'au-moins deux thermocouples qui sont diamétralement opposés l'un à l'autre dans l'espace roue.

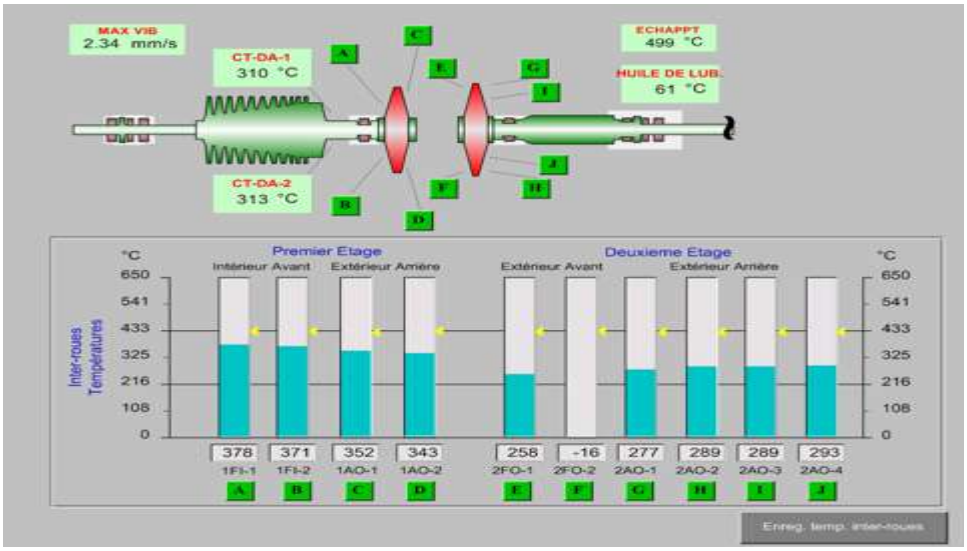
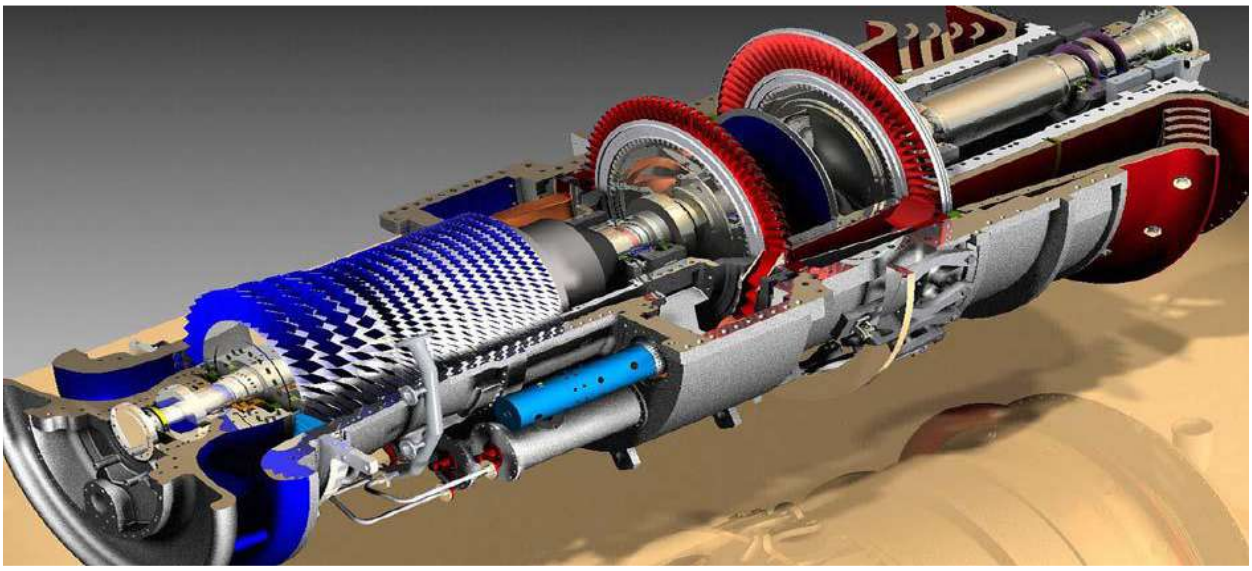


Fig.17. thermocouples espace rou

II.5. Calcule thermique de l'installation turbine à gaz MS 5002B



Dans notre mémoire de master, nous nous appuierons sur le programme de calcule et de modélisation « thermoptim » afin de faire tous les calculs énergétiques.

II.5.1. Présentation De Thermoptim

Le progiciel Thermoptim est un environnement de modélisation systématique des technologies énergétiques très original et sans équivalent.

Thermoptim permet de calculer aisément des cycles thermodynamiques, des plus simples aux plus complexes, sans recourir à des simplifications outrancières, ni se livrer à des calculs fastidieux. Il combine, d'une part une analyse systémique du projet étudié, mettant en évidence ses principaux éléments fonctionnels et leurs interconnexions, et d'autre part une modélisation thermique et thermodynamique en régime stationnaire de ses différents composants. Utilisé par de nombreux industriels, Thermoptim permet de renouveler en profondeur la modélisation en thermodynamique appliquée.

- **Données du constructeur:**

Fournisseur	Nouvo Pignone
Modèle de turbine	MS-5002 B à deux arbres indépendants
Cycle	simple
Vitesse d'arbre	5100 tr/min pour HP, 4700 tr/min pour BP
Puissance nominale (iso)	26100 KW
Pouvoir calorifique	10645 k cal / , 44550 kJ/g c°
HR	12493 kJ/kWh , 8.830 BTU/hp-hr
Rendement	29.8%
Température d'entrée	15 C°
Température d'échappement	491C°
Température de mise a feu	927C°
Le debit massique gaz d'echappement M	121.6 kg/s

Section compresseur	
Nombre d'étages	16
Type de compresseur	à flux axial
Type d'aubes directrices (IGV	Variable
Taux de compression	8.8
Le rendement isentropique η_{is}	0.85

Section turbine

Nombre d'étages de la turbine	2
Le rendement de la turbine η_{HP}	0.86
Le rendement de la turbineη_{BP}	0.85

Section combustion	
Type de chambre	Chambre annulaire à flux inverse
Disposition des chambres	Positionnées concentriquement autour de compresseur
Injecteur de combustible	De type à combustible gazeux, un par chambre
Bougies	2 de type électrode auto rétractile
Détecteur de flammes	4 de type ultraviolet
combustible	Gaz naturel
Le rendement de la chambre η_{cc}	0.97

Tableau II.4. Paramètre de fonctionnement là l'installation turbine à gaz MS5002B

II.5.2.Calcul de la puissance et du η dans les conditions ISO

Les niveaux de performance d'une l'installation turbine a gaz indiqués dans les conditions ISO n'incluent pas les conduits d'installation et les pertes de charge. Ce niveau de performance est situerait normalement entre le plans d'admission et de sortie. Les turbines à gaz sont des "machines à respirer l'air ambiant", etant donné que les conditions de l'air ambiant peuvent changer, les performances du ITG doivent être indiquées en référence aux "conditions atmosphériques ISO" et au type de carburant utilisé pour les obtenir.

Les conditions atmosphériques utilisées pour évaluer et déclarer les performances de la Turbine à Gaz sont :

- Pression ambiante : 101325 Pa (14.7 pisa) ;
- Température ambiante : 15C° (59F°) ;
- Humidité relative : 60%

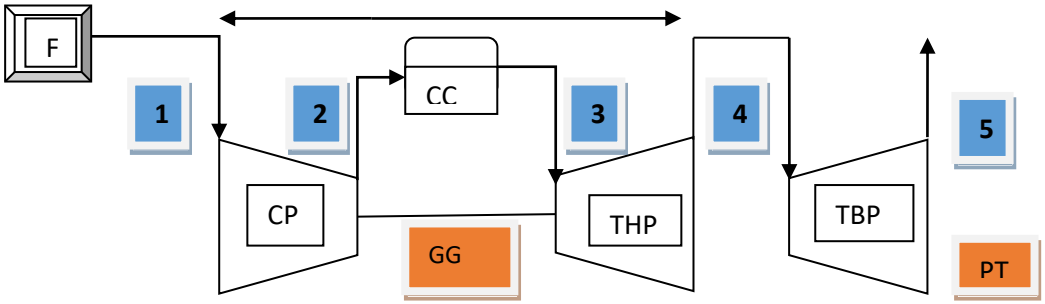


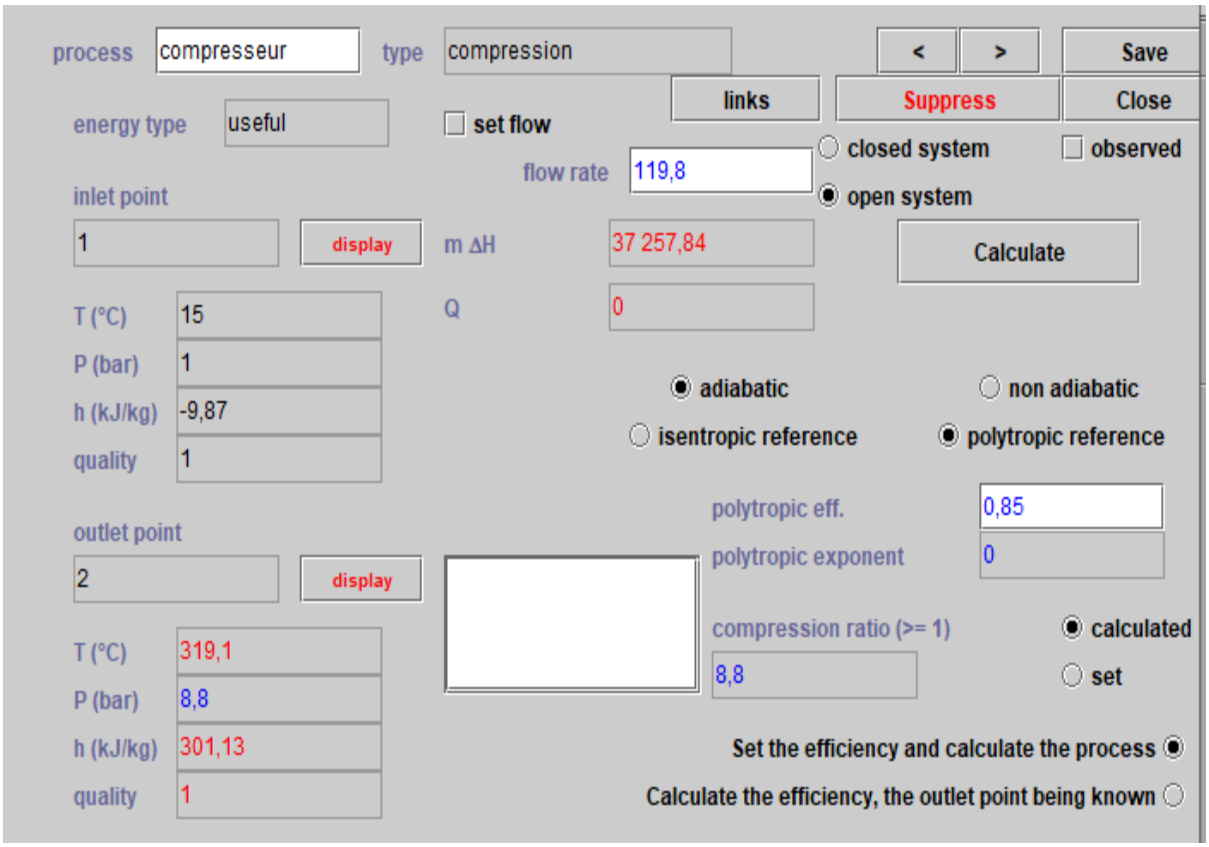
Fig.18. schémas fonctionnel de l'installation turbine à gaz MS 5002B

Cp : compresseur axial ;GG ; générateur de gaz PT ; turbine de puissance

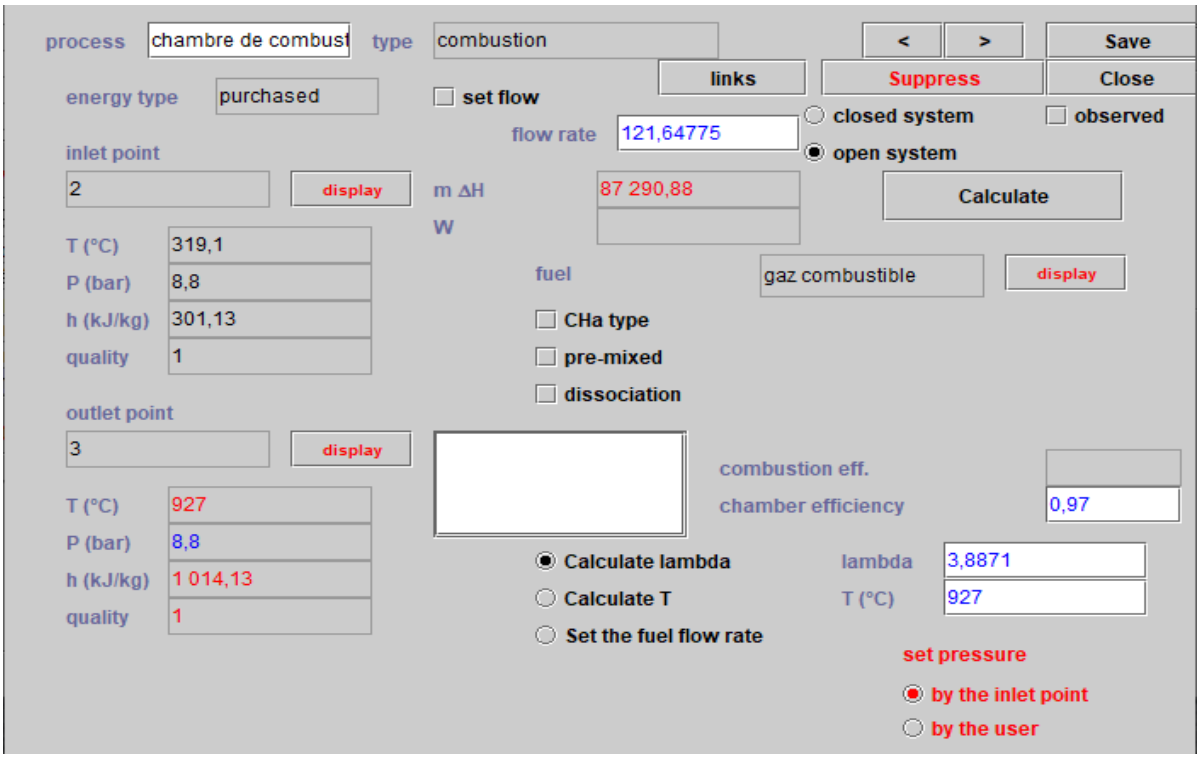
Le cycle thermodynamique avec le quel fonctionne une turbine à gaz sans récupération

Pour les valeurs des conditions iso, on obtient les résultats suivants :

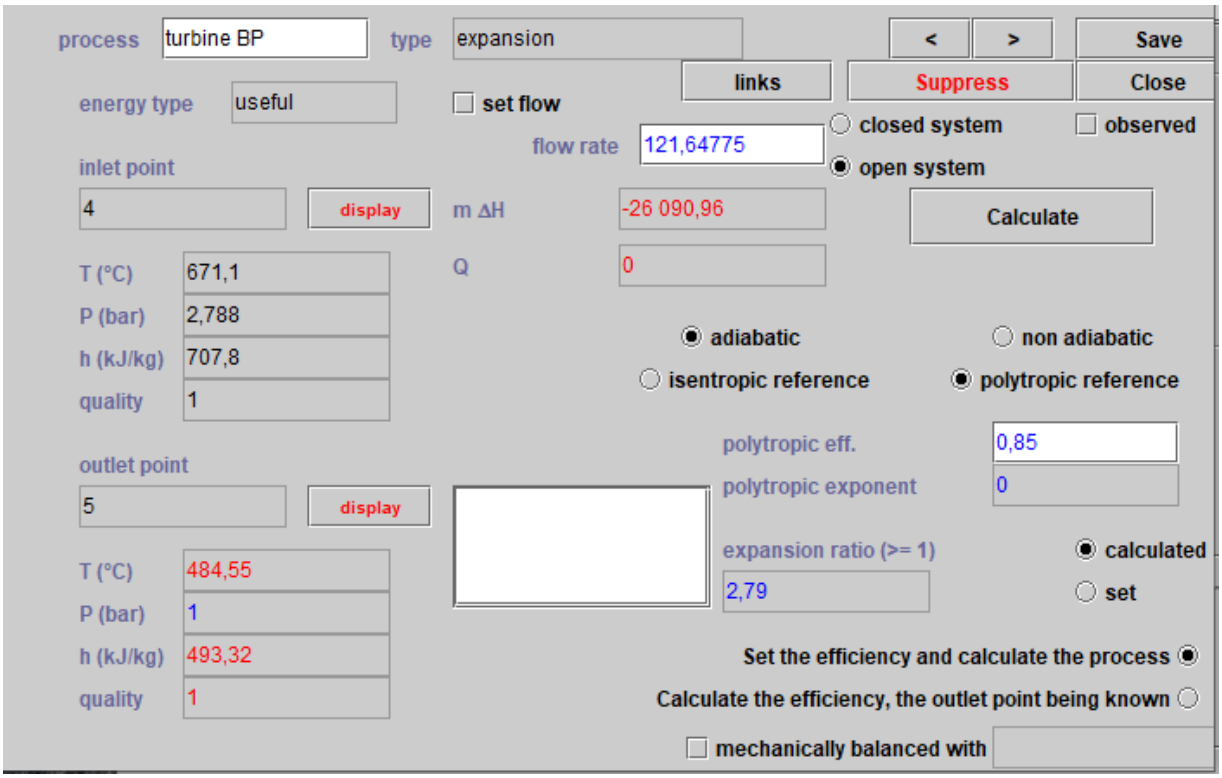
1-2 : Compression Adiabatique (polytropique référence)



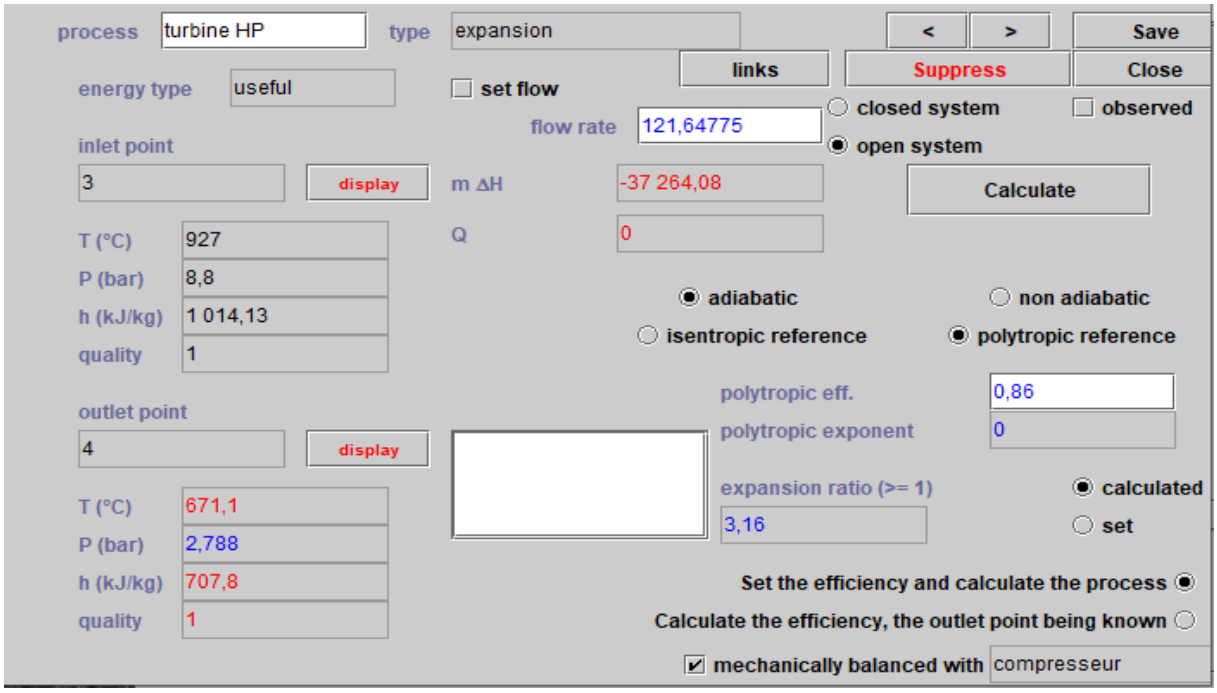
2-3 : Combustion Isobare



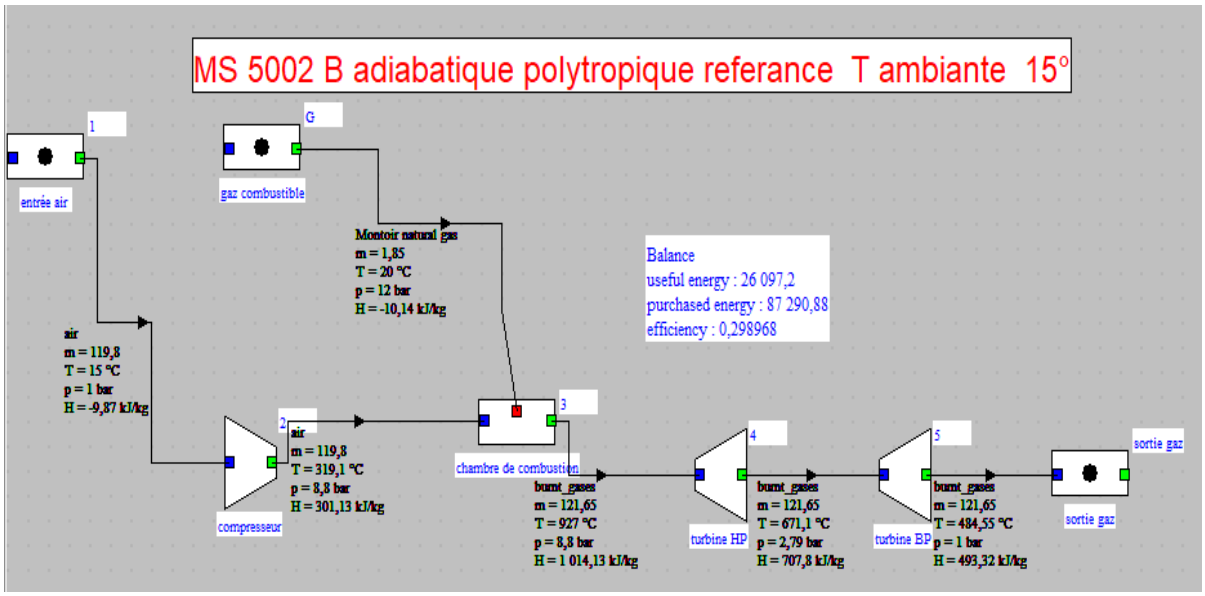
3-4 : Detante Adiabatique :(polytropique référence)



4-5 : Detante Adiabatique (polytropique référence)



Donc Le Bilan Energitique Est :



Le diagram TS :

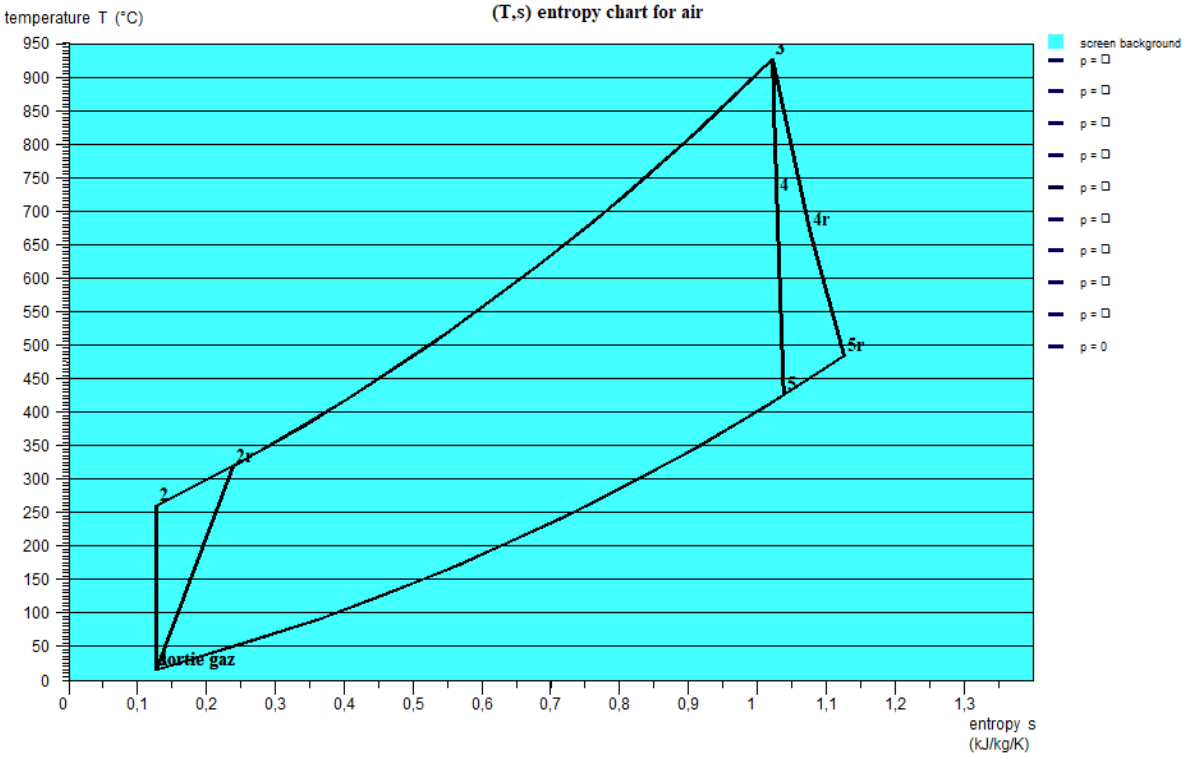


Fig.19.Diagramme température entropie de l'installation turbine a gaz MS5002B

II.5.3. Evaluation de la puissance conditions site

L'Évaluation de la puissance utile de site, la consommation spécifique et l'e rendement de la turbine à gaz "MS5002B" fonctionnant avec les conditions de site suivantes :

Température ambiante, Altitude, ΔP dans la section d'entrée, ΔP dans la section d'échappement.

Les courbes de performance sont utilisées pour obtenir les facteurs de correction, à partir des valeurs réelles des conditions ambiantes.

$$(\boldsymbol{P_U})_{\boldsymbol{site}} = (\boldsymbol{P_U})_{\boldsymbol{iso}} * \boldsymbol{\alpha} \qquad \textbf{(eq II)}$$

$$\boldsymbol{\alpha} = \mathbf{ft} * \mathbf{fp} * \mathbf{f\Delta pin} * \mathbf{f\Delta pin} * \mathbf{f\Delta exh}$$

$$(\boldsymbol{P_U})_{\boldsymbol{site}} = (\boldsymbol{P_U})_{\boldsymbol{iso}} * \mathbf{ft} * \mathbf{fp} * \mathbf{f\Delta pin} * \mathbf{f\Delta pin} * \mathbf{f\Delta exh} \qquad \textbf{(eq.II.3)}$$

Avec :

PU : puissance util

α: Coefficient de correction

ft : facteur de correction de température

fp : facteur de correction de pression (altitude)

fΔpin : facteur de correction de pertes de pression a l'admission

fΔexh : facteur de correction de pertes de pression a l'échappement

À partir des données de constructeur pour MS5002B dans les "conditions ISO", et aussi obtenues par le THERMOOPTIM.

- **La puissance nominal condition iso = 26100 kW**
- **Rendement = 29,**

Paramètres réels de site :les températures estivales pour la région de TFT sont généralement comprises entre les 45°C et 55°C.

a- Evaluation de la puissance Pour une température de 45°,Altitude = 440 m

- Facteur de correction de température : selon la courbe de correction (fig. 2-1)
  Pour T = 45° C = 113 F° : ft pour la puissance = 83%
- Facteur de correction de pression **:**selon la courbe de correction (fig. 2-3)

Pour 440 m = 1.44 milles pieds : fp pour la puissance = 95%,

- Facteurs de correction de pertes de pression à l'admission $f\Delta$pin et d'échappement $f\Delta$exh **:** 100 mmH_2O

Tous les 100 millimètres de H2O à l'aspiration	Tous les 100 millimètres H2O à l'échappement
1.7 % pertes de puissance	0.6 % pertes de puissance

Donc :

La puissance utile est affectée par :

- Température ambiante (83%) ;
- Chutes de pression d'entrée (98,55 %) ;
- Chutes de pression d'échappement (99,58%) ;
- Chute de pression d'altitude (95%).

Factor de correction est :

$$\boldsymbol{\alpha = ft * fp * f\Delta pin * f\Delta pin * f\Delta exh = 0.83 * 0.9855 * 0.9958 * 0.95}$$

$$\boldsymbol{\alpha = 0.7738}$$

Ainsi, la puissance utile à l'emplacement du site est :

$$\boldsymbol{(P_U)_{site} = (P_U)_{iso} * \alpha Pu = 26100 * 0.7738}$$

$$\boldsymbol{(P_U)_{45c^\circ} = 20196\ kw}$$

Calcule de la perte de puissance à 45C° :

$$\text{La perte de puissance} = 1 - \frac{(P_U)_{site}}{(P_U)_{iso}} = 1 - \frac{(P_U)_{45C°}}{(P_U)_{iso}} = 1 - \frac{20196}{26100} = 22.6\%$$

La perte de puissance a 45C° = 22.6%

Calcule de la puissance reçue par la charge :

$$(P_U)_{reçue} = (P_U)_{site} \times \eta m \qquad \text{(II.4)}$$

$(P_U)_{reçue} = \mathbf{20196} \times 0.97 = 19590$ KW

$$\boldsymbol{(P_U)_{reçue\ a\ 45C°} = 19590.\mathbf{KW}}$$

b- Evaluation de la puissance Pour une température de 55°,Altitude = 440 m

De la même méthode on calcule la puissance produite à 55 °C

Seul le facteur de correction de température change

- Facteur de correction de température :
  Pour T = 55° C = 131 F° : ft pour la puissance = 80%

Donc :

La puissance utile est affectée par :

- Température ambiante (80%)
- Chutes de pression d'entrée (98,55 %)
- Chutes de pression d'échappement (99,58%)
- Chute de pression d'altitude (95%)

$$\boldsymbol{\alpha = ft * fp * f\Delta pin * f\Delta pin * f\Delta exh = 0.80 * 0.9855 * 0.9958 * 0.95}$$

$$\boldsymbol{\alpha = 0.7458}$$

Ainsi, la puissance utile à l'emplacement du site est :

$$(\boldsymbol{P_U})_{\boldsymbol{site}} = (\boldsymbol{P_U})_{\boldsymbol{iso}} * \boldsymbol{\alpha}\text{Pu} = 26100 * 0.7458$$

$$\boldsymbol{(P_U)_{55c°} = 19466\ kw}$$

Calcule de la perte de puissance à 45C° :

$$\text{La perte de puissance} = 1 - \frac{(P_U)_{site}}{(P_U)_{iso}} = 1 - \frac{(P_U)_{45C°}}{(P_U)_{iso}} = 1 - \frac{\mathbf{19466}}{26100} = 25.4\%$$

La perte de puissance a 55C° = 25.4%

Calcule de la puissance reçue par la charge :

$$(P_U)_{reçue} = (P_U)_{site} \times \eta m \qquad \text{(II.4)}$$

$$(P_U)_{reçue} = \mathbf{19466} \times 0.97 = 18882\ \text{KW}$$

$$\boldsymbol{(P_U)_{reçue\ a\ 55C°} = 19590.KW}$$

II.5.4. Interprétation du résultat

Le calcule thermodynamique confirme bien les données de constructeur.

La puissance utile, le rendement thermodynamique de l'installation sont diminues avec l'augmentation de la température ambiante.

La consommation spécifique augmente avec l'augmentation de température ambiante.

II.5.5. Constatation

On constate que la puissance délivrée par la turbine à gaz (19.59MW à 45°C - 18.8 MW à 55°C) dans les périodes de hautes températures est bien inferieur à la puissance nécessaire pour le fonctionnement normal sans recyclage des trois compresseurs centrifuge de la section compression.

II.5.6. Solutions possibles pour l'optimisation de la puissance

Pour obtenir une plus grande puissance, il est nécessaire d'augmenter le débit de gaz combustible, ce qui entraine une élévation de la température d'échappement, Comme les turbines sont limitées en températures des gaz d'échappement, elles déclenchent automatiquement, surtout en été ou la température extérieur est très élevée.

Ces nombreux déclenchements de la turbine beaucoup plus fréquente en été plutôt qu'en hiver, obligent les trains à fonctionner en vitesse minimum entrainant des recyclages fréquents.

Plusieurs techniques peuvent utilisées pour augmenter la puissance générée par la turbine à gaz.

II.5.6. 1.Injection de la vapeur d'eau a l'admission

Cette technique nous permet d'augmenter la puissance de la turbine à gaz jusqu' à 16%, (+16% de 19.4 = 22.85MW), mais la condensation d'eau aggraver l'encrassement du compresseur, réduire ses performances et même endommager les aubes du compresseur, donc une maintenance en plus.



Fig.20. l'effet de la condensation des d'eau sur les ailettes du compresseur axial

II.5.6. 2.Changement des ailettes turbinent

Changement des ailettes turbines par un matériau plus résistant aux hautes températures (Power Cristal) est, certes, une option intéressante (augmentation du rendement turbine de 5% avec 6% de puissance en plus, (soit 1.16 +19.4 =20.61 MW).

Dans les moteurs d'avions et les turbines à gaz industrielles (IGT), les pièces moulées à la cire perdue sont constituées de superalliages coûteux pour résister aux charges thermiques, mécaniques et chimiques extrêmes subies par les composants du trajet des gaz chauds. Pendant des décennies, ces pièces de grande valeur ont été fabriquées grâce à un processus de moulage à la cire perdue à plusieurs étapes et à forte intensité de main-d'œuvre. Cette approche nécessite douze étapes distinctes pour produire des pièces moulées finies. Compte tenu du temps et de l'investissement, les utilisateurs de turbines évitent les modifications de conception une fois qu'une pièce est en production.

II.5.6. 2.Réduction de la puissance consommée par la charge

C'est une technique basée sur la modification du system de compression, soit par le changement des compresseurs, soit par changement des quelques organe interne du compresseur afin de réduire la puissance consommée, tout en conservant le même débit el la même pression.

Chapitre III

III.1. Définition

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l`énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression.

III.2. But de la compression

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

Cette opération a pour but de:

- faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres).

III.3. Classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques:

- le principe de fonctionnement (volumétrique, turbocompresseur);
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif);
- nature de fluide.

En général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs. Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression dûe à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

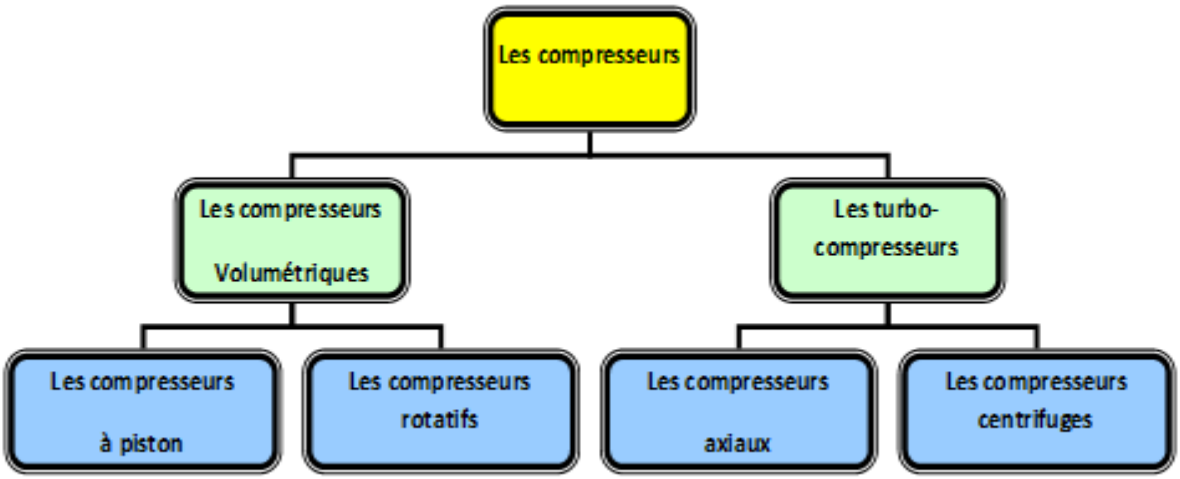


Fig. III.1: classification des Compresseur

D'après leurs principes de fonctionnement, on distingue les types suivants:

III.3.1. Compresseurs volumétriques

III.3.1. 1.Compresseurs à piston

Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par réduction du volume qui lui est offert. La variation du volume et le déplacement du gaz est obtenu par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre. On classe les compresseurs à piston d'après les différents indices:

III.3.1. 2.Compresseurs rotatifs volumétriques

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume.Parmi ces appareils :

- Les une réalisent la compression progressivement dans une capacité fermée de volume, décroissant suivant un cycle semblable à celui qui est obtenue dans les compresseurs à piston.
- Les autres transportent les gaz d'une enceinte à basse pression à une autre à pression élevée, le cycle est alors tout à fait différent.

Parmi les compresseurs rotatifs on distingue:

- compresseurs à palettes mobiles;
- compresseur à anneau liquide;
- compresseur à rotors hélicoïdaux.

III.3.2. Les turbocompresseurs

Dans les turbocompresseurs, l'élévation de la pression résulte précisément d'une action sur la vitesse de fluide. Ici encore, l'énergie nécessaire au fonctionnement du compresseur est dépensée sous forme de travail, celui-ci est transformé sous forme d'énergie cinétique au fluide à comprimer, et cette dernière à son tour est transformée en pression. La mise en vitesse est obtenue en soumettant le fluide à l'action des roues à aubes ayant une grande vitesse rotative.

Ces machines assurent la compression grâce à la force centrifuge, dûe au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

Les turbocompresseurs sont divisés en:

III.3.2.1. Compresseurs axiaux

Les compresseurs axiaux, sont des turbocompresseurs, L'accroissement de la pression résulte d'une action sur la vitesse de fluide (fig. II.3 en annexe).

Le travail fourni par la turbine sous forme d'énergie mécanique transmise à l'aube du compresseur est transformé en énergie cinétique du gaz à comprimer grâce à la rotation des aubes; celle-ci est à son tour transformé en énergie de pression dans le diffuseur.

Chaque étage est constitué par une rangée d'aubes fixes, et une rangée d'aubes mobiles, disposées en un même cylindre. Les compresseurs axiaux sont utilisés pour les grands débits.

III.3.2.2. Compresseurs centrifuges

Les turbocompresseurs peuvent être des compresseurs centrifuges (Fig. III.3), dans lesquels le parcours du gaz dans les roues est dirigé du centre vers la périphérie. Donc l'énergie de gaz comprimé augmente grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le

mouvement de rotation des roues des aubes. Les compresseurs centrifuges sont employés pour des hauteurs manométriques élevées.

III.3.3 Critères de sélection des compresseurs

Conditions d'utilisation	- Débit de gaz, puissance - Rapport de pression - pression de refoulement	Choix multiple techniquement possible en beaucoup de cas… conduit à la solution préférée.
Performances	-Efficacité sur la plage de fonctionnement - contrôle de capacité	
Autres exigences techniques	- Conditions particulières du chantier - Expérience industrielle -Problèmes environnementaux	
-Coût d'investissement & Coût d'installation complète	-Coût du cycle de vie - Coût de l'énergie - Coût des pièces de rechange et de la maintenance - Coût de production perdue	
-Fiabilité - Service continu/intermittent	- Demandes de services ininterrompus	
-Maintenance - Maintenabilité	- Maintenabilité Intervalles d'entretien - Disponibilité des pièces et du service	

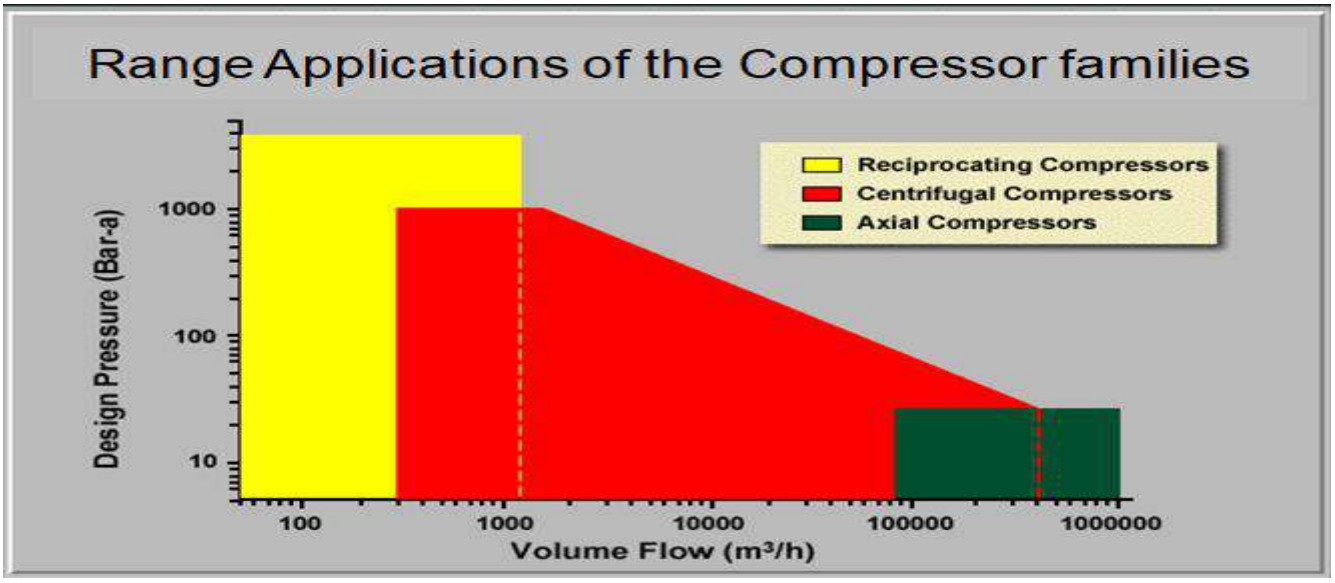


Fig. III.2: plage de fonctionnement des Compresseurs

III.4. Description générale des compresseurs centrifuges

Le compresseur centrifuge est une turbomachine dans laquelle le gaz s'écoule principalement dans le sens radial. L'énergie nécessaire pour augmenter la pression de gaz est fournie en fluide par les aubes d'une roue centrifuge. Ces aubes divisent la surface latérale de la roue en secteurs servant de canaux d'écoulement, et forment un aubage.

Le compresseur centrifuge très utilisé en raffinage et dans les industries chimiques. Par exemple; les compresseurs de l'unité de traitement des gaz associes de TFT conçus pour envoyer le gaz vers la région de Hassi R'Mel et pour la réinjection dans le gisement dont le but de maintenir la pression de gisement constante.

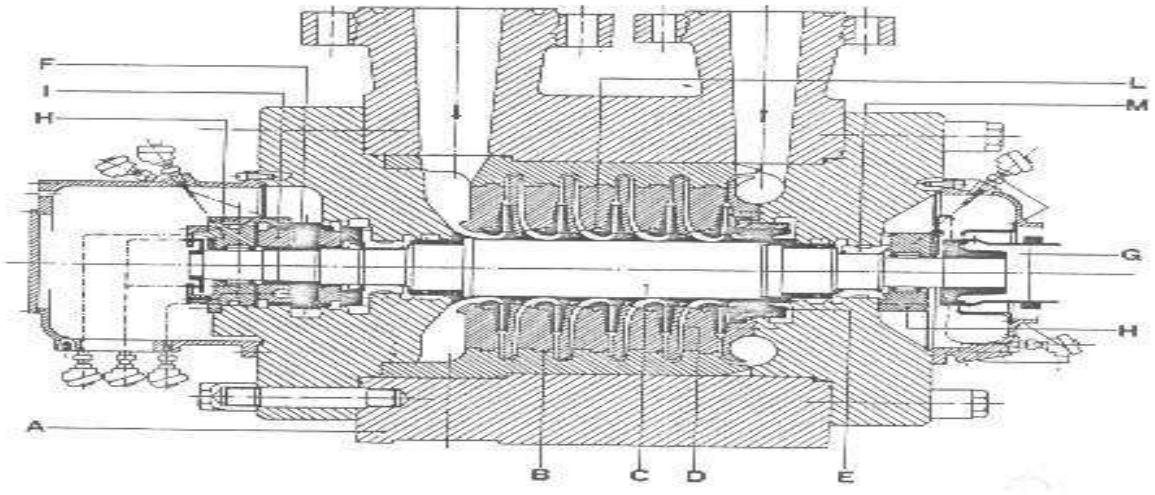


Fig III.3: Compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par (fig.III.3): un corps extérieur (A) contenant

la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par un arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le tambour ou piston d'équilibrage (E), le collet du palier de butée (F).

Le rotor entraîné par la machine motrice tourne sur les paliers porteurs (H), il est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I).

Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L), et des étanchéités d'huile d'extrémité agissent sur le rotor.

III.4.1. Les types de compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés et de la pression nominale, selon les classifications, on peut adopter les subdivisions suivantes:

- Compresseurs type à volute unique (single volute) SRL;
- Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (MCL) ;
- Compresseurs avec corps ouverts verticalement(PCL) ;
- Compresseurs avec corps ouverts verticalement(BCL) ;

III.4.1. 1. Compresseurs type à volute unique (single volute) SRL

API 617 : La lettre S identifie le compresseur centrifuge de type Single Volute La roue est directement reliée à l'arbre et chaque étage possède sa propre volute de refoulement.

Les compresseurs centrifuges à volute simple peuvent être à engrenages intégrés (image de gauche) ou suspendus (image de droite).

Ces types de compresseurs sont généralement utilisés pour les faibles débits et les applications à basse pression comme la compression d'air.



Fig. III.4: Compresseur centrifuge volute unique

III.4.1.2. Compresseurs avec corps ouverts horizontalement (Split) (MCL)

API 617 : L'enveloppe du compresseur se divise le long du plan horizontal en deux parties, supérieure et inférieure (assemblées par boulonnages au niveau du plan de joint horizontal). L'étanchéité du joint est de type métal ces enveloppes sont souvent moulés. La lettre M identifie le compresseur centrifuge de type « Middle split »

La construction de la machine est conçue pour permettre un démontage facile. Il n'est pas cependant adéquat en vue de l'opération à haute pression ou celle utilisant le gaz contenant une quantité importante d'hydrogène; ce qui rend la masse moléculaire réduite. Dans l'ordre général, la limite maximale de pression devait être de 50 à 80 bars pour ce compresseur et des débits élevés. Les diagrammes, la paroi d'aspiration et la volute de refoulement se montent par demi-partie directement dans chaque demi-enveloppe. Ce type d'assemblage permet une maintenance aisée par accès directe aux organes internes du compresseur (fig.III.5).

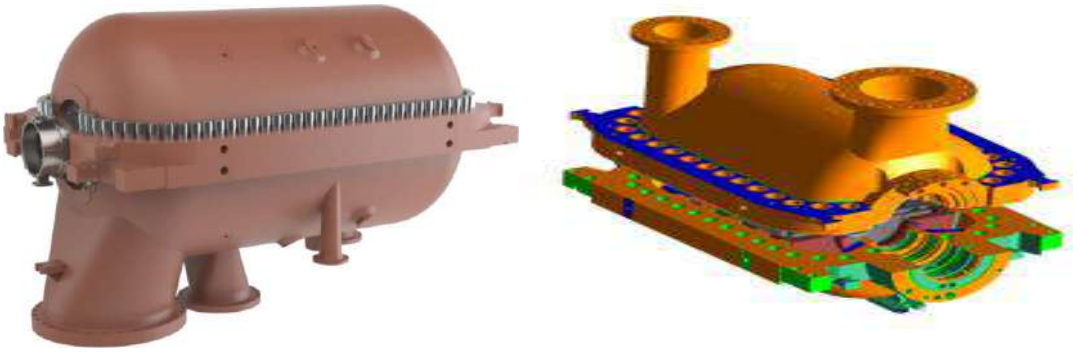


Fig. III.5: compresseur centrifuge devisé horizontalement(MCL)

III.4.1.3. Compresseurs avec corps ouverts verticalement (pipeline) ; PCL.

API 617 : La lettre P identifie le compresseur centrifuge de type Pipeline, divisé verticalement selon. Le carter principal est de forme pipeline et les deux couvercles d'extrémité sont fixés à l'enveloppe au moyen de goujons ou d'anneaux de cisaillement.

Les compresseurs de type pipeline sont conçus pour maximiser l'efficacité de la compression sur la large gamme de conditions de fonctionnement requises par des stations de compression. Les sections d'aspiration et de refoulement sont situées sur les côtés opposés du boîtier, pour répondre ainsi aux exigences de disposition de la station réduire les pertes de charge.

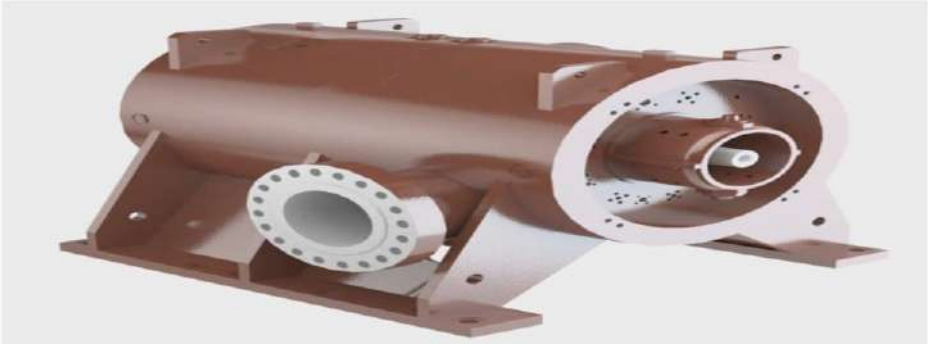


Fig. III.6: compresseur centrifuge devisé verticalement (PCL)

III.4.1.4. Compresseurs avec corps ouverts verticalement (barrel) BCL

API 617 : La lettre B identifie le compresseur centrifuge de type baril, divisé verticalement, L'enveloppe principale est en forme de baril (cylindre) ,les deux couvercles. (Flasques) d'extrémité sont fixés au carter au moyen de goujons ou d'anneaux de cisaillement.

Ces compresseurs sont les plus polyvalents pour ce qui concerne la plage de pression (jusqu'à 1000 bars) et de débit.

Si elle est présente, la dernière lettre de l'étiquette identifie la pression maximale, hydrostatique, à laquelle le compresseur est capable de résister. (fig.III.7).





Fig. III.7: compresseur centrifuge devisé verticalement (BCL)

III.4.1.5. Désignation des compresseurs centrifuges nuovo-pingnon

Les compresseurs centrifuges GE Nuovo Pignone sont désignés par une série de lettres majuscules et de chiffres. Les lettres majuscules indiquent les caractéristiques du corps ; les lettres BCL indiquent un compresseur ayant un corps ouvert verticalement (corps du type en forme de barril).Les numéros placés après les lettres indiquent la "taille" nominale et le nombre de roues. La lettre N, A ou B, placée après les chiffres, correspond à la pression nominale du carter ; dans tous les cas, la pression de service maximale admissible à prendre en compte pour le compresseur est la valeur indiquée sur la fiche technique du compresseur.

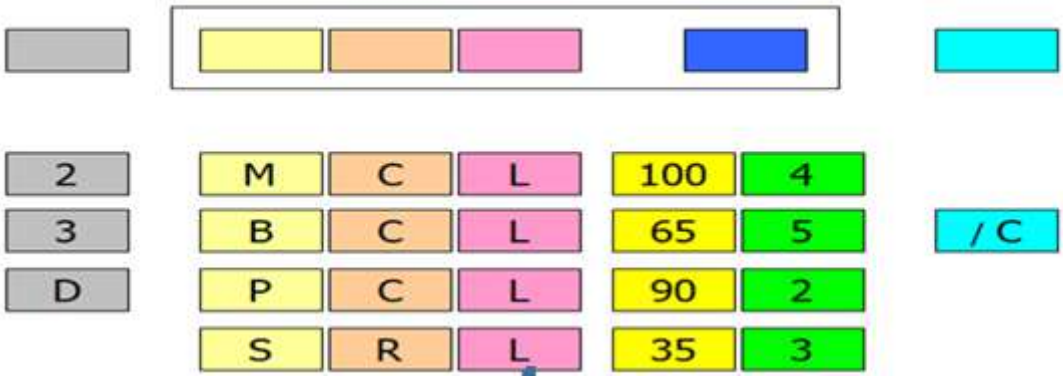


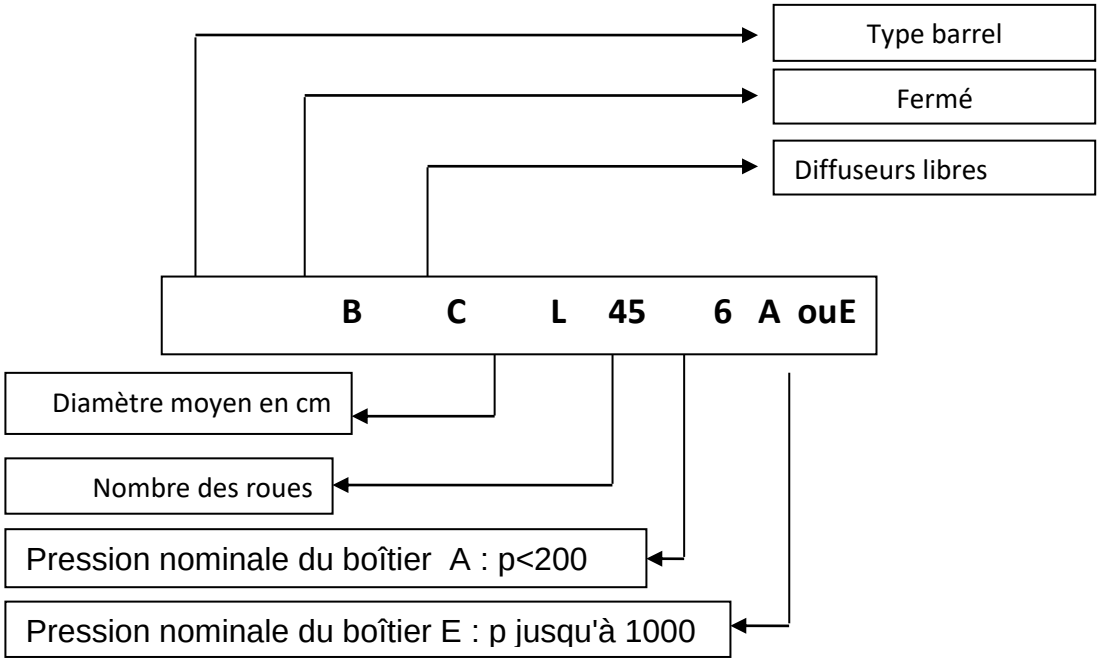
Fig. III.8: Désignation des compresseurs centrifuges Nuovo Pignone

Pression nominale de conception du boîtier

- N : p<150 bars
- A : p<200 bars
- B :p<300 bars
- C :p<400 bars
- D : p<550 bars
- E :p jusqu'à 1000 bars

Exemple d'identification d'un type de compresseur centrifuge

La signification des symboles de code du compresseur BCL 456 A ou E est la suivante :



III.4.2. Classification des compresseurs centrifuge en fonction de la section d'aspiration Et du refoulement.

III.4.2. 1. Compresseur BCL et MCL

Si l'on suppose qu'il y a une case à remplir, avant la première lettre de la balise, et que la case est laissée vide cela signifie que Le compresseur centrifuge est composé d'une section decompresseur.Dans cette section de compresseur, les roues sont installées sur l'arbre selon une configuration en ligne.

Cette disposition est facilement reconnaissable en regardant le compresseur, même lorsque la machine est en marche, car nous aurons 1 section d'aspiration et 1section de refoulement.

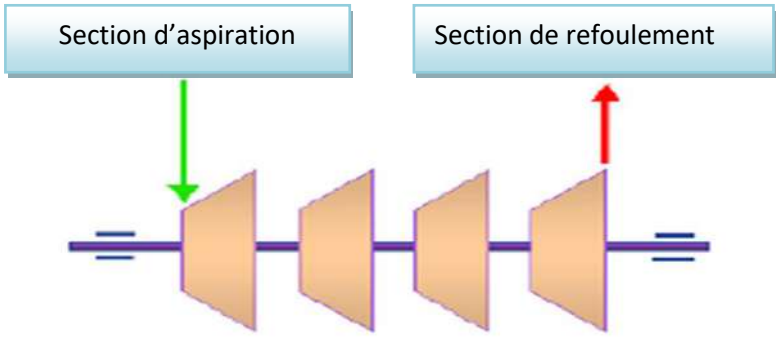


Fig. III.9: configuration une seul section on ligne

III.4.2. 2.Compresseur 2BCL et 2MCL

Si avant la première lettre de l'étiquette il y a le chiffre 2, cela signifie que le compresseur centrifuge est composé de 2 sections d'aspiration.

Dans ces deux sections de compresseur, les roues sont installées sur l'arbre selon une configuration dos à dos.

Cette disposition est facilement reconnaissable en regardant le compresseur, même lorsque la machine est en marche, car nous aurons 2 sections d'aspiration et 2 sections de refoulement.

Selon les conditions du gaz, le gaz peut être refroidi pour réduire la puissance absorbée et maintenir la température du gaz sous contrôle

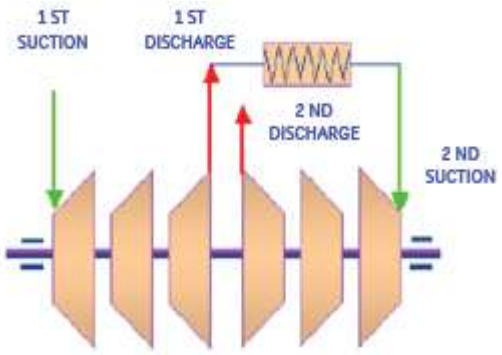


Fig. III.10: configuration Deux compresseurs en série, dans un seul carter

III.4.2. 3.Compresseur 3BCL et 3MCL

Si avant la première lettre de l'étiquette il y a le chiffre 3, cela signifie que le compresseur centrifuge est composé de plus d'une section d'aspiration.

Dans ces sections de compresseur, les roues sont installées sur l'arbre selon une configuration en ligne.

Cette disposition est facilement reconnaissable en regardant le compresseur, même lorsque la machine est en marche, car nous aurons 1 section d'aspiration et 1 section de refoulement plus un ou plusieurs flux latéraux.

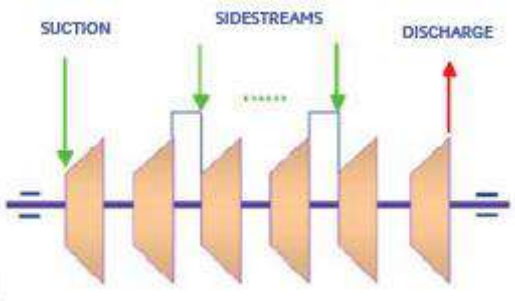


Fig. III.11: configuration Plus de deux sections de compression en un seul enveloppe

III.4.2. 3.Compresseur DBCL et DMCL

Si avant la première lettre de l'étiquette il y a la lettre D, cela signifie que le compresseur centrifuge est composé de 2 sections d'aspiration.

Dans ces compresseurs, les roues sont installées sur l'arbre selon une configuration dos à dos.

Cette disposition est facilement reconnaissable en regardant le compresseur, même lorsque la machine est en marche, car nous aurons 2sections d'aspiration et 1section de refoulement commune, les hélices centrales sont reliées à la même volute de refoulement

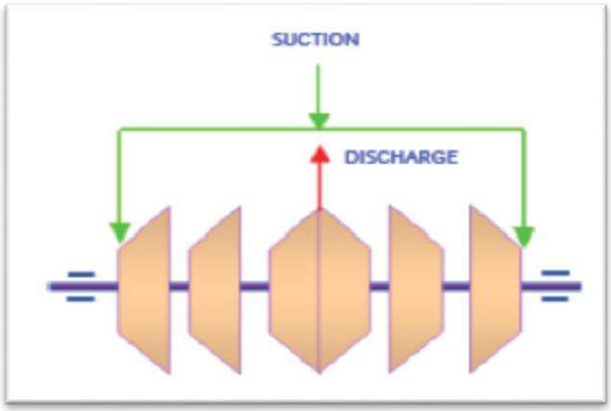


Fig. III.12: Deux sections de compression en parallèle dans la même enveloppe

III.5. Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges

Examinons maintenant les diverses composants, en faisant particulièrement attention aux techniques de construction; aux dimensionnements et aux matériaux utilisés.

Les composants du compresseur sont divisés en deux catégories,pièces rotatives et pièces fixes. Même s'il existe différents types de compresseurs centrifuges, les composants sont pour la plupart les mêmes. Du fait que beaucoup de machines peuvent avoir le même TAG

(numéro de série), ce sont les composants internes qui font vraiment la différence entre les machines utilisées pour différents services et manipulant différents types de gaz.

Dans les sections suivantes, nous examinerons d'abord les composants fixes puis rotatifs.

III.5.1. Parties fixes

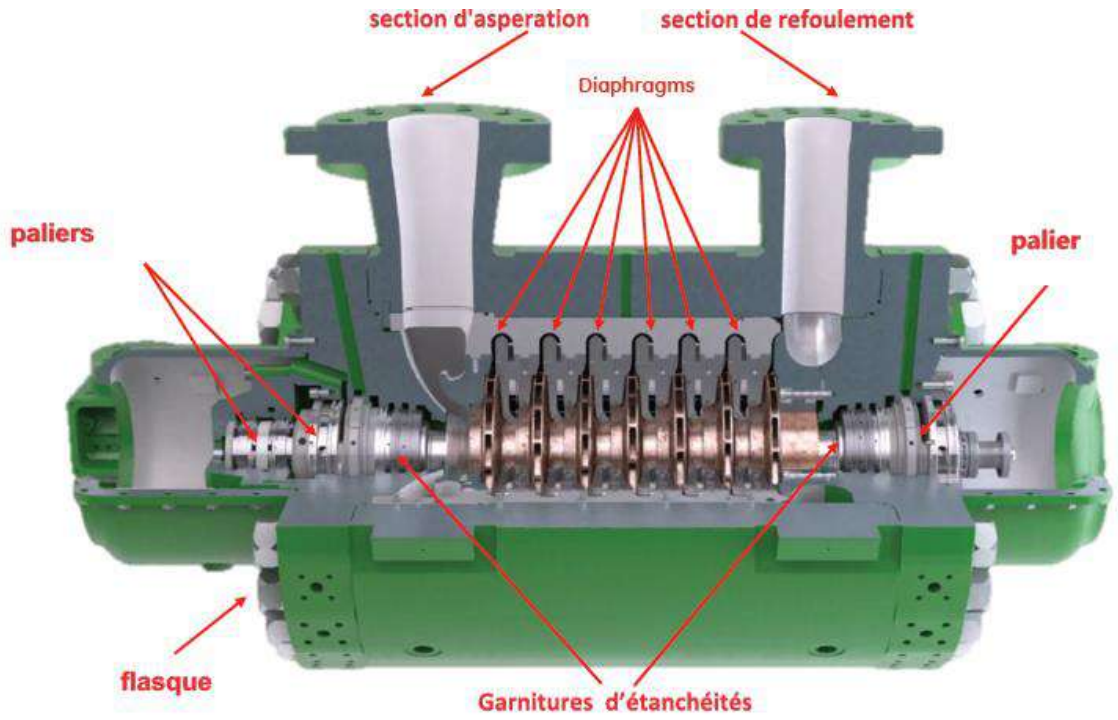


Fig. III.13: composants fixes du compresseur BCL

Corps

C'est l'enveloppe externe du compresseur ; et comme on l'a déjà cité, il y a des corps ouverts horizontalement et des corps ouverts verticalement.

III.5.1. 1.Corps ouverts horizontalement MCL

Les deux corps sont traditionnellement obtenus par fusion. Le choix du matériau dépend de la pression et de la température de fonctionnement, des diminutions du gaz à traiter

et des limites imposées par les nomes API. Lorsqu'on doit avoir recours aux aciers, pour la fusion de ces corps on utilise de l'acier ASMT A216 WCA. Si le compresseur doit fonctionner à basse température, on utilise l'acier ASTM351 CA15' 13% Cr) ou bien CF8. Plus récemment on a la tendance à adopter une solution soudée présentant certains avantages par apport à la fusion.

Les deux moitiés des boîtiers sont reliées au niveau de l'axe horizontal par des goujons et des écrous à serrage hydraulique. Toutes les connexions, telles que les sections d'aspiration et de refoulement, les sections d'écoulement latéral et la tuyauterie d'huile, sont généralement montées sur la moitié inférieure pour facilement retirée pour l'inspection ou l'entretien

(Fig. III.5)

III.5.1. 2.corps ouverts verticalement BCL

Aussi bien, les enveloppes que les couvercles, les extrémités sont obtenues par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène, et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler.

Normalement, on utilise de l'acier au carbone adopté (0,2 ÷ 0,25% au lieu de 0,35%) qui est suffisant pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques, et en même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité pour les compresseurs à très haute pression, on utilise au contraire un acier allié, ayant des caractéristiques mécaniques plus élevées.

Les bouches d'aspiration et de refoulement soudées au corps sont normalement forgées et sont du même matériau que celui-ci.

L'enveloppe peut être cylindrique ou en forme de cloche, dans le cas d'applications à très haute pression, et les deux couvercles d'extrémité sont reliés avec l'enveloppe au moyen de goujons à serrage hydraulique **(Fig. III.7)**

III.5.1. 3.Bride des sections d'aspiration et de refoulement

Les brides sont généralement soudées aux enveloppes, uniquement pour les compresseur très hautes pressions (type BCL) les brides sont usinés à l'intérieur de l'enveloppe et la tuyauterie sont directement raccordés au carter.

Dans le compresseur BCL, les sections d'aspiration et de refoulement peuvent se trouver dans la partie supérieure ou inférieure du carter, selon les exigences du processus.

Dans le compresseur MCL, les sections d'aspiration et de refoulement sont généralement sur la moitié inférieure du carter, pour un entretien plus facile. (Fig. III.5 image gauche)

III.5.1. 4.diaphragmes

Dans les compresseurs BCL, les membranes en deux moitiés peuvent être placées dans des moitiés de cylindre divisées appelées contre-enveloppes. Les contre-enveloppes assemblées, appelées faisceaux de membranes « **diaphragme bundle assemble** », sont fendues horizontalement, pour permettre l'installation du rotor. Lorsque les moitiés de faisceau sont boulonnées avec le rotor à l'intérieur, un faisceau **« bundle »** de compresseur est formé.

Le diaphragme est pour former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression et le canal de retour, et Pour diriger le gaz à l'entrée de la roue suivante

Les diaphragmes sont presque toujours obtenus par fusion à cause de leur forme complexe. Normalement on emploie de la fonte type GD sphéroïdale, parfois on ajoute de petits pourcentages de nickel pour améliorer les caractéristiques de résistance aux basses températures (1÷ 1,5% NI). Si les températures de fonctionnement sont inférieures à 100°C, on emploie les aciers ASMT A352 ou ASMT A351 tan CF8.

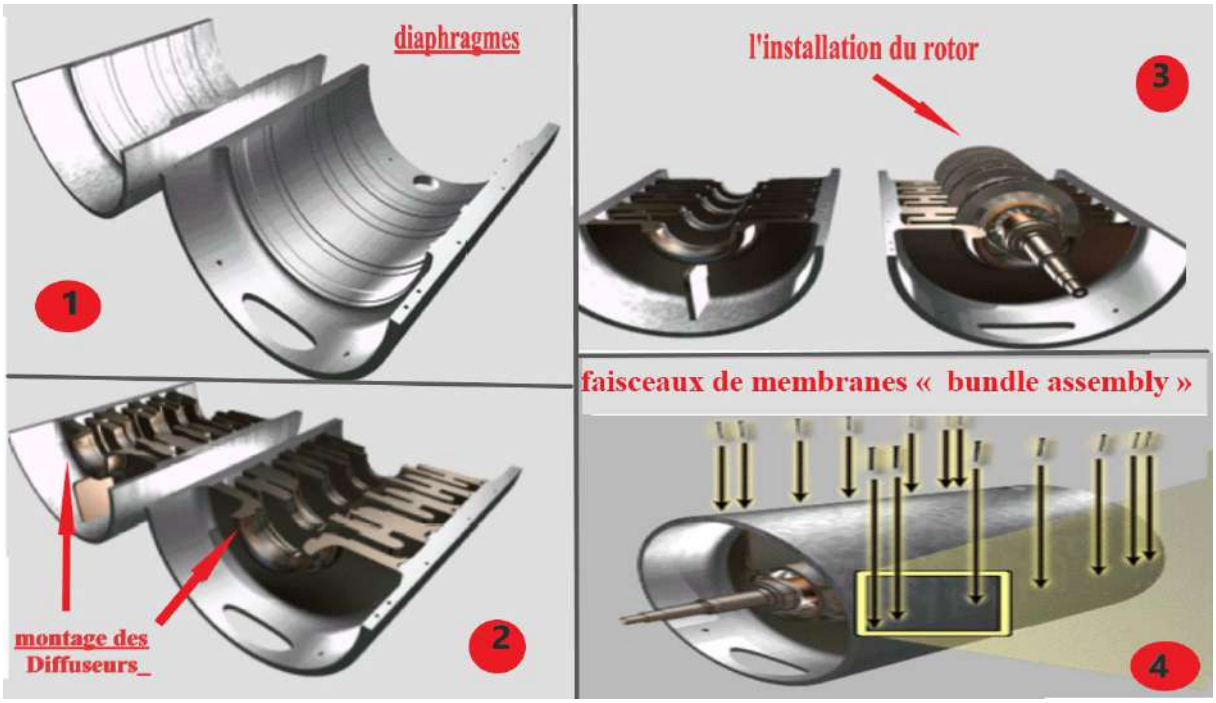


Fig. III.14:assemblage du faisceau « « diaphragme bundle assembly »

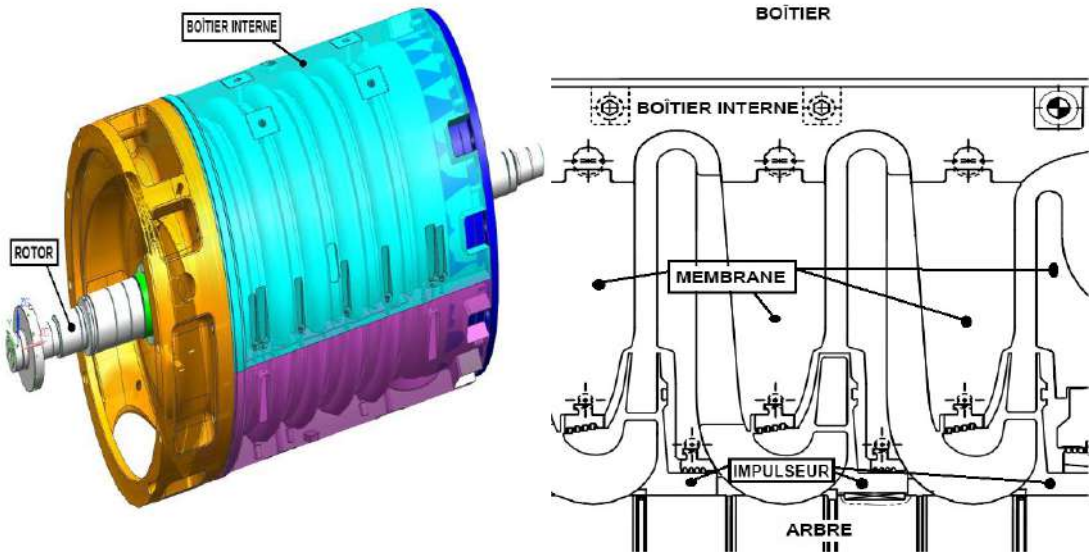


Fig. III.15: faisceau « « bundle »

III.5.1. 5. Diffuseurs

Les diffuseurs sont la partie fixe du processus de compression.

Dans l'étiquette du compresseur centrifuge, le type de diffuseur est identifié par la lettre L qui signifie « vortex libre ».

Vortex libre signifie également que le diffuseur est sans aubes, de sorte que le gaz, une fois évacué de la roue, est libre de se dilater et convertir l'énergie cinétique en pression.

Ce choix de conception a un effet sur les performances de la machine. D'un coté améliorent le rendement de la transformation et de l'autre réduit l'élasticité de la machine.

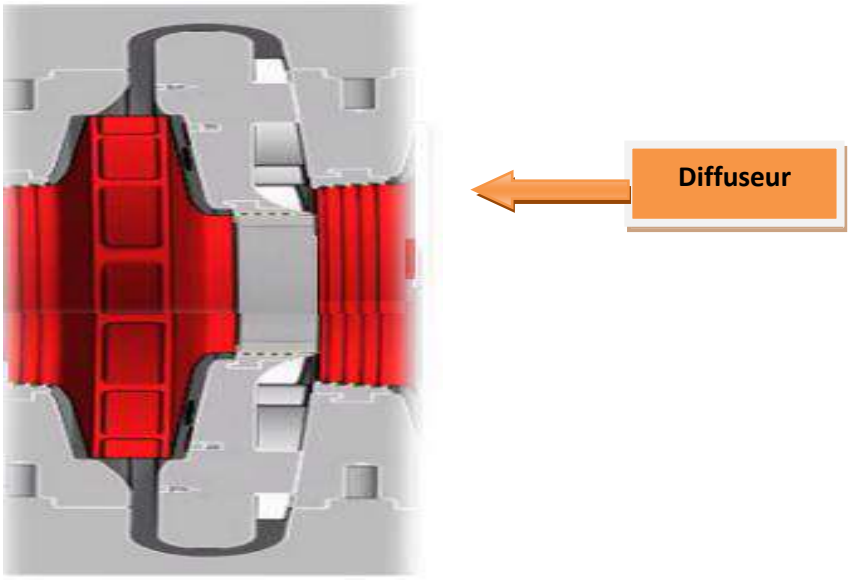


Fig. III.16: Diffuseur

III.5.1. 6. Paliers

Les paliers porteurs et butés sont du type à fortement graissage; forcé. Ils sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur de corps. Normalement le palier de butée est situé à l'extérieur par apport aux paliers porteurs et du côté opposé à celui où est monté l'accouplement.

a- paliers porteurs (radiaux)

Ils sont des paliers lisses et ils positionnent radialement à l'intérieur du stator et doivent :

- Supporter le poids du rotor ;
- Créez un effet liftant avec l'huile lubrifiante
- Effet d'amortissement

Les paliers lisses à patins oscillantes, inclinables selon le sens de rotation, sont Adoptés afin d'avoir une meilleure stabilité, réduisant les effets de couplage croisé et fouets à huile.

La surface des patins est constituée d'une fine couche de régule/matière antifriction

Ils sont équipés de thermocouples permettant de mesurer la température de surface du métal blanc (régule/matière antifriction).

Deux types de lubrification possibles :

- Lubrification directe : de l'huile de lubrification est fournie pour chaque patin à travers une rainure fabriquée sur les patins
- Lubrification noyée « Floodedlubrication » : L'huile entre par un orifice dans la partie supérieure du palier et sort en partie inférieure après la lubrification des patins.

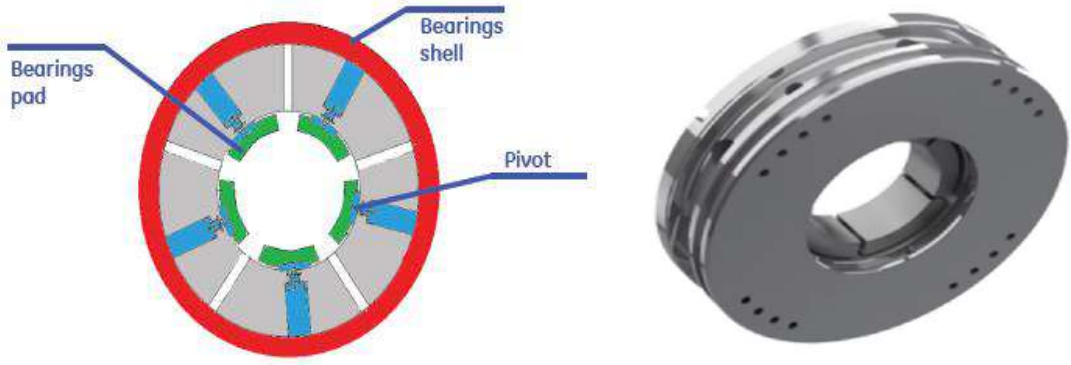


Fig. III.17 palier porteur « à patins oscillantes »

b- Palier de butée: elle positionne axialement le rotor par apport au stator, par l'intermédiaire du collet de butée, elle est pour fonction de supporter la résultante des efforts axiaux des roues et du piston d'équilibrage pour tous les cas de marche du compresseur.

Le palier de butée est divisé en une partie active et une partie inactive, si le compresseur

Fonctionne correctement la partie active est sous l'effet de la poussée axiale pendant le fonctionnement normal. Les côtés actif et inactif sont les mêmes.

Le type de palier de butée utilisé est appelé « auto-égalisation à double effet ».Car la charge est également répartie entre les patins. La surface du patins est constituée d'une fine couche de régule/matière antifriction.

Les paliers butées hydrauliques doivent être alimentés en huile à pression constante (1à5 bars effectifs), bien filtrée, bien désaérée pour éviter les émulsions, non polluée par le gaz du procédé; pour ne pas dénaturer les additifs de l'huile.

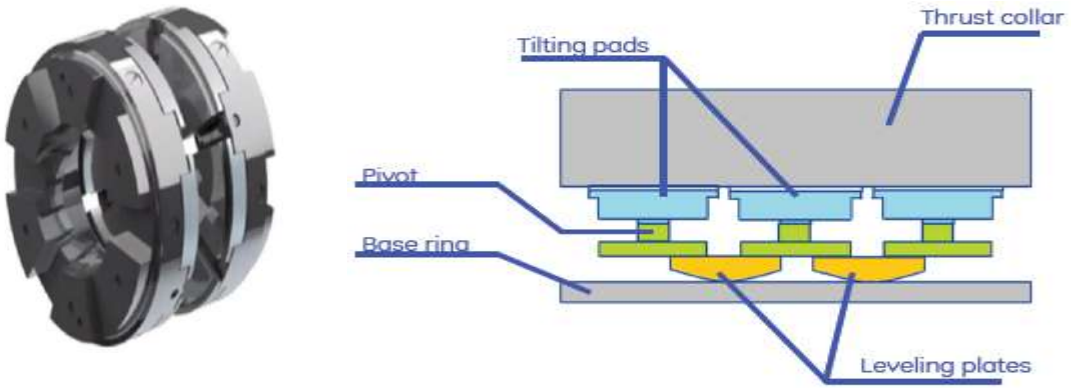


Fig. III.18. Palier de butée

III.5.1. 7. Système d'étanchéité

La fonction principale du système d'étanchéité est d'éliminer les fuites de gaz

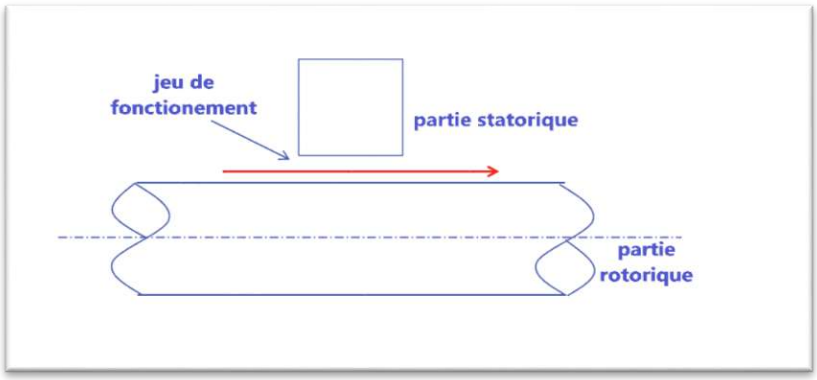


Fig. III.19 system d’étanchéité

- Le gaz se déplace des sections à haute pression vers celles à basse pression

- La propriété du gaz est d'occuper tout le volume disponible

- Le système d'étanchéité d’un compresseur centrifuge a pour fonction d'éliminer deux types de fuites (externes et internes)

a- Garnitures à labyrinthes

Un joint à labyrinthe est un type de joint mécanique qui minimise les fuites de gaz. Les joints à labyrinthe sur les arbres rotatifs assurent une action d'étanchéité sans contact en contrôlant le passage du fluide à travers une série de dents.

Les garnitures à labyrinthe sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter l'endommagement de ce dernier en cas de contact accidentel. Les garnitures peuvent être extraites aisément, le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement. Les garnitures à labyrinthes sont en alliage d'aluminium recuit.

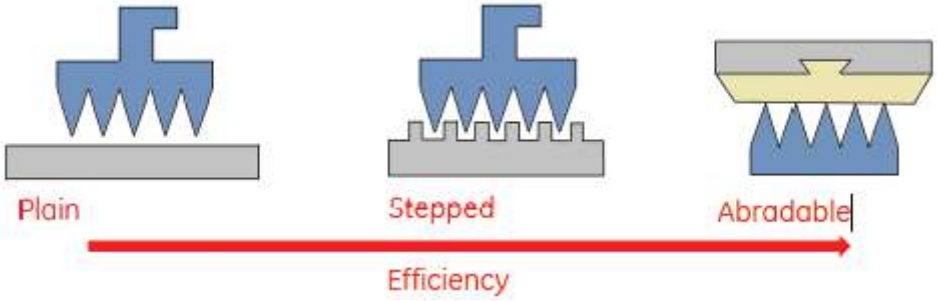


Fig. III.20. Déférents types des labyrinthes

Positionnement des labyrinthes dans le compresseur

Labyrinthe sur roue, Labyrinthe sur entretoise ; Labyrinthe sur tambour d'équilibrage ; Labyrinthes d'extrémit

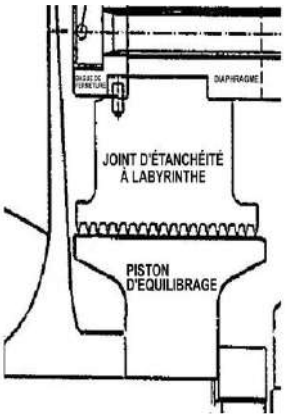


Fig. III.21. Positionnement des labyrinthes dans le compresseur

L'objectif principal est de minimiser les fuites internes près des roues en raison de différents valeurs de pression à l'aspiration et au refoulement.

b- **Garniture à barge d'huile**

Les étanchéités placées aux deux extrémités de l'arbre empêchent la sortie de gaz du corps du compresseur. À chaque extrémité, l'étanchéité est assurée par une série d'étanchéité à labyrinthe et une étanchéité à l'huile.

L'étanchéité à l'huile est constituée par deux bagues en aciers dont la partie intérieure est en métal anti friction, montées avec un jeu minimum sur l'arbre.

Les bagues flottent dans leur logement est sont libres de suivre les mouvements en sens radial de l'arbre tout en lui demeurant concentriques. Un goujon ou une clavette empêchent les bagues de tourner.

Les deux bagues placées l'une en face l'autre sont maintenues écartées par une série de ressorts ou par un ressort de façon a former une chambre annulaire dans laquelle l'huile d'étanchéité est poussée a une pression légèrement supérieur a celle du gaz de la chambre immédiatement en amont de la bague interne .

Le film d'huile s'infiltrant dans l'espace produit par le jeu entre l'arbre et la bague interne assure ainsi une parfaite étanchéité empêchent le gaz de sortie.

L'huile sortant de la bague extérieure (anneau BP) traverse un système sous pression atmosphérique avant de retourner dans le réservoir principal.

L'huile sortant de la bague intérieure (anneau BP) empêche la fuite du gaz et est recueillie par les purgeurs automatiques.

La pression d'huile à l'entrée des étanchéités est constamment maintenue supérieure a celle du gaz au moyen d'un système d'alimentation est régulation automatique.

Connexions du gaz sur le compresseur : Etant donné que les deux extrémités du rotor sont soumises à des pressions différentes, il a fallu concevoir un système approprié de connexions pour équilibrer ces pressions et donc, pour monter deux groupes de bagues d'étanchéités identiques et interchangeables et pour n'utiliser qu'un seul système d'huile d'étanchéité.

Le gaz provenant du refoulement du compresseur et sortant entre l'étanchéité a labyrinthe « A » et le tambour d'équilibrage arrive dans la chambre « B »avant de retourner à l'aspiration du compresseur à travers une tuyauterie extérieure appelée « ligne du gaz d'équilibrage ».

De cette façon, les deux extrémités du rotor ont une pression proche de celle de la première aspiration et la pression dans la chambre « B » est supérieure à celle de l'aspiration à l'exception des pertes de charge à travers la connexion d'équilibrage.

Pour avoir la même valeur de pression à chaque extrémité du rotor et fixer ainsi le paramètre de gaz de référence devant être parfaitement étanche on a monté une double bague d'étanchéité a labyrinthe « L-L1 » à chaque extrémité , entre le système du gaz d'équilibrage et la chambre du gaz de référence . Les deux chambres annulaires « E » ménagées entre les doubles bagues d'étanchéité a labyrinthe son en communication au moyen d'une tuyauterie appelée « ligne dugaz d'équilibre ».

Le gaz sortant de la section extérieur « L » de chaque double bague d'étanchéité à labyrinthe arrive dans la chambre annulaire adjacente « R » donnant ainsi la valeur de pression du gaz établissant le paramètre du gaz de référence. Les deux chambres « R » sont reliées entre elles pour garantir des pressions identiques du gaz de référence aux deux extrémités du rotor.

Le niveau de pression du gaz de référence est envoyé au système de régulation de la pression d'huile qui maintient la pression de l'huile à l'entrée des bagues d'étanchéités a 0.5 kg / cm2 au-dessus de la pression du gaz de référence.

De la chambre du gaz de référence « R » le gaz est envoyé avec l'huile sortant de la bague d'étanchéité intérieur aux purgeurs automatique.

Pour garantir une veine constante de gaz dans la section extérieur « L »de la double étanchéité a labyrinthe (empêchant ainsi l'entrée des vapeurs d'huile dans le compresseur), le gaz provenant des purgeurs automatiques est envoyé à la torche au moyen d'une tuyauterie munie d'un orifice calibré.

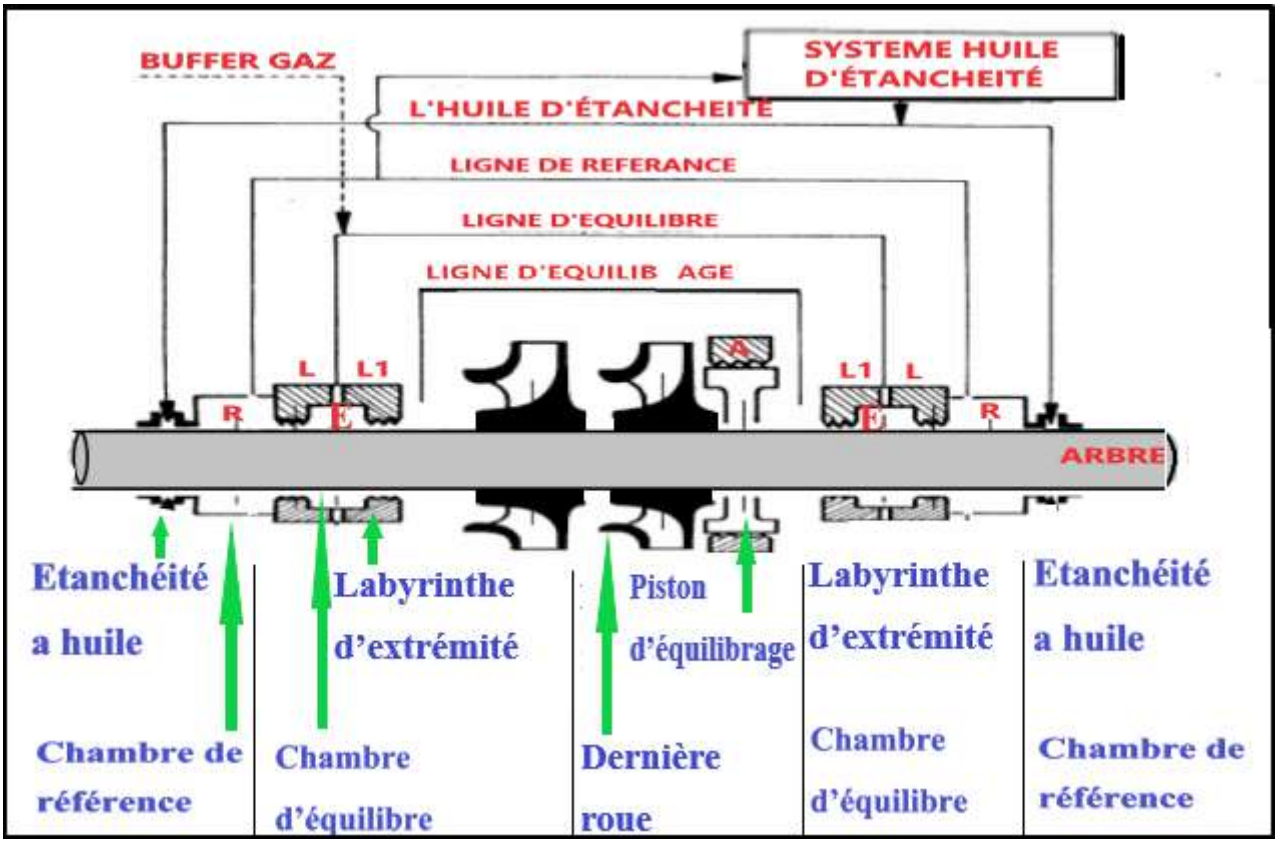


Fig. III.22. Système d'étanchéité a barrage d'huile

L'huile sous pression est fournie par une centrale d'huile d'étanchéité. Ces centrales d'huile nécessitent un entretien très important et elles sont les principales causes d'arrêt observé sur les unités des compresseurs centrifuges.

L'utilisation des garnitures sèches évite l'utilisation de ces centrales d'huile d'étanchéité et permet d'améliorer la fiabilité des compresseurs centrifuges.

c- Garnitures sèches

Les garnitures mécaniques sèches consistent d'une bague rotative fixée à l'arbre qui représente la surface de matage, et une bague primaire stationnaire fixé dans le carter. Durant le fonctionnement, des rainures spirales façonnées sur la bague de matage génèrent des forces aérodynamiques et aérostatiques.

Ces forces engendrées par la rotation séparent les deux bagues d'environ 3 à 10 microns sans liquide de lubrification, et un filme fin de gaz s'installe entre les deux surfaces. Ce film de gaz sépare le gaz process de l'atmosphère.

Les joints mécaniques à gaz sec (dry gaz seal) :sont livré sous forme de cartouches.

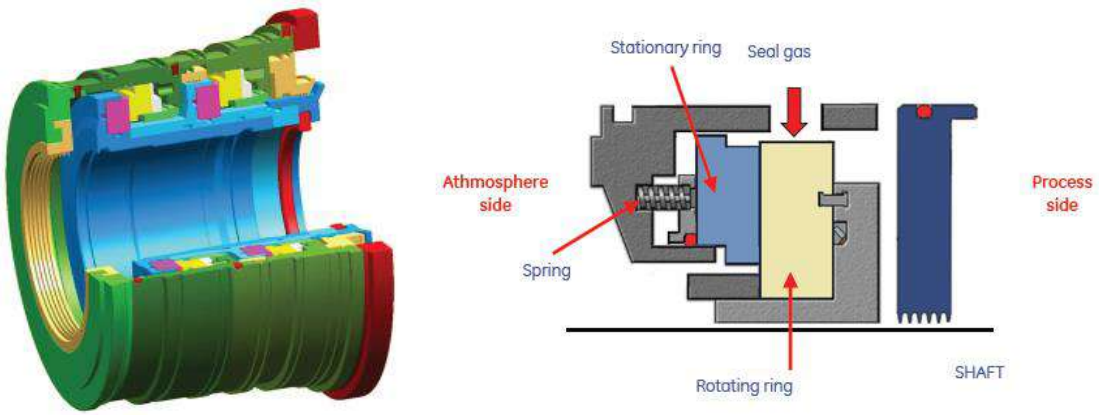


Fig. III.23. Garniture sèche « dry gaz seal »

- Le gaz pénètre dans la rainure en se déplaçant vers le centre ;
- Le gaz est comprimé et la pression augmente en définissant l'écart entre les anneaux.

III.5.2. PIECES ROTATIVES

Comme pièce tournante, nous identifions tous les composants assemblés à l'arbre.

Cela comprendra le moyeu d'accouplement, le tambour d'équilibrage, les entretoises, les roues et le collier de butée.

III.5.2.1. Rotor

C'est la partie mobile du compresseur qui se trouve dans le stator, c'est un arbre en acier forgé sur lequel sont montés les roues et leurs entretoises, le piston d'équilibrage, le moyeu d'accouplement, le collet de butée et éventuellement les parties tournantes d'étanchéité (fig. III.20).

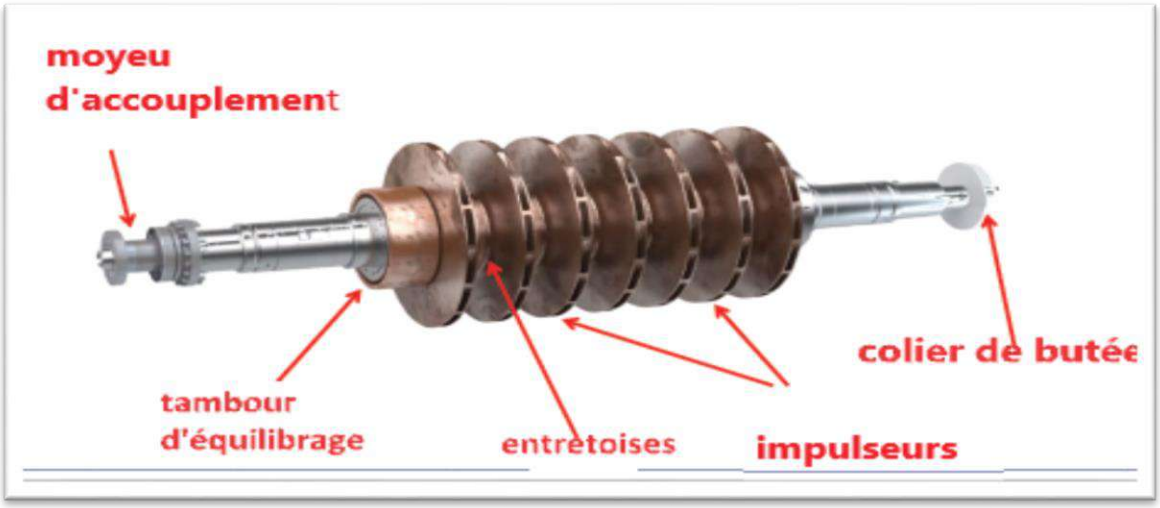


Fig. III.24. Rotor

III.5.2.2. Arbre

L'arbre est constitué d'une partie centrale, normalement à diamètre constant, où travaillent les paliers et l'étanchéité d'extrémité.

L'arbre est dimensionné de manière à avoir la plus grande rigidité possible. Dans la constitution des arbres de n'importe quel type de compresseur, on utilise de l'acier 40NicrM07UNI. En réalité cet acier a des propriétés mécaniques meilleures que celles normalement demandées pour un service standard des arbres des compresseurs centrifuges.

III.5.2.3. Les roues (impulseurs)

L'impulseur est la pièce rotative la plus importante, pour le processus de compression, elle ajoute de l'énergie au gaz. Selon les exigences d'une application, les impulseurs peuvent être de conception ouverte ou fermée avec différentes formes de pales. Elle est identifiées dans la plaque signalétique du compresseur par la lettres C ou R.

C : est pour le type fermé : utilisé pour les compresseurs fendus Barrel, Pipeline et « Middle ».

R : est pour le type ouvert : utilisé pour les compresseurs à volute unique (single volute).

La roue fermée se compose d'un moyeu, de pales et d'un couvercle. Les roues ouvertes se composent d'un moyeu et de pales sans enveloppe.

La fabrication des impulseurs est réalisée par usinage ou par méthode de décharge électrique (soudage).

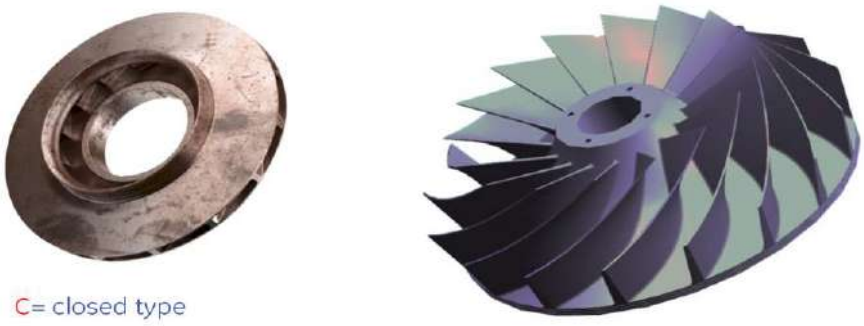
L'impulseur est équilibré et testé en survitesse dans une chambre à vide pour vérifier son intégrité. Il est ensuite soumis à un contrôle dimensionnel et à un nouveau ressuage. Chaque impulseur est équilibré à basse vitesse et la matière (d'équilibrage) est éliminée par meulage ou un poids est ajouté pour obtenir l'équilibrage. C'est répété jusqu'à ce que les indications d'équilibre final tombent dans la plage minimale acceptable.

Le test de survitesse est effectué pendant environ cinq minutes. Ce test vérifie l'intégrité physique de la roue sous conditions de vitesse élevée au-dessus de la vitesse continue maximale. Le test est effectué sur chaque roue seule dans les conditions de vide.

La résistance mécanique des roues constitue une des limitations à la vitesse de rotation. La limite pour la vitesse périphérique des roues est de 300 de 350 m/s, et peut être nettement plus basse quand le gaz est acide.

Le matériau et ses traitements thermiques, pour les roues et tous les éléments en contact avec le gaz, sont choisis en fonction du gaz véhiculé (acide ou non). Pour leur construction, il faut un acier ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone, pour obtenir une soudure de bonne qualité des aubes.

Les roues sont montées frettées sur l'arbre. Le serrage est suffisant pour assurer le contact entre la roue et l'arbre. Lorsque cette roue est soumise aux efforts liés à la rotation, les roues sont clavetées et positionnées axialement par leur entretoise.



C : roue fermée R : roue ouverte

Fig. III.25. Déférentes forme des impulseurs

Les aubes de l'impulseurs sont balayées en arrière, selon le sens de rotation, Les impulseurs 2D sont utilisées pour atteindre une valeur de hauteur manométrique élevée, afin de maximiser l'augmentation de la pression du gaz. Les impulseurs 3D sont utilisées dans les applications à haut débit.



Fig. III.26. Impulseur 2D – 3D

Les impulseurs sont entièrement personnalisées en fonction des conditions de fonctionnement et du type de gaz manipulé.

III.5.2.4. Collet du palier de butée

Le collier de butée est construit en acier au carbone type C40, transmet la poussée du rotor aux paliers de butée et fixe la position axiale du rotor. Il est monté hydrauliquement sur l'arbre ce qui facilite la procédure de montage/démontage. Le collier de butée peut également être fileté pour l'équilibrage

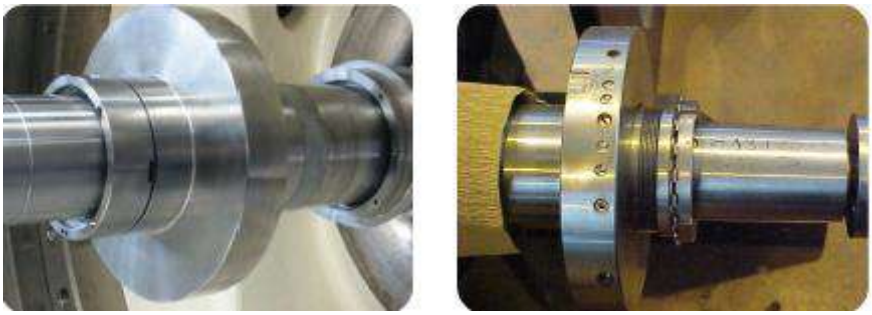


Fig. III.27.Collier de butée

III.5.2.5. Le piston (tambour) d'équilibrage

Chaque roue a sur une partie de sa surface, d'un côté sa pression d'entrée et de l'autre sa pression de sortie. L'étanchéité entre ces deux pressions est réalisée en général par labyrinthe. Ceci crée une force axiale. La somme des forces axiales des roues donne une force non compatible avec les capacités de charge d'une butée hydraulique. Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre (fig.III.21).

Le piston d'équilibrage est un disque en acier, installé après la dernière roue. Il est ajustée et clavetée à l'arbre et d'un côté a quelques trous filetés pour faciliter l'équilibrage du rotor.

Le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales du rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un coté la pression de la dernière roue et de l'autre la pression d'aspiration. Cette dernière est ramenée dans la chambre voisinant du piston par une tuyauterie externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur.

Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales de roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration,

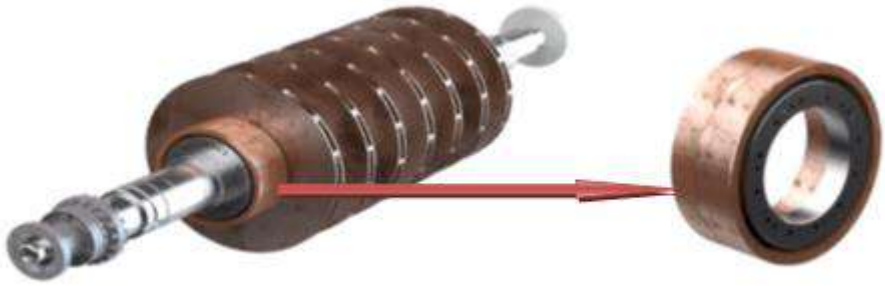


Fig. III.28. Tambour d'équilibrage

III.5.2.6. Accouplement d'entraînement

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. Il peut être direct au moyen d'un multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement

Les accouplements flexibles sont les plus utilisées.

Avantages importants :

- Aucune lubrification n'est nécessaire
- Durée de vie infinie - pas de composants d'usure
- Réduction des efforts sur les équipements connectés
- 20-30 % en moment de flexion et 10 % en axial
- Composants interchangeables sur le terrain
- Ils découplent correctement les comportements des vibrations de chacun des rotors.

Les fonctions Principaux d'un accouplement flexible :

1. Connectez physiquement deux arbres rotatifs, en transférant le couple de la machine motrice



Fig. III.29 accouplement flexible

2. Accepter le décalage parallèle et/ou le désalignement angulaire



3. Compenser le mouvement axial des arbres couplés



Les accouplements à denture nécessitent une lubrification et introduisent des forces axiales importantes.

III.5.2.7. Douilles intermédiaires (entretoise)

Elles sont des manchons positionnés entre les roues. Elles ont un double but, le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs, l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par apport à l'autre.

Les douilles intermédiaires sont montées en force sur l'arbre

III.5.2.8. Douilles sous les garnitures d'étanchéité à huile

Elles sont un acier au carbone revêtu de matériau de dureté élevée type colmonoy. Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et les rayures éventuelles et en outre, elles peuvent être remplacées facilement.

III.6. Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge

III.6. 1.Parcourt de gaz

Selon la disposition en coupe d'un compresseur centrifuge, les composants internes peuvent être divisés en différents sections.

Cette nomenclature de section est utilisée pour identifier les différentes zones où le gaz passe et cela est également appelé Parcourt de gaz « GAS PATH ».

Le gaz s'écoule à travers le compresseur le long duParcourt de gaz.

Avant de démarrer, une vue d'ensemble s'impose : un étage de compression est constitué de la roue, qui est la partie tournante, et de le diffuseur, qui est la partie fixe.

Nous pouvons diviser un Parcourt de gaz de compresseur en différentes sections principales :

- section d'aspiration
- Étage(s) intermédiaire(s) (compresseurs multi-étages)
- section de décharge

III.6. 1.1.Section d'admission

A partir de l'extrémité d'aspiration, on peut dire que le flux de gaz de la conduite arrive à la section d'aspiration en se déplaçant dans une direction radiale. Il entre dans une chambre annulaire appelée volute d'aspiration Et doit être réorienté dans une direction axiale pour entrer dans la roue.

Le but de la section d'aspiration est d'acheminer le gaz dans la première roue avec faibles pertes de charge et avec une pression et une vitesse uniforme.

Habituellement, l'étage d'aspiration a une ailette positionnée à l'opposé de la bride d'aspiration, qui divise le flux de gaz pour éviter la formation de tourbillons de gaz (recyclage du gaz dans la volute d'entrée). Ensuite le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et passe à la première roue (fig.III.22) à une vitesse C1 et une pression P1.

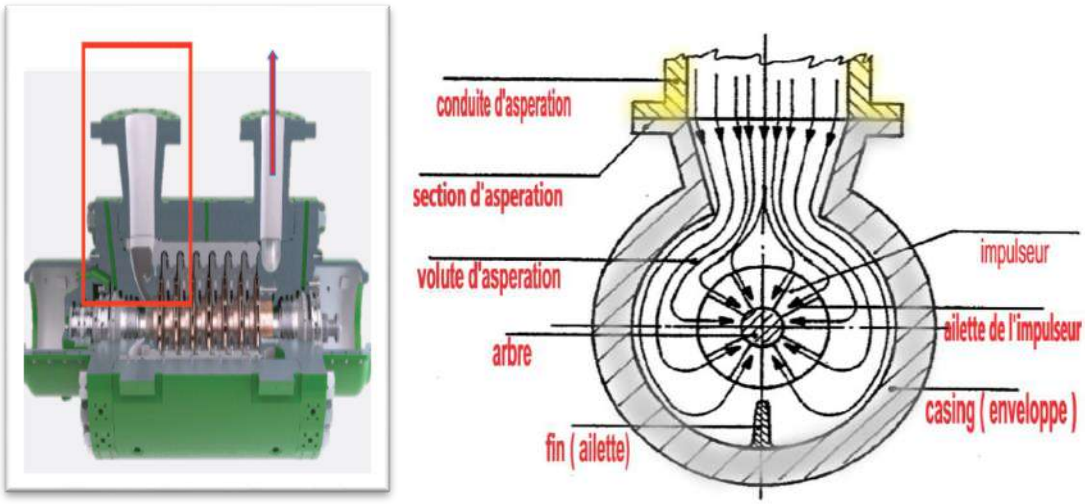


Fig. III.29.section d'admission (volute d'aspiration).

Quelques exemples d'ailettes réelles installées à l'aspiration du compresseur.

Même si ce sont des compresseurs MCL.

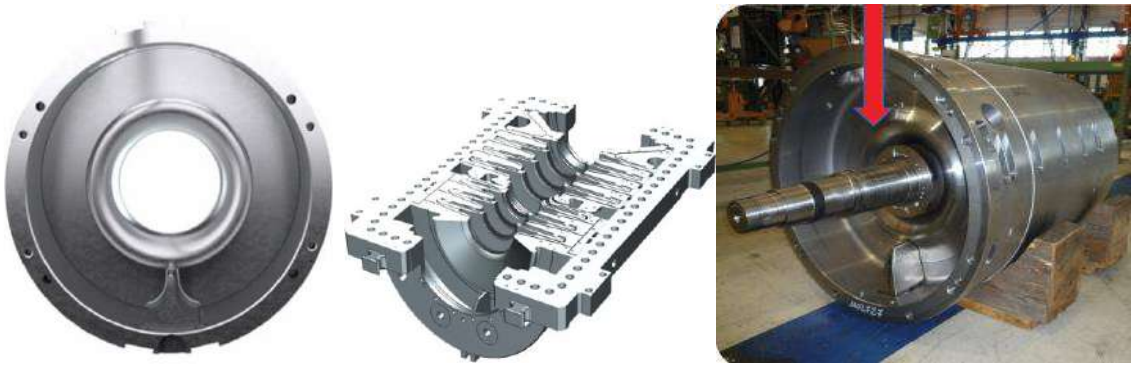


Fig. III.30.section d'admission (ailette d'admission)

III.6. 1.2.Section intermédiaires

Les étages intermédiaires sont les étages entre l'aspiration et le refoulement ; leur nombre dépend du nombre des roues installées sur l'arbre.

Du fait que chaque compresseur est entièrement personnalisé, la géométrie des étages intermédiaires changera de compresseur à l'autre, selon les spécifications de fonctionnement.

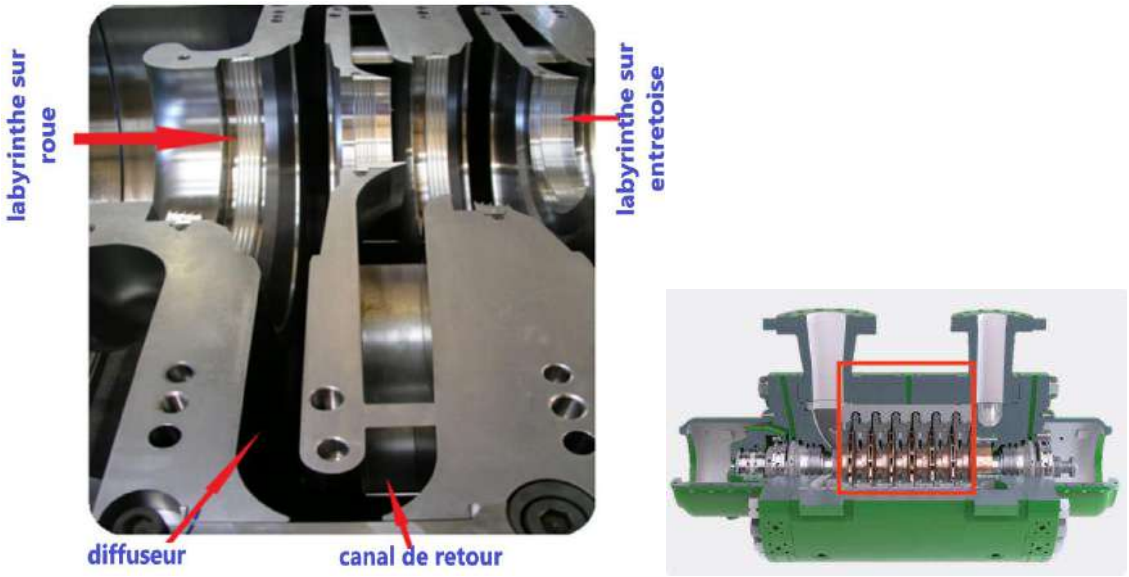


Fig. III.31. Section intermédiaire

Un étage de compresseur se compose d'une roue, d'un diffuseur et d'un canal de retour.

La roue tourne avec l'arbre, pousse le gaz vers la périphérie, augmentant sa vitesse à la valeur C2, et la pression à la valeur P2 qui est supérieur à P1. 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 ; dans le diffuseur la pression augmente a une valeur P3 et la vitesse diminue à la valeur C3 en raison de la conception convergente ; (Fig. III.14); puis 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 (Fig. III.24); qui ont pour tâche de diriger le gaz plus efficacement vers l'aspiration de la roue suivante. dans le canal de retour il n'y a pas d'augmentation de pression parce que la conception convergente est choisie uniquement pour éviter les pertes de charge.

Concernant l'augmentation de pression, on peut dire qu'elle se produit à l'intérieur de la roue et du diffuseur, et que cette augmentation dépend de la conception des deux.

On peut affirmer que toute la montée en pression réalisée au sein d'un étage de compresseur se fait entre l'entrée de L'aube et la sortie du diffuseur.

La disposition des aubes est telle, à redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante. Ensuite le gaz est aspiré par la deuxième roue. Et pour chaque roue le même parcours se répète

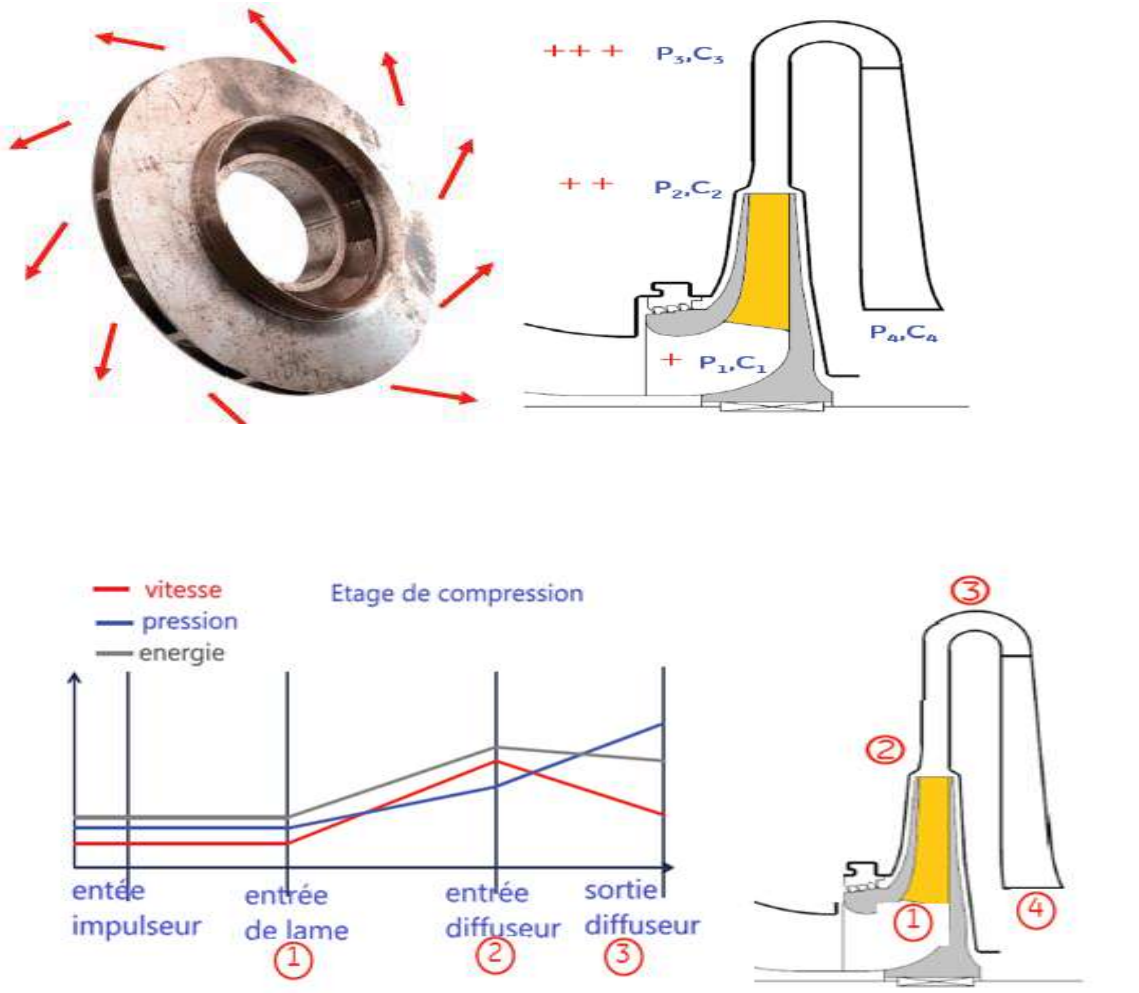


Fig. III.32. Évolution de la pression et de vitesse d'un un étage de compression

III.6. 1.3. Section de décharge

La section de décharge du parcours de gaz est la connexion entre les parties internes du compresseur et de la tuyauterie. La partie la plus importante est la volute de décharge.

La volute de refoulement est installée après le dernier diffuseur et véhicule le gaz dans la tuyauterie de refoulement. La volute a une section variable pour donner de faibles pertes de charge pour éviter les pertes de charge de la pression.

Une ailette est généralement installée près de la bride de refoulement pour empêcher la recirculation des gaz dans la volute.

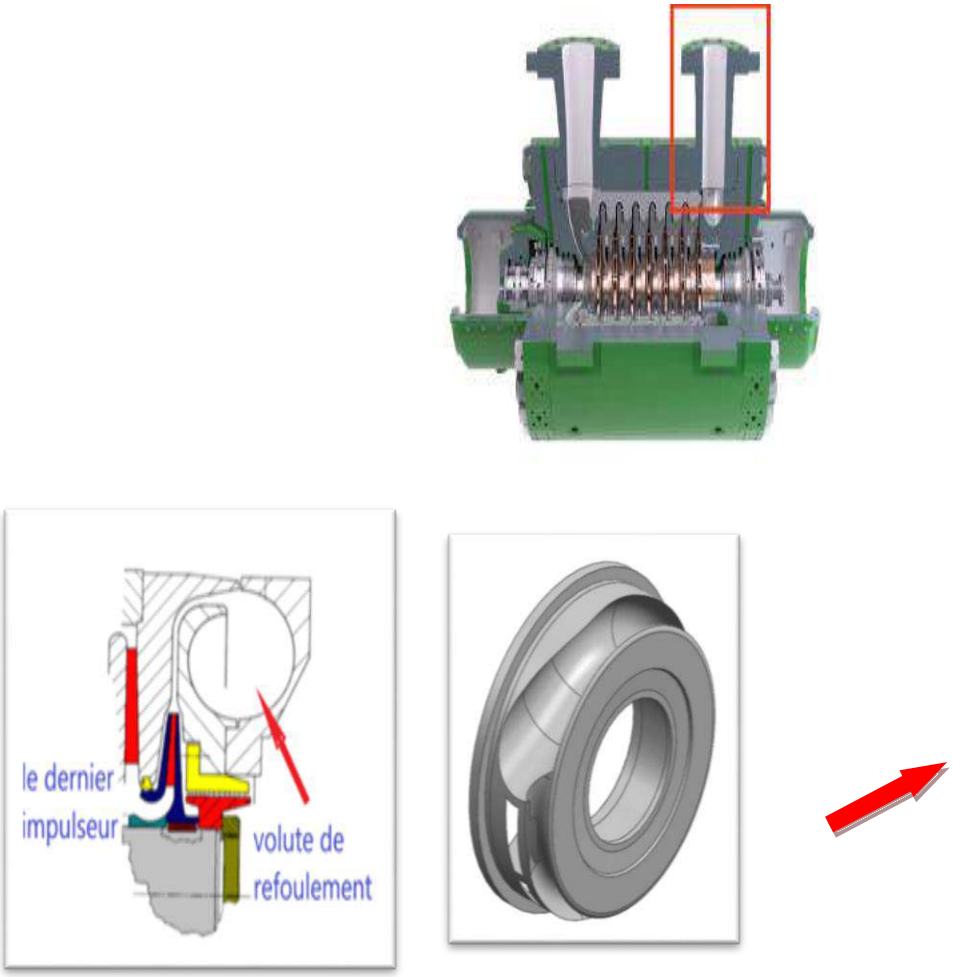


Fig. III.33. section de décharge (volute de refoulement) .

III.6. 2.Poussée axiale

En fonctionnement, une poussée axiale est générée à l'intérieur du compresseur sur toute la longueur du rotor. Cette poussée axiale est causée principalement par des pressions agissant contre les roues. Le côté disque de la roue est exposé à la pression de refoulement, tandis que le côté moyeu est partiellement exposé à la pression de refoulement et une partie à la pression d'aspiration.

Cette répartition de pression génère une force normalement dans le sens de l'aspiration. La valeur totale de cette force axiale dépend des valeurs de pression et de la surface de la roue sur laquelle ces pressions agissent. Étant donné que ces forces ne se compensent pas mutuellement, une charge axiale est générée sur le rotor du compresseur. Dans compresseurs multi-étages à haute pression, cette charge axiale peut atteindre une valeur très élevée.

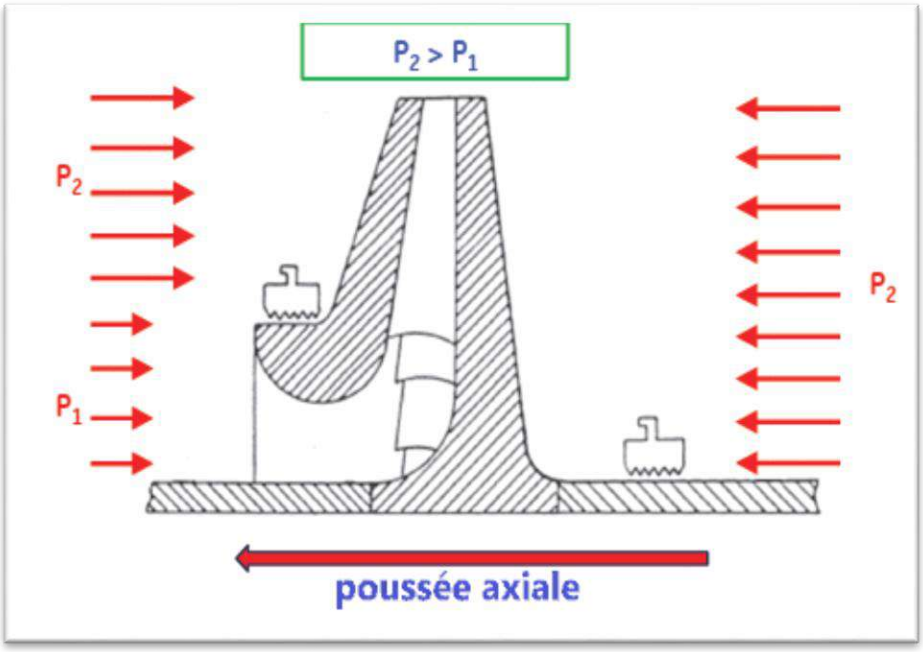


Fig. III.34. Sens de poussé axial d'une roue

La quantité de poussée axiale n'est pas constante, elle varie en fonction de la valeur de la pression et de la quantité de débit massique que le compresseur élabore. Le flux de gaz produit une poussée vers le côté refoulement du compresseur et sa quantité dépend du débit massique.

Pour compenser la charge axiale, le palier de butée est toujours installé sur tous les compresseurs. De plus, pour réduire la charge axiale appliquée au palier de butée à une valeur plus pratique, et également pour réduire la taille du collier de butée qui est souvent une masse en porte-à-faux, un tambour d'équilibrage est fourni. Ce tambour d'équilibrage est placé après la dernière roue du rotor, à l'extrémité de refoulement du compresseur, de sorte que son poids est Supporté par les paliers.

Un côté du tambour d'équilibrage est exposé à la pression de refoulement, tandis que l'autre côté est exposé à la pression d'aspiration à travers une ligne d'équilibrage reliée à la volute d'aspiration. Le diamètre du tambour d'équilibrage est conçu pour produire une poussée du côté aspiration vers le côté refoulement du compresseur. Cela réduit la charge provenant des roues qui est placée sur le palier de butée. La compensation n'est normalement pas complète, évitant ainsi toute instabilité axiale dans le rotor.

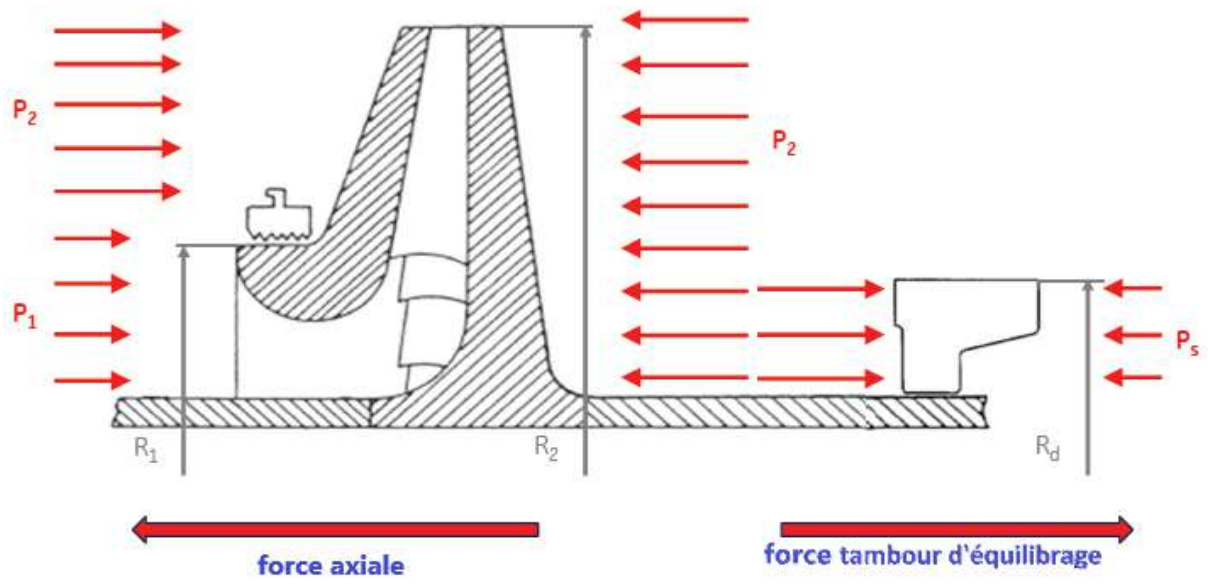


Fig. III.35. Sens de poussé axial avec installation d'un piston d'équilibrage

Si le compresseur fonctionne au point Certifié, la quantité de poussée axiale compensée par le tambour d'équilibrage est de 80 à 85 % de la poussée axiale totale générée dans le compresseur, les 15 à 20 % restants sont compensés par le palier de butée.

III.6. 3. Aperçu des courbes de performance

Les courbes de performance sont une manière graphique d'afficher les paramètres de performance, toujours liés au débit d'entrée.

Chacune des courbes est liée à une certaine vitesse fixe.

Les paramètres affichés sont :

- Hauteur polytropique ;
- Rendement polytropique ;
- Taux de compression ;
- Puissance absorbée ;
- Température de refoulement ;
- Pression de refoulement.

Les courbes de performance sont valables uniquement pour la condition spécifiée dans le diagramme de performance..

En regardant ce diagramme de courbe de performance, les limites gauche et droite de la carte de performance d'un compresseur centrifuge sont appelées : ligne de limite de pompage et zone d'étouffement.

Pour introduire le sujet, l'étouffement est lié au débit maximal que le compresseur peut gérer à une certaine vitesse, tandis que le pompage est lié aux instabilités dynamiques des fluides qui se produiront si les débits diminuent au-dessus d'un certain seuil à une certaine vitesse.

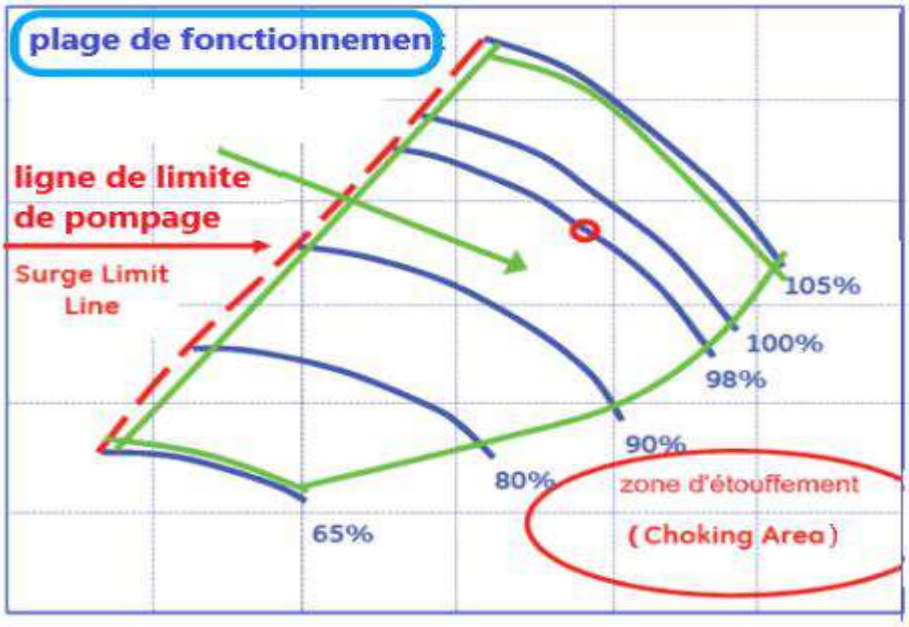


Fig. III.36. Diagramme de courbe de performance

III.6. 3.1. L'étouffement

L'étouffement représente la limite droite des courbes de performances. C'est le débit maximal que le compresseur peut gérer à cette vitesse, donné par la géométrie des roues. En raison d'un changement de résistance du système, si le point de fonctionnement atteint la limite d'étouffement, le débit reste constant mais la pression de refoulement chutera rapidement.

L'étouffement est une limite physique du compresseur mais il n'affectera principalement que la sortie. Aucun système de détection ou de protection est nécessaire pour évité l'étouffement.

Conséquence de l'étouffement :

- Diminution rapide des performances et de rendement ;
- Chute de pression de refoulement ;
- L'augmentation de la vitesse du gaz à l'intérieur du compresseur peut entraîner des Vibrations très élevées.

III.6. 3.2. Phenomen de pompage

Le "décrochage à axe symétrique", plus communément appelé "pompage du compresseur», est une panne complète de compression entraînant une inversion du flux. ce phénomène se produit lorsque la machine fonctionne à un taux de compression proche du

maximum que peut fournir le compresseur à la vitesse à laquelle il tourne. Cela est dû à l'incapacité du compresseur à continuer à travailler contre le gaz déjà comprimé derrière lui.

Le compresseur subit des conditions qui dépassent la limite de ses capacités de montée en pression ou est fortement chargé tel qu'il n'a pas la capacité d'absorber une perturbation momentanée, créant un décrochage en rotation qui peut se propager en moins d'une seconde pour inclure l'ensemble du compresseur.

- Le pompage est la limite gauche de la courbe de performance, à gauche de cette ligne, le compresseur fonctionne dans des conditions instables ;
- Représente la hauteur polytropique maximale de la courbe ;
- Tous les points de pompage, sont définis pour différentes vitesses représentent la ligne de limite de pompage SLL ;

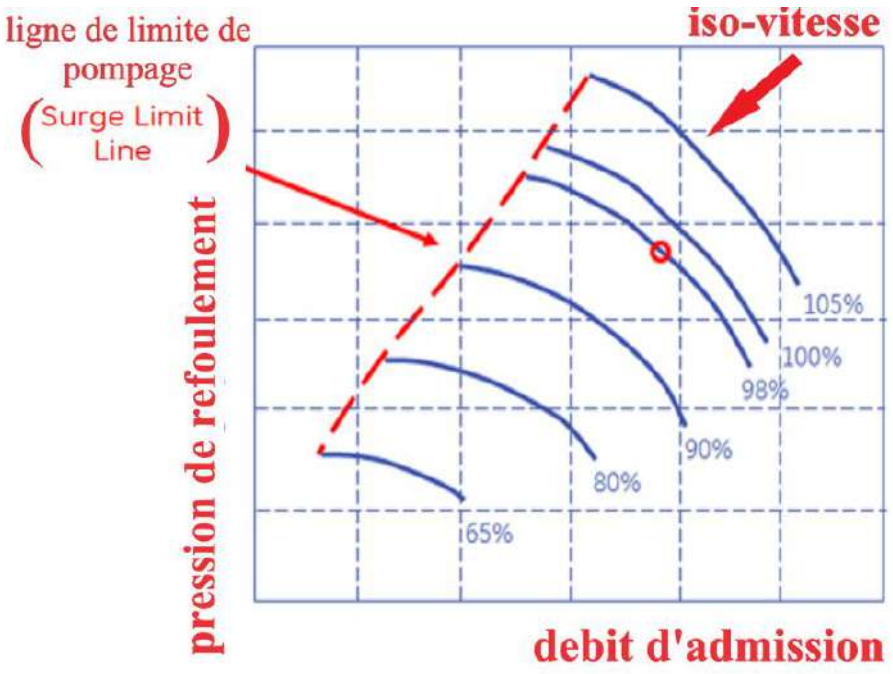


Fig. III.37. Limite de pompage

-Pompage - débit à l'intérieur d'une roue pendant le fonctionnement

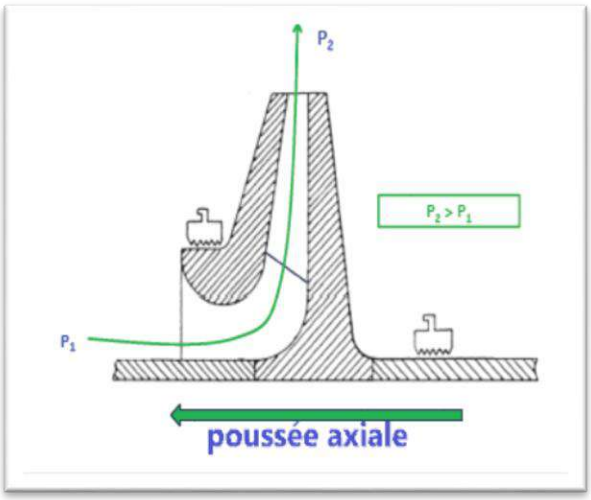


Fig. III.38 débit à l'intérieur d'une roue pendant le fonctionnement normal

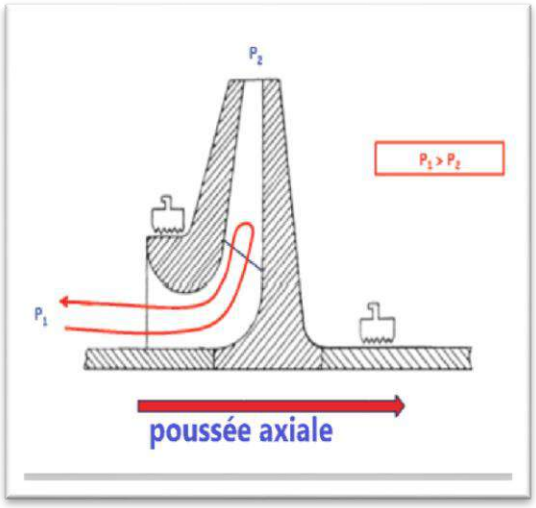


Fig. III.39. Débit à l'intérieur d'une roue pendant le

Diagrammes des paramètres de processus pendant le pompage

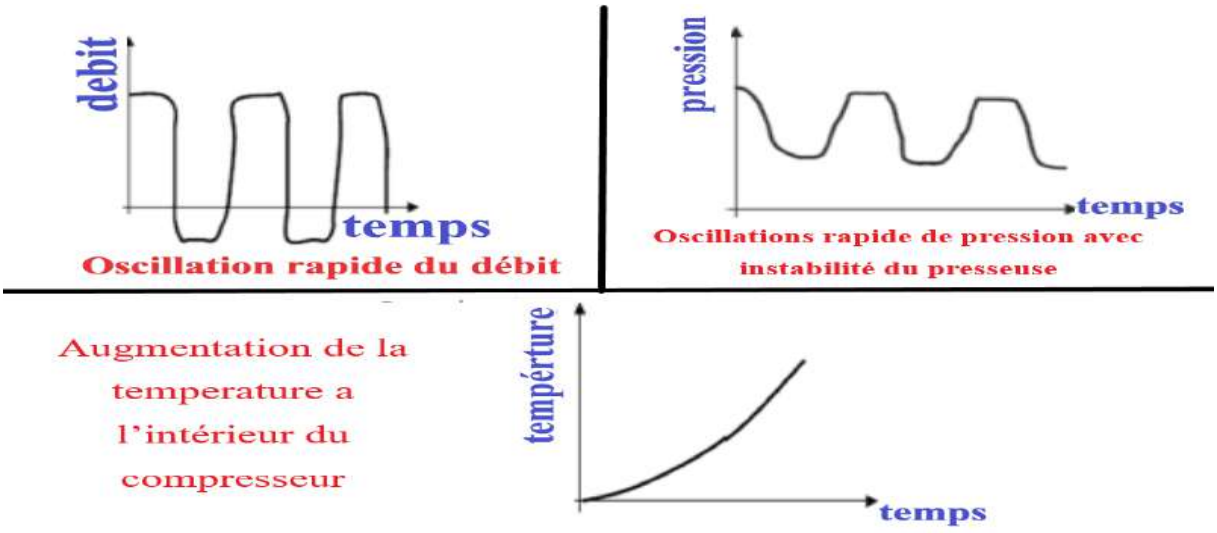


Fig. III.40. Diagrammes des paramètres de processus pendant le pompage

- Le flux s'inverse en 20 à 50 millisecondes
- Cycles de pompage à un rythme de 0,3 s à 3 s par cycle
- Le compresseur vibre,
- élévation de température
- Bruit de grincement ou claquement
- Les instruments conventionnels et les opérateurs humains ne peuvent pas reconnaître le pompage.

III.6. 3.2.1. Système de protection anti pompage

Le but du système de contrôle anti-pompage est d'empêcher le point de fonctionnement, à chaque vitesse respective, de dépasser la ligne de limite de pompage SLL. Au le même temps, le système de contrôle anti-pompage permet au compresseur de maintenir une plage de fonctionnement sûre.

L'ouverture de la vanne anti-pompage provoque une augmentation du débit d'aspiration du compresseur qui réduira la pente de la courbe de pompage du système, de sorte que le point de fonctionnement de la machine reste en toute sécurité à droite du débit de pompage critique.

Afin de maintenir le compresseur fonctionne dans une plage de fonctionnement sûre, tous les compresseurs centrifuges sont équipés avec un système anti-pompage.

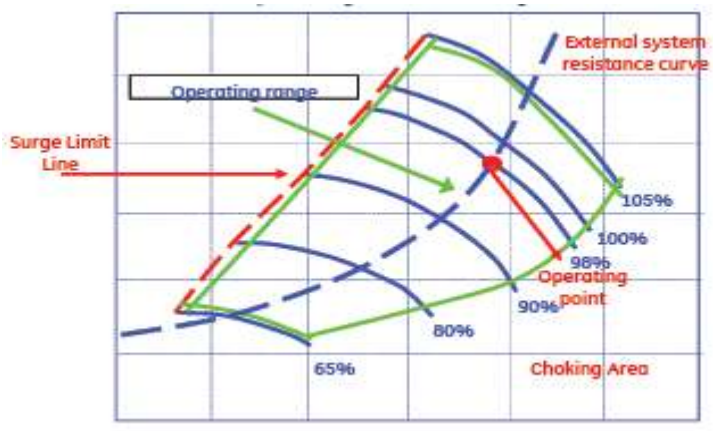


Fig. III.41. zone de fonctionnement sûr pour compresseur centrifuge.

III.6. 3.2.2. Description du system anti pompage

Le système anti-pompage est composé de :

- Vanne anti-ppage
- Instrumentation : Transmetteur d'indicateur de débit, Transmetteur d'indicateur de pression
- Contrôleur électronique

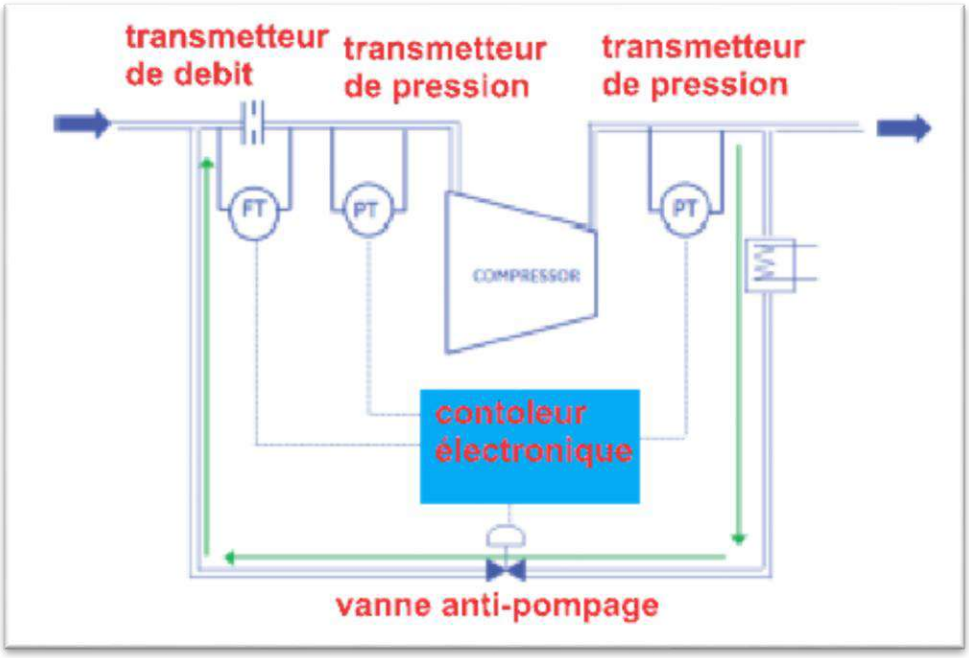


Fig. III.42.système de protection anti-pompage

a- Vanne anti-pompage : c'est une vanne de régulation, pour éviter les recyclages excessifs de débit qui réduiront le rendement de la machine.

La vanne anti pompage recycle le flux du refoulement vers l'aspiration afin de réduire la résistance du système. elle est équipée d'une électrovanne pour une ouverture rapide.

b-Instrumentation : Le transmetteur de débit peut être un rotamètre, un annubar ou, plus couramment, un transmetteur de pression différentielle à travers un orifice calibré. Dans ce

dernier cas, nous devons également mesurer la température du gaz pour calculer la bonne densité de gaz.

L'objectif de ce système est de maintenir le point de fonctionnement dans une zone de fonctionnement sûre (zone de confidence). il faut éviter d'atteindre la SLL, ligne limite de pompage. Pour cette raison, à l'intérieur du contrôleur, est stockée une autre courbe appelée SCL, ligne de contrôle de pompage, directement liée à SLL. La relation entre SLL et SCL est la marge de sécurité que nous voulons maintenir, généralement les points sur SCL ont un débit de 10 % Plus que les points sûr fonctionnement, le SLL à la même vitesse de rotation. Si le point de fonctionnement reste à droite du SCL, la vanne anti-pompage restera fermée, si non elle commencera à s'ouvrir.

Pendant le démarrage, la vanne anti-pompage reste complètement ouverte jusqu'à ce que le compresseur atteigne le MOS (minimum operating speed), une fois cette vitesse atteinte, la vanne tourne en contrôle, en fonction du point de fonctionnement.

Dès que la séquence d'arrêt commence, la vanne anti-pompage s'ouvre immédiatement pour éviter le pompage.

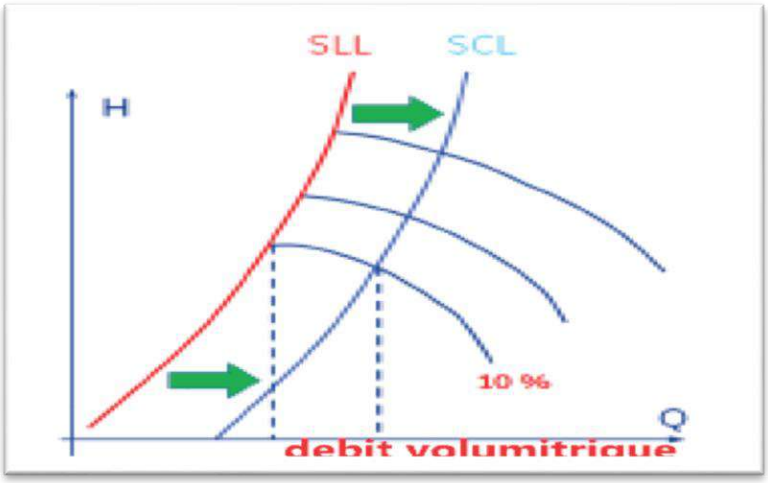


Fig. III.43. La marge de sécurité maintenue entre le SLL et le SCL

III.6. 4. Système d'huile de lubrification

Le system de lubrification comprenant un réservoir d'huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (refroidisseurs d'huile), des filtres, des vannes et différents dispositifs de contrôle et de protection. L'huile de lubrification du système est envoyée vers les quatre paliers de la turbine, vers les accessoires et vers le système d'accouplement de la charge.

Le système de lubrification est conçu pour fournir l'alimentation en lubrifiants filtrés aux températures et pressions correctes pour l'exploitation de la turbine et son équipement associé.

Le circuit est à boucle fermée et alimentation forcée. L'huile de lubrification est aspirée dans le réservoir d'huile par les pompes et introduite sous pression dans les échangeurs thermiques, les filtres à huile et le collecteur de lubrification des paliers. La pression du collecteur des paliers est déchargée depuis les pompes. Les dispositifs de protection sont incorporés à ceux du système, le cas échéant, pour protéger les équipements contre la faible alimentation en lubrifiant, la faible pression du lubrifiant et la température élevée du lubrifiant. Ces dispositifs de protection font retenir une alarme ou peuvent provoquer l'arrêt de la machine si l'une quelconque de ces situations se produit.

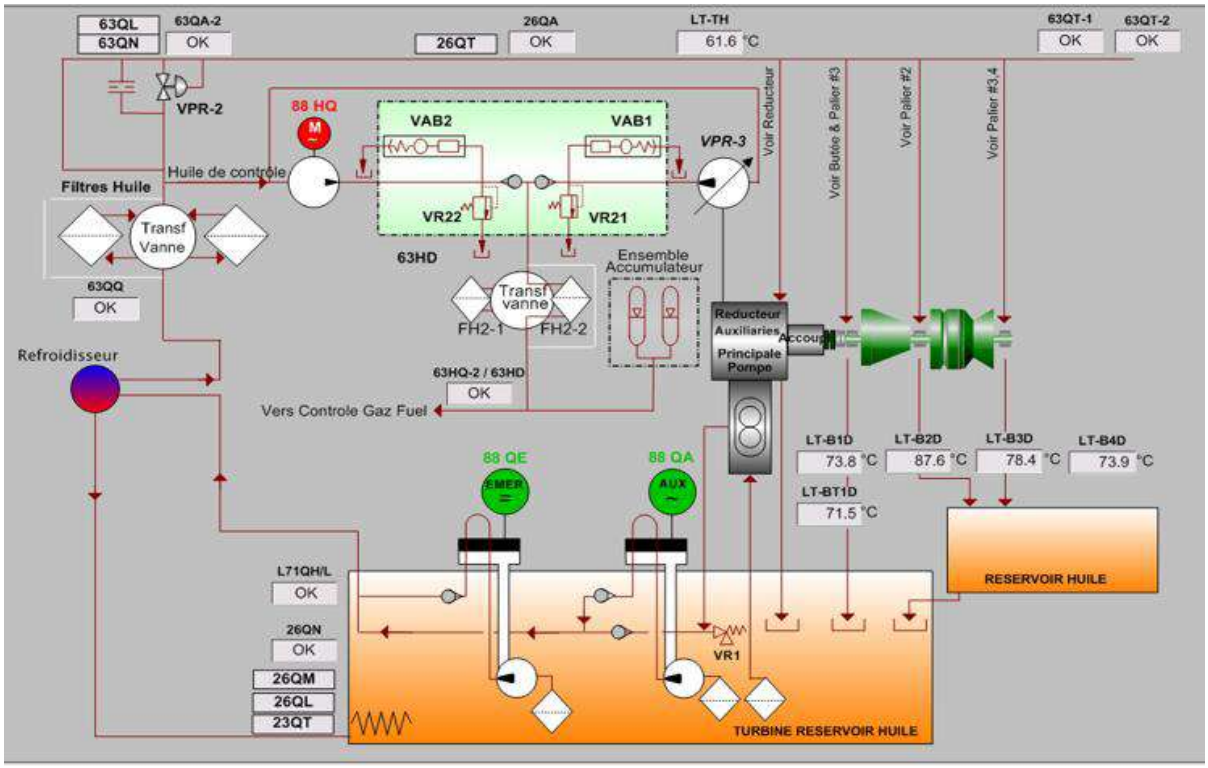


Fig. III.44. System huile de lubrification

III.6. 5. Instrumentation

III.6. 5.1. Thermo-éléments

Chaque compresseur centrifuge dispose d'instruments de mesures. Des thermo-éléments, de type RTD ou thermocouples, sont installés sur chaque palier et sur chaque butée, pour surveiller la température

Dans les paliers lisses, ils sont positionnés sur le côté inférieur du paliers , dans les paliers de butée sur différentes moitiés toujours pour obtenir une mesure de température correcte. Leur nombre peut varier selon les spécifications.

Clarification : les thermo-éléments mesurent la température du métal Babbit.

RTD : Sont stables à long terme ; Avoir une sensibilité élevée ; Lecture précise sur des plages de température étroites.

Thermocouples : Réponse très rapide aux changements de température; sont de petite taille;

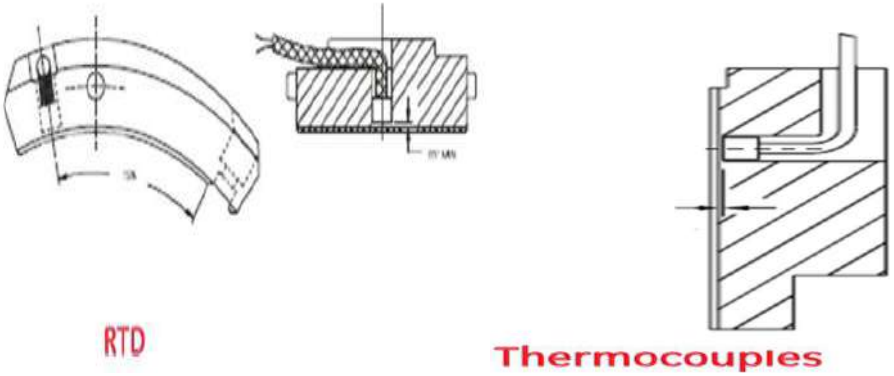


Fig. III.45. Déférents types des thermocouples utilisés dans les compresseurs centrifuges

III.6. 5.2. Sonde de déplacement axial et sondes radiale

Pendant le fonctionnement du compresseur, le changement de processus de compression, dû à divers phénomènes tels que le pompage ou des jeux excessifs, peuvent créer des déplacements ou des vibrations.

Afin de surveiller les effets sur le compresseur, des sondes de déplacement axial et de vibration radiale sont utilisées, Les deux sont des sondes sans contact, fonctionnant avec les principes des courants de Foucault et généralement connectées à un système Bently Nevada

Pour le suivi.

Les sondes de déplacement axial sont installées sur l'extrémité de l'arbre du palier de butée et sont au minimum 2.

Des sondes de vibration radiales sont installées sur chaque palier lisse et elles fonctionnent comme un couple mesurant les amplitudes de vibration sur XEt l'axes-Y.

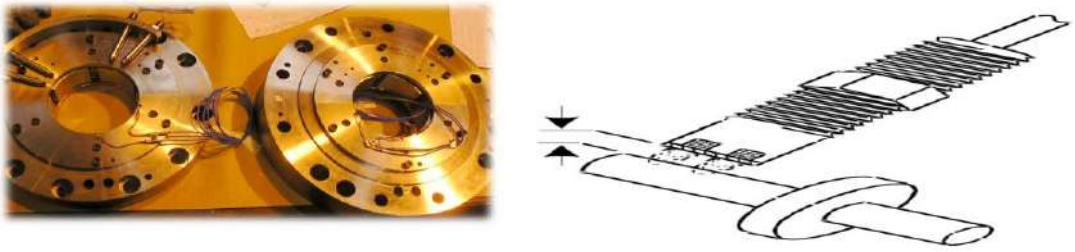


Fig. III.46. Sonde de vibration.

Chapitre IV

IV.1. introduction

Alors que les utilisateurs de compresseurs cherchent à maximiser la production de leurs installations ou à réduire leurs coûts d'exploitation, ils sont souvent confrontés à des choix entre l'achat de nouveaux équipements ou la mise à niveau de leurs turbomachines existantes. Compte tenu du coût de construction d'un nouveau train de compresseurs complet et de ses systèmes de support associés, il peut parfois être beaucoup plus rentable de remettre à neuf l'équipement existant. Cependant, il y a des limites à ce qui peut être réalisé via ce que l'on appelle la « refonte » ou la « réévaluation ».

IV.2. La rénovation

La réévaluation ou la mise à niveau des compresseurs centrifuges sont des pratiques courantes dans les secteurs du raffinage, de la chimie, de la pétrochimie, des gazoducs et de la production pétrolière et gazière. Compte tenu du climat économique actuel, on s'intéresse de plus en plus à la rénovation ou à la modernisation de l'équipement existant simplement pour réduire les dépenses. En outre, la période de récupération requise (le nombre d'années nécessaires pour qu'un projet devienne rentable) est devenue de plus en plus courte à mesure que les pressions concurrentielles augmentent. Ainsi, la nécessité de maximiser la capacité des équipements rotatifs existants est importante.

Malheureusement, il y a des limites à ce qui peut être accompli avec un compresseur donné. De nombreux facteurs détermineront le niveau de modifications des performances qui peuvent être apportées. Par exemple, si l'objectif d'une rénovation est d'augmenter la capacité de fonctionnement, il faut déterminer si la taille de bride existante sur le boîtier peut s'adapter aux débits plus élevés sans introduire des pertes trop élevées. De plus, si les brides d'entrée peuvent laisser passer le débit, sera-t-il possible d'installer un impulser suffisamment grand pour accepter le débit entrant ou la dynamique du rotor du compresseur sera-t-elle acceptable avec la nouvelle gamme de l'impulseur. De plus, les nombres de Mach, la plage de débit, l'efficacité, les niveaux de contrainte des impulseras, etc. seront-ils acceptables pour l'utilisateur final ?

La terminologie utilisée par les constructeurs varie quelque peu lorsqu'il s'agit de rénover, de réévaluer ou de mettre à niveau l'équipement de compression. Pour plus de clarté, dans ce chapitre, ces termes seront définis comme suit : rénovation « Revamping », revalorisation« Ré-rate »– Ces termes seront utilisés de manière interchangeable. C'est-à-dire qu'il n'y a pas de différence fonctionnelle entre la rénovation et la réévaluation du

compresseur. Le processus consiste à modifier les caractéristiques de performance (aérodynamiques et/ou mécaniques) d'un compresseur. Les changements peuvent impliquer l'augmentation ou la diminution du débit, l'augmentation ou la diminution de la vitesse de fonctionnement, l'augmentation ou la diminution de la pression d'entrée et/ou de refoulement, l'augmentation ou la diminution de la puissance absorbée etc. Ceux-ci seront accomplis en changeant au moins certains, mais peut-être pas tous, des composants internes du compresseur. A la fin de la refonte ou de la réévaluation, de nouvelles courbes de performance sont généralement fournies et de nouvelles exigences de fonctionnement sont spécifiées. Il peut être nécessaire d'avoir un nouveau manuel d'utilisation/d'entretien.

IV.3. Diverses options pour l'amélioration des installations de compression.

Pour mettre à niveau la capacité existante, nous devons envisager plusieurs options. Le retour sur investissement (ROI) attendu détermine la meilleure option.

Les changements apportés un compresseur ou un système de compression pour des raisons opérationnelles, technologiques, économiques ou environnementales pouvant englober les mesures suivantes :

- Modification de la capacité (Ajustement des conditions de processus) ;
- Désengorgement ;
- Modernisations ;
- Remplacement de l'existant Compresseur ;
- Ajout d'un nouveau compresseur ou d'un train de compression.

IV.3.1.modification De La Capacité (Ajustement Des Conditions De Processus).

Changements apportés à un compresseur et/ou à un système de compression visant à augmenter ou à réduire la production d'un/produit/d'une machine existant(e). Pour augmenter la production, vous pouvez modifier la pression d'aspiration pour gérer plus de débit sans changer les composants internes du compresseur. Ou parfois augmenter la vitesse. La production dans ce scénario sera généralement augmentée de moins de 10%.

IV.3.2 .Désengorgement

Changements apportés à un compresseur et/ou un système de compression en vue de l'adapter à de nouveaux paramètres conceptuels ou fonctionnels et d'en éliminer les limites ; les travaux réalisés comprennent des calculs théoriques, des simulations de dimensionnement et des études/contrôles de faisabilité

IV.3.3.Modernisation

Nouvelle vie – fiabilité améliorée Mise à niveau, optimisation, adaptation et/ou modification d'un compresseur et/ou d'un système de compression afin qu'il soit à la pointe de la technologie tant du point de matériel que logiciel.

IV.3.3.1.Mise à niveau (Upgrade)

Le terme « mise à niveau » fait référence aux cas où les exigences de fonctionnement du compresseur ne changent pas mais des modifications sont apportées aux composants de la machine pour améliorer leur intégrité mécanique, leur fiabilité ou leur longévité. Les exemples pourraient inclure le remplacement d'anciennes roues rivetées par des roues 3D, le passage de labyrinthes en aluminium à des joints en polymère, le changement de joints ou similaires.

L'objectif principal de ces mises à niveau est d'améliorer une machine sans nécessairement modifier ses caractéristiques de performance. Les mises à niveau « upgrades » ne doivent pas être confondues avec les programmes de maintenance préventive normaux au cours desquels les joints à labyrinthe, les joints toriques, les paliers, etc. sont remplacés en nature par les mêmes composants que ceux installés à l'origine dans le compresseur.

Le choix entre une rénovation /réévaluation ou une mise à niveau dépend entièrement des besoins de l'utilisateur final. Par exemple, l'utilisateur final peut ne pas avoir intérêt à modifier les caractéristiques de performance du compresseur mais souhaiter prolonger la durée de vie de la machine en passant à des roues soudées.de même, le passage de paliers lisses à un palier à patins oscillants ou d'un palier à patins oscillantes à des paliers amortisseurs plus avancés pourrait améliorer les caractéristiques rotor-dynamiques de la machine, sans impact sur les performances aérodynamiques.

La principale motivation pour effectuer des rénovations « Revamping » ou des réévaluations est de réaffecter le compresseur ou de modifier les caractéristiques de performance du compresseur pour mieux répondre aux nouvelles exigences de fonctionnement.

Cela peut impliquer une augmentation ou une diminution des exigences de débit, une augmentation ou une diminution de travail ou des exigences de pression de refoulement ou de, ou une combinaison des deux tout en diminuant simultanément (ou au moins en minimisant l'augmentation) la puissance requise pour entraîner le compresseur ou le train de

compresseurs. En termes simples, le compresseur ou le train de compresseurs existant est incapable de répondre aux nouvelles exigences de fonctionnement ou incapable de répondre efficacement aux nouvelles exigences de fonctionnement. Pour une raison quelconque, l'utilisateur final a décidé de ne pas acheter de nouvel équipement et a plutôt décidé de réorganiser l'équipement pour répondre aux nouvelles exigences de fonctionnement.

La minimisation des coûts est une autre motivation clé dans la rénovation ou la mise à niveau de l'équipement existant. Dans de nombreuses situations, il est possible de réutiliser la majorité des composants du compresseur, y compris le l'enveloppe « casing », les tuyauteries, les paliers, les joints et de nombreux composants internes. Cela peut entraîner des économies importantes, car le l'enveloppe est souvent l'un des éléments les plus coûteux. Si le tubage est réutilisé, la fondation, la plaque de base et l'agencement de tuyauterie existant peuvent également être laissés en place, ce qui permet à nouveau des économies substantielles. Dans de nombreuses situations, il est également possible de réutiliser de nombreux composants internes du compresseur, tels que les labyrinthes d'extrémités, les flasques d'admission, la volute de refoulement.

Des précautions doivent être prises pour s'assurer que les composants sont toujours structurellement sains et que les passages d'écoulement sont aérodynamiquement acceptables (c'est-à-dire qu'ils ne sont pas encrassés, érodés ou autrement endommagés). Le constructeur ou le tiers doit inspecter minutieusement ces composants pour :

a- S'assurer qu'ils sont aptes à un service continu et ;
b- Acquérir la géométrie nécessaire pour effectuer les analyses nécessaires (aérodynamiques et mécaniques) des pièces.

Il pourrait également être possible de réduire les coûts d'exploitation à long terme du compresseur ou du train de compresseurs en installant des composants aérodynamiques de pointe dans l'ancienne machine. Par exemple, les impulseur plus anciennes avec un aubage simple et moins qu'optimal pourraient être remplacées par des impulseurs plus modernes en 3D sophistiquées de type inducteur, ce qui se traduirait par une efficacité plus élevée et des coûts d'exploitation inférieurs.

De même, des composants fixes usinés plus modernes avec leurs finitions de surface intrinsèquement lisses et leurs dimensions précises pourraient remplacer les anciens composants en fonte brute ; augmentant à nouveau les performances et réduisant les coûts énergétiques. Dans certains cas, le remplacement d'un composant peut augmenter l'efficacité

globale du compresseur. Dans ce cas, l'ingénieur évaluateur doit effectuer une analyse économique basée soit sur le Dollar par cheval (HP) d'énergie.

Un autre avantage de la rénovation ou de la revalorisation par rapport à l'achat de nouveaux équipements est que l'on peut généralement minimiser le temps de cycle pour le redressement ou, en d'autres termes, on peut minimiser les temps d'arrêt de la production. De toute évidence, s'il n'est pas nécessaire de remplacer la tuyauterie, de construire une nouvelle fondation ou de soulever un nouveau tubage en place, du temps (et de l'argent) sont économisés. Certains utilisateurs finaux voient également les rénovations ou les réévaluations comme un moyen de minimiser les risques. Ils peuvent avoir une bonne expérience de fonctionnement avec le compresseur existant et souhaiter conserver les composants mécaniques actuels ou similaires dans l'espoir d'éviter tout problème mécanique et rotor dynamique potentiel avec une nouvelle machine.

De même, si les composants aérodynamiques appliqués dans la rénovation proviennent de la même gamme de produits constructeur, les composants de rénovation sont perçus comme une technologie « éprouvée » ou « acquise ». Encore une fois, le risque perçu est minimisé. Enfin, comme suggéré ci-dessus, la rénovation d'un compresseur permet à l'utilisateur final d'appliquer une nouvelle technologie à une ancienne machine. En supposant que les nouveaux composants peuvent être adaptés, l'utilisateur final peut disposer des roues, diffuseurs, canaux de retour, paliers , joints, matériaux, etc. « les plus récents et les plus performants », ainsi que des caractéristiques aérodynamiques et mécaniques améliorées qui les accompagnent.

On peut s'attendre à ce que cette option (mise a niveau) augmente la production de 10 à 20 %

IV.3.4. Remplacement de l'existant Compresseur

Remplacez le compresseur existant par un nouveau compresseur. Vous pouvez augmenter considérablement la production en retirant les anciens compresseurs et en installant de nouvelles unités à haut rendement sur les empreintes existantes. Cela se traduira par des augmentations de production de l'ordre de 40 à 70%.

IV.3.5. Ajout d'un nouveau compresseur

En gardant le compresseur existant tel quel, ajoutez simplement un nouveau train de compresseurs. Ici, nous nous concentrerons sur l'étape 3 pour montrer que l'utilisation de la

technologie de compresseur moderne peut offrir un potentiel de coût d'exploitation impressionnant.

IV.4. Limites de la réévaluation

Lorsqu'un constructeur est consulté concernant la réévaluation d'un compresseur existant, certaines contraintes physiques et mécaniques peuvent être vérifiées rapidement pour déterminer si une rénovation est possible ou non. Ces contraintes limitent les performances maximales de la machine. Les contraintes physiques comprennent les dimensions internes du tubage (c'est-à-dire la longueur et le diamètre) et les tailles des buses. Les contraintes mécaniques comprennent les pressions et les températures nominales du carter ainsi que les limites de vitesse de fonctionnement. Si l'une de ces contraintes est dépassée par les exigences de ré-tarification, le fabricant recommandera de remplacer le compresseur par un modèle plus adapté.

IV.4.1. Limites de puissance

Dans de nombreux cas, l'utilisateur final prévoit d'utiliser le pilote disponible. Ceci est acceptable tant que le Moteur (Installation Turbine A Gaz) peut produire une puissance suffisante pour entraîner le compresseur remanié. Une évaluation doit être faite sur les capacités du moteur par rapport aux nouvelles conditions de fonctionnement du compresseur. Par exemple, si la vitesse du compresseur chute considérablement, il est possible que le moteur (ITG) ne soit pas en mesure de fournir la puissance nécessaire à la vitesse réduite. De plus, les caractéristiques rotor-dynamiques du moteur(ITG) doivent être évaluées à la nouvelle vitesse de fonctionnement requise.

IV.4.2. Limites de vitesse

Il existe un certain nombre de critères qui limiteront la vitesse de conception pour un modèle de compresseur donné. Ceux-ci incluent les contraintes de rotation, le nombre de Mach, les vitesses critiques et (potentiellement) le moteur (ITG).

IV.4.3. Limites de contrainte de rotation

Les impulseurs pour l'industrie API sont conçues avec des vitesses de pointe allant jusqu'à 1 000 fps (304.8 m/s). En règle générale, la construction de la roue rivetée est limitée en vitesse de pointe à 800 fps (243 .8 m/s) ; la construction de l’impulseur soudée permet des vitesses de pointe jusqu'à 1 000 fps. C'est une bonne pratique de conception de limiter les

contraintes de rotation de la roue à 70 % de la limite d'élasticité du matériau de la roue. Ceci est fait de manière à ce que dans des conditions de test de survitesse, aucune plastification du matériau ne se produise. Les contraintes de rotation sont particulièrement importantes dans le service de gaz acide dans lequel la limite d'élasticité du matériau de la roue est généralement limitée à 90 ksi avec une exigence de dureté réduite de Rockwell C22. Étant donné que le travail du compresseur est proportionnel à la vitesse de pointe de la roue, l'exigence de travail pour le réévaluation e est limitée à l'utilisation du diamètre de roue maximal autorisé pour le carter et d'une roue conçue pour une vitesse de pointe d'environ 1 000 fps (304.8m/s).

IV.5. Analyse approfondie de la mise en œuvre opérationnelle pour une fiabilité de planification maximale

Toute modification d'un système de compression ou de parties de ce dernier nécessite une évaluation approfondie de l'ensemble du système et des processus afin de fournir des solutions parfaitement conçues pour répondre aux nouvelles exigences du système, les spécialistes en matière de compresseurs centrifuge garantir la meilleure sécurité de planification et concevons des solutions sur mesure et détaillées, basées sur la planification de la production de l'installation afin de garantir une mise en œuvre efficace et une finalisation du projet dans les délais.

IV.5.1. Procédures d'évaluation

- Analyse des dysfonctionnements
- Évaluations des compresseurs et de l'installation
- Contrôle de faisabilité des nouvelles demandes (avec analyse des risques)
- Essais et analyses des matériaux
- Propositions de modifications, de mises à niveau et d'améliorations techniques appropriées en termes d'équipement auxiliaire, de système d'entraînement, de systèmes de contrôle, de systèmes de surveillance, de composants et de technologie de compresseur
- Évaluation du projet en termes de qualité et de coût

IV.5.2. Ingénierie de détail

- Schémas de tuyauterie et d'instrumentation/dessins isométriques ;
- Plans d'ensemble/des fondations ;
- Schémas électriques, schémas des bornes, schémas des interfaces, schémas logiques ; schémas de raccordement, listes des raccordements fixes ;

- Modèle 3D (installation, compresseur) ;
- Instructions et manuel de fonctionnement ;
- Gestion des documents ;
- Plan du projet.

IV5.3. Ingénierie analytique

- Calculs des performances du compresseur avec un simulateur (thermodynamique) ;
- Impact sur les fondations (forces et moments) ;
- Analyse torsionnelle ;
- Études des pulsations et des vibrations ;
- Analyse des éléments finis.

IV.6. Projets de rénovation des compresseurs centrifuges de l'unité de traitement des gaz associez UTGA

Nousavons déjà mentionné précédemment dans le deuxième chapitre que le changement de la composition chimique du gaz entraîne une augmentation de la puissance nécessaire pour le comprimer, et nous avons évoqué un certain nombre de solutions techniques. Comme l'injection de la vapeur d'eau en amont de la turbine, le changement des aubes de la turbine, Ces techniques sont plus couteuses par rapport à la proposition de l'entreprise BHGE relative au Rebundle des compresseurs. Le retour sur investissement (ROI) attendu détermine la meilleure option.

La détermination de la meilleure option pour augmenter la capacité des compresseurs dépend bien sûr d'études détaillées de désengorgement des processus et de la planification du projet. Aux étapes de l'étude de faisabilité et de l'ingénierie de base, nous devons tenir compte des restrictions potentielles en ce qui concerne les conditions de traitement, les caractéristiques physiques de l'usine et la planification

IV.6.1. Exigences du projet

Diminution de la puissance absorbée, augmentation de la fiabilité et de la disponibilité de l'installation nécessitant la modernisation d'anciens modèles de compresseurs « rebundle »

IV.6.2. Information technique utiles

A. **Type de compresseurs :** compresseurs neovo-pegnion (BCL456, BCL 406, BCL 407)
B. **Application :** compression des gaz associes dans une station de récupération
C. **Année d'installation** : 1987

Les compresseurs boosters (K101A/B, K102A/B, K103A/B) de TFT, sont du type centrifuge et entraînés par des turbines a gaz ms5002b, à la sortie des compresseurs, les refroidissements de refoulement (E-101-A / B, E-102-A / B, E-103-A / B) sont prévus pour refroidir le gaz comprimé. Les gaz refroidis provenant des deux trains de compression sont mélangés et envoyés à Hassi R'Mel ou a la réinjection dans le gisement dont le but de maintenir la pression de gisement constante. .

IV.6.2.1.Définition du compresseur K101A/B

Le compresseur K101A/B est un compresseur centrifuge de type cylindrique modèle Nuovo Pignone BCL 456 à corps ouverts verticalement"barrel" (fig.III.7).Ce compresseur ayant un rotor avec six roues montées en série, configuration une seul section on ligne .le diamètre nominal des roues est de 450mm. (fig.IV.1 en annexe)

IV.6.2.2.Définition du compresseur K102A/B

Le compresseur K102A/B est un compresseur centrifuge de type cylindrique modèle Nuovo Pignone BCL 406 à corps ouverts verticalement"barrel" (fig.III.7).Ce compresseur ayant un rotor avec six roues montées en série, configuration une seul section on ligne .le diamètre nominal des roues est de 400mm. (Fig. IV.2 en annexe)

IV.6.2.3.Définition du compresseur K103A/B

Le compresseur K103A/B est un compresseur centrifuge de type cylindrique modèle Nuovo Pignone BCL 406 à corps ouverts verticalement"barrel" (fig.III.7).Ce compresseur ayant un rotor avec sept roues montées en série, configuration une seul section on ligne .le diamètre nominal des roues est de 400mm. (Fig. IV.3 en annexe)

Tableau IV.1. Déférents caractéristique des compresseurs de l'UTGA

INFORMATIONS SUR LE COMPRESSEURS		
Description du compresseur **Repaire : K101 A/B** • Type de compresseur : BCL 456A/B, • Nbr d'étages : 6 • Diamètre roues : 450 mm • Débit : 92000nm3/h • Vitesse : 9880 RPM • Vitesse maximale : 10375 RPM • 1ere vitesse critique : 4470 RPM • Pression de refoulement : 28.4 ATA • Matricule : 10531 • Puissance absorbée : 6660 kW • Année de construction : 1986 • FABRICANT **:**nuovo-pegnone	**Description du compressr** **Repaire : K102 A/B** • Type de compresseur : BCL 406A/B, • Nbr d'étages : 6 • Diamètre roues : 400cm • Débit : 99400nm3/h • Vitesse : 9880m/s • Vitesse maximale : 10375m/s • 1ere vitesse critique : 5610 RPM • Pression de refoulement : 81.57 ATA • Matricule : 10532 • Puissance absorbée : 5564 kW • Année de construction : 1986 • FABRICANT **:**nuovopegnone	**Description du compresseu**r **Repaire : K103 A/B** • Type de compresseur : BCL 407A/B, • Nbr d'étages : 7 • Diamètre roues : 400cm • Débit : 88600nm3/h • Vitesse : 9880m/s • Vitesse maximale : 10375m/s • 1ere vitesse critique : 4590 RPM • Pression de refoulement: 83.5 ATA • Matricule : 10531 • Puissance absorbée : 5969 kW • Année de construction : 1986 • FABRICANT **:**nuovo-pegnone

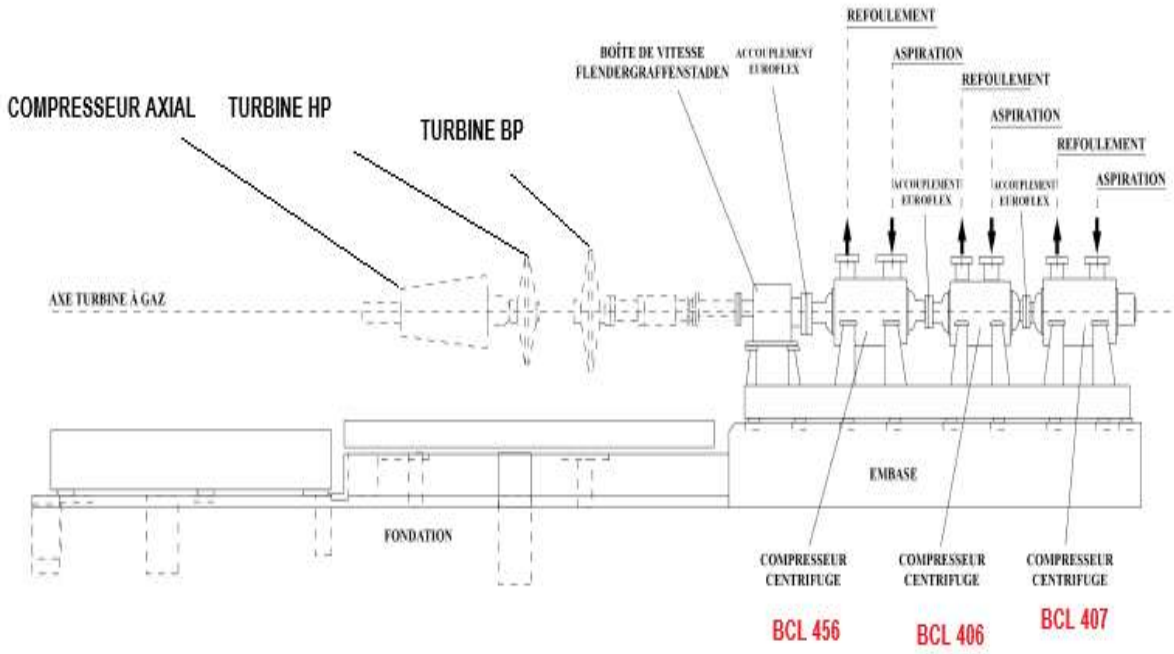


Fig. IV.4.Train de compression de l'UTGA

IV.6.3. Plans d'actions parfaitement définis pour des solutions de pointe

Rénovation et désengorgement

Modifications apportées à six compresseurs (système de compression) pour des raisons fonctionnelles, technologiques, économiques et environnementales à des fins de désengorgement, d'ajustement des capacités, et même de modernisation.

IV.6.3.1. Analyse des dysfonctionnements

Dans de nombreux systèmes industriels complexes, l'analyse et la modélisation des dysfonctionnements forment une étape indispensable venant en amont des projets de conception des systèmes de supervision. La politique de maintenance d'une entreprise est fondamentalement basée sur la disponibilité du matériel impliqué dans le système de production. Pour qu'un équipement présente une bonne disponibilité, il doit :

- Avoir le moins possible d'arrêts de production ;
- Etre rapidement remis en bon état s'il tombe en panne La disponibilité d'un équipement dépend de nombreux facteur

IV.6.3.1.1. Quantification de la disponibilité

La disponibilité peut se mesurer :

- Sur un intervalle de temps donné (disponibilité moyenne),
- à un instant donné (disponibilité instantanée),
- à la limite, si elle existe, de la disponibilité instantanée lorsque t→∞ (disponibilité asymptotique)

IV.6.3.1.2. Disponibilité moyenne

La disponibilité moyenne sur intervalle de temps donné peut être évaluée par le rapport suivant :

$$D_O \frac{TMD}{TMD+TMI} \qquad \textbf{(IV-1)}$$

- TMD : Temps moyen de disponibilité
- TMI : temps moyen d'indisponibilité

Tableau IV.2 de suivi temps de marche2020

mois	Dem A	Decl A	Hrs SceA	Hrs arrêt	Demar B	Decl B	Hrs Sce B	Hrs arrêt
janvier	1	1	443	301	3	2	575	169
février	4	4	616	56	3	3	640,75	31,25
mars	6	3	726	18	0	0	744	0
avril	8	7	698,75	30,25	16	15	606,5	113,5
mai	13	11	639	105	5	5	674,75	69,25
juin	9	9	696,5	23,5	10	10	210,75	509,25
juillet	0	0	576	168	0	0	576	168
août	4	4	304	440	14	13	249	495
septembre	0	0	0	720	5	5	262,25	457,75
octobre	0	0	0	744	4	4	727	17
novembre	0	0	0	720	6	6	707	13
décembre	0	0	0	744	9	8	517	227
total	45	39	4699,25	4069,75	75	71	6490	2270

Figure IV.2 Courbes de disponibilité 2020

Disponibilité train A en 2020 :

$$D_{OA} = \frac{TMD}{TMD + TMI} = \frac{4699.25}{4699.25 + 4069.75} = 0.53359$$

$$\boldsymbol{D_{OA} = 53.36\%}$$

Disponibilité train B en 2020 :

$$D_{OB} = \frac{TMD}{TMD + TMI} = \frac{6490}{6490 + 2270} = 0.74$$

$$\mathbf{D_{OB} = 74\%}$$

Tableau IV.3 de suivi temps de marche2021

mois	Dem A	Decl A	Hrs SceA	Hrs arrêt	Demar B	Decl B	Hrs Sce B	Hrs arrêt
janvier	11	12	513	231	0	0	0	744
février	7	7	557	115	0	0	0	672
mars	2	1	740,5	3,5	0	0	0	744
avril	0	0	720	0	0	**0**	**0**	**720**
mai	12	11	703,75	40,25	0	0	0	744
juin	0	0	333	387	0	0	0	720
juillet	7	6	487,5	256,5	0	0	0	744
août	0	0	552	192	15	12	156	588
septembre	0	1	667	53	6	4	643	77
octobre	2	2	195	549	7	7	89,5	654,5
novembre	8	7	96	624	8	7	252	468
décembre	1	1	726	18	1	0	444	300
total	50	48	6290,75	2469,25	37	30	1584,5	7175,5

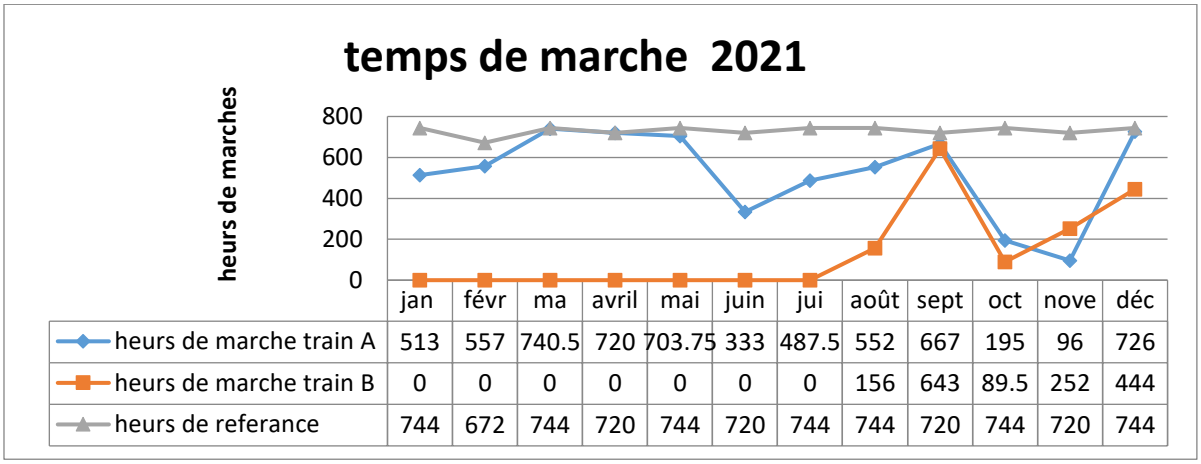


Figure IV.3. Courbes de disponibilité 2021

Disponibilité train A en 2021 :

$$D_{OA} = \frac{TMD}{TMD + TMI} = \frac{6290.75}{6290.75 + 2469.25} = 0.7181$$

$$\boldsymbol{D_{OA} = 71.81\%}$$

Disponibilité train B en 2021 :

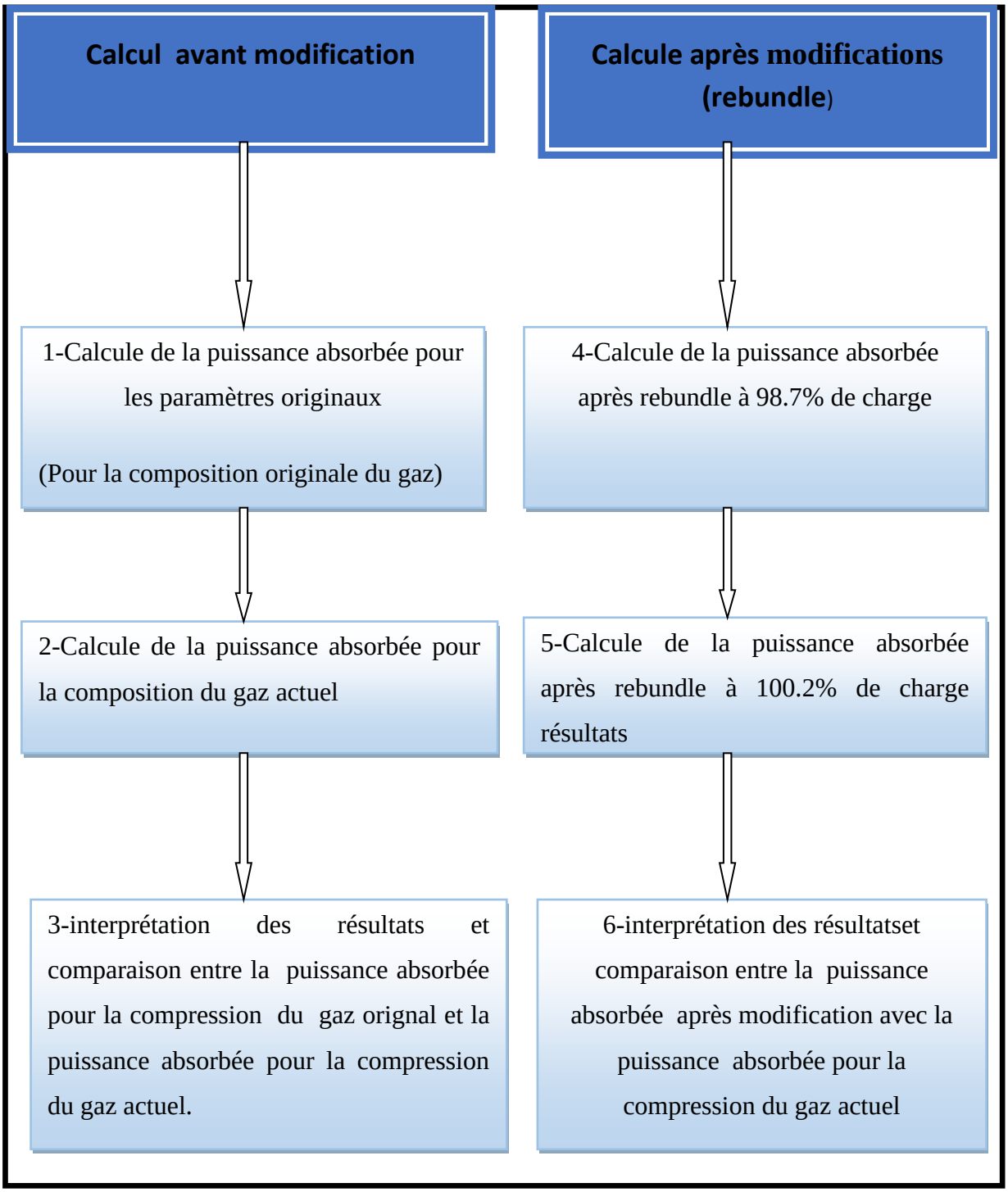
$$D_{OB} = \frac{TMD}{TMD + TMI} = \frac{1584.5}{1584.5 + 7175.5} = 0.18$$

$$\boldsymbol{D_{OB} = 18\%}$$

A partir des Tableaux de suivi enregistrés par le service exploitation de la région TFT, on voit clairement que l'unité de traitement (UTGA) n'est pas dans un état de disponibilité permanente, ce qui entraîne des pertes économiques très importantes.

IV.6.3.2. Ingénierie analytique

Plan de calcule analytique

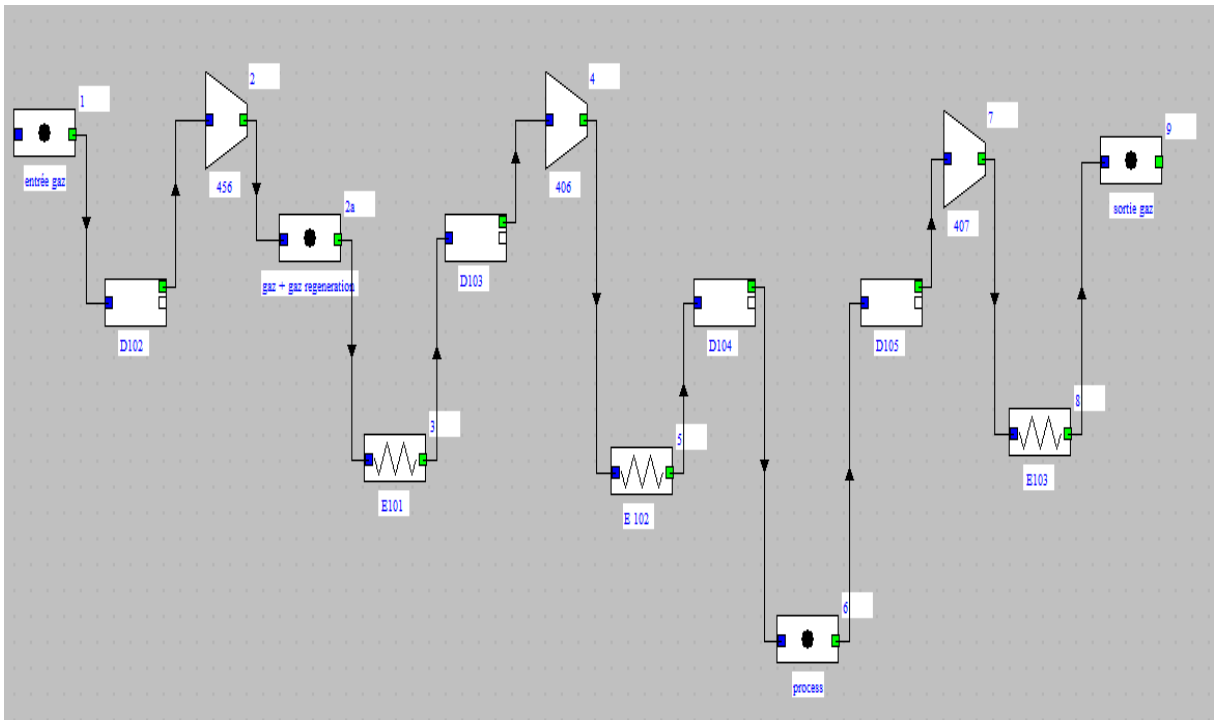


IV.6.3.2.1. Calcule de la puissance absorbée par les 3 compresseurs pour les données originales du processus.

Tableau IV.4. paramètre originaux du processus

Type de compresseur	BCL456	BCL406	BCL407
Paramètres d'aspiration			
Débit massique	24.9	26.986	22.194
Pression (bars)	5.7	26.5	22
Température C°	45	55	48.5
Poids moléculaire	23.10	22.94	21.16
Paramètre de refoulement			
Pression (bars)	26.843	80.6	82
température C°	/	/	/
Vitesse	9878	9878	9878

a) Création du schéma



b) Création du modèle de gaz d'admission de chaque compresseur (original gaz)

❖ La composition du gaz aspiré par compresseur 456

Gas composition gaz adm 456 original data

The first figure column from the left selects the input values from among molar and mass fractions

component name	molar fraction	mass fraction
N2	0,0171	0,02073834
CO2	0,01	0,01905292
CH4 ` methane	0,7342	0,5099242
C2H6 ` ethane	0,1122	0,1460624
C3H8 ` propane	0,0669	0,1277137
C4H10 ` n-butane	0,0077	0,01937541
C4H10 ` n-butane	0,0229	0,05762297
C5H12 ` pentane	0,0074	0,02311427
C5H12 ` pentane	0,0105	0,03279728
C6H14 ` hexane	0,0076	0,02835517
C7H16 ` heptane	0,0034	0,01474887
C8H18 ` octane	0,0001	0,0004944863

Line edition Insert Copy Suppress PCI = 46 190,77 (kJ/kg)

- La composition du gaz aspiré par compresseur 406.

Gas composition gaz adm 406 original data

The first figure column from the left selects the input values from among molar and mass fractions

component name	molar fraction	mass fraction
N2	0,0171	0,02088419
CO2	0,01	0,01918691
CH4 ` methane	0,7368	0,5153287
C2H6 ` ethane	0,1125	0,1474829
C3H8 ` propane	0,0669	0,1286118
C4H10 ` n-butane	0,0075	0,01900487
C4H10 ` n-butane	0,0221	0,05600102
C5H12 ` pentane	0,007	0,02201862
C5H12 ` pentane	0,0099	0,03114062
C6H14 ` hexane	0,007	0,02630027
C7H16 ` heptane	0,0031	0,01354207
C8H18 ` octane	0,0001	0,0004979639

Line edition Insert Copy Suppress PCI = 46 216,73 (kJ/kg)

- La composition du gaz aspiré par compresseur 407.

Gas composition gaz adm 407 original data

The first figure column from the left selects the input values from among molar and mass fractions

component name	molar fraction	mass fraction
N2	0,0178	0,02357125
CO2	0,0104	0,02163612
CH4 ` methane	0,7646	0,5798426
C2H6 ` ethane	0,1167	0,1658827
C3H8 ` propane	0,0656	0,1367413
C4H10 ` n-butane	0,0057	0,015661
C4H10 ` n-butane	0,0137	0,03764136
C5H12 ` pentane	0,0022	0,007503359
C5H12 ` pentane	0,0029	0,009890792
C6H14 ` hexane	0,0004	0,001629533
C7H16 ` heptane	0	0
C8H18 ` octane	0	0

Line edition Insert Copy Suppress PCI = 46 455,75 (kJ/kg)

c) Création des éléments du simulateur, paramétrage des points et transformation (gaz original).

❖ Compresseur 456 : transformation de compression adiabatique polytropique référence.

process 456 type compression < > Save

links Suppress Close

energy type useful set flow closed system observed

flow rate 24,9 open system

inlet point

1 display m ΔH 6 660,16 Calculate

T (°C) 45 Q 0

P (bar) 5,7

h (kJ/kg) 41,73 adiabatic non adiabatic

quality 1 isentropic reference polytropic reference

polytropic eff. 0,7828

outlet point polytropic exponent 0

2 display compression ratio (>= 1) calculated

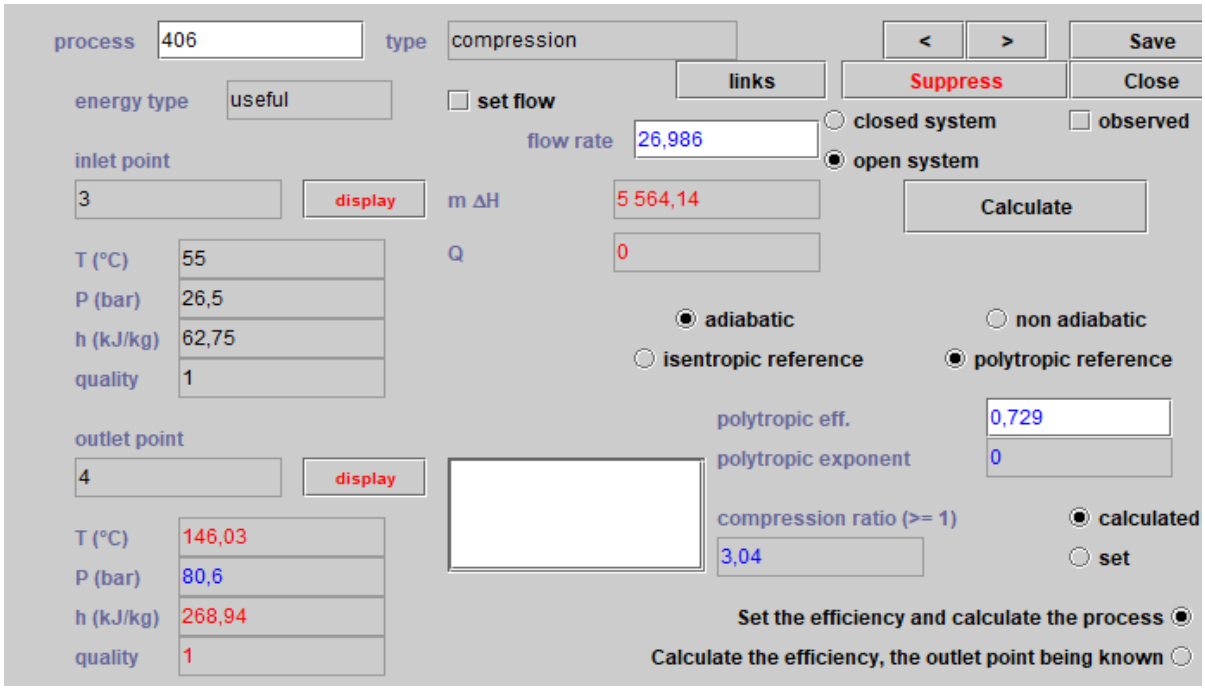
T (°C) 162,41 4,71 set

P (bar) 26,843

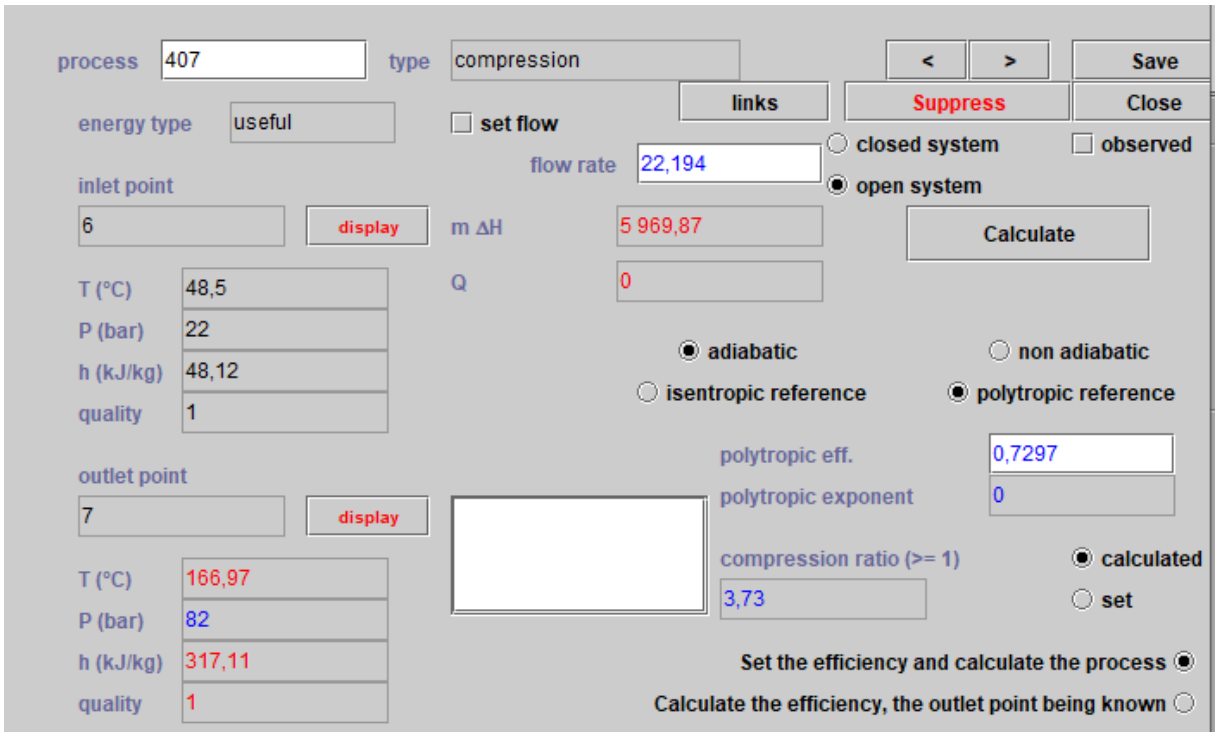
h (kJ/kg) 309,2 Set the efficiency and calculate the process

quality 1 Calculate the efficiency, the outlet point being known

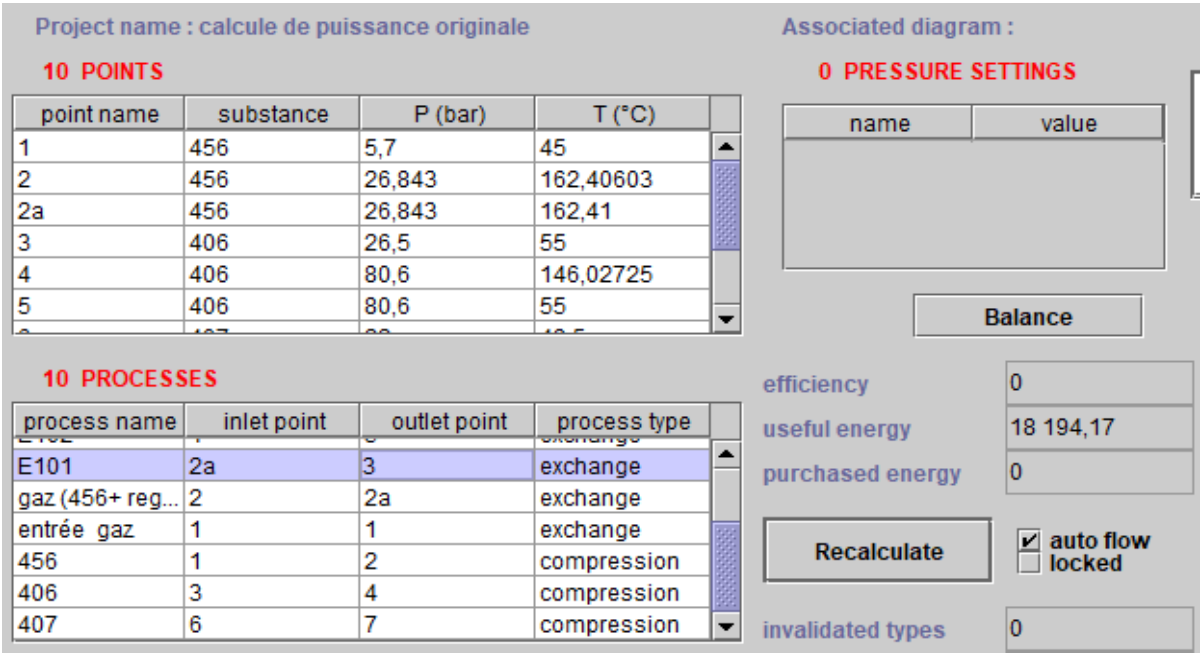
❖ Compresseur 406 : transformation de compression adiabatique polytropique référence.



❖ Compresseur 407 : transformation de compression adiabatique polytropique référence.



d) Calcule de puissance totale nécessaire pour la compression

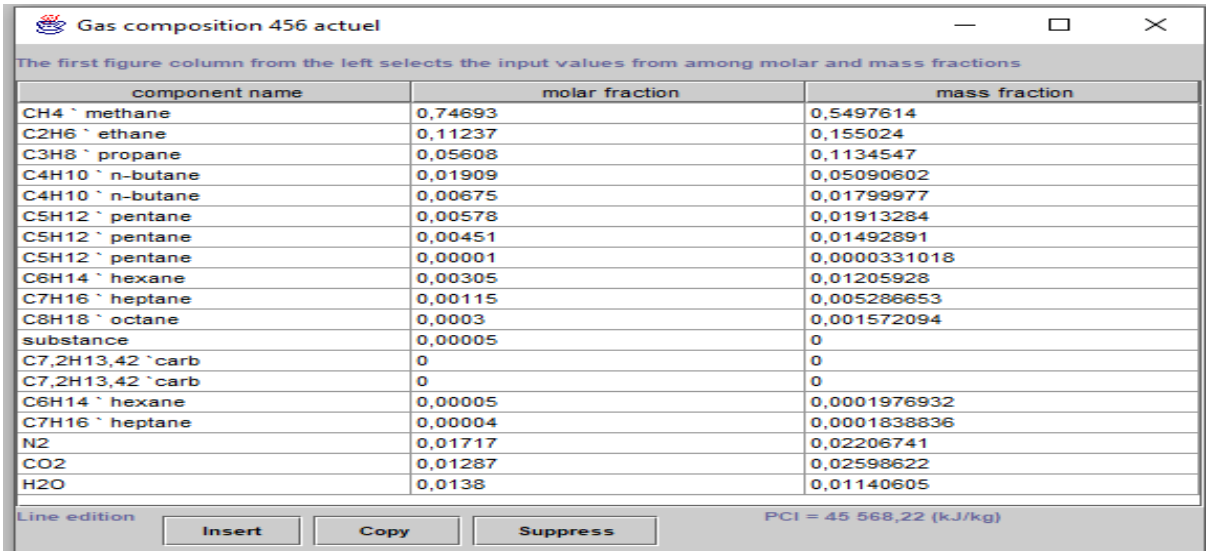


IV.6.3.2.2. Calcule de la puissance absorbée par les 3 compresseurs pour les données actuelles du processus.

Les conditions de gaz de procédé sont différentes de la base de conception originale de l'usine, cechangement de la composition du gaz a entraîné une variation de la puissance nécessaire pour le comprimer. On prendre les mêmes rendements adiabatiques pour les 3 compresseurs pour calculer la nouvelle puissance nécessaire pour comprimé le gaz actuel.

a) **Création du modèle de gaz d'admission de chaque compresseur (gaz actuel).**

❖ La composition du gaz aspiré par compresseur 456(gaz actuel).



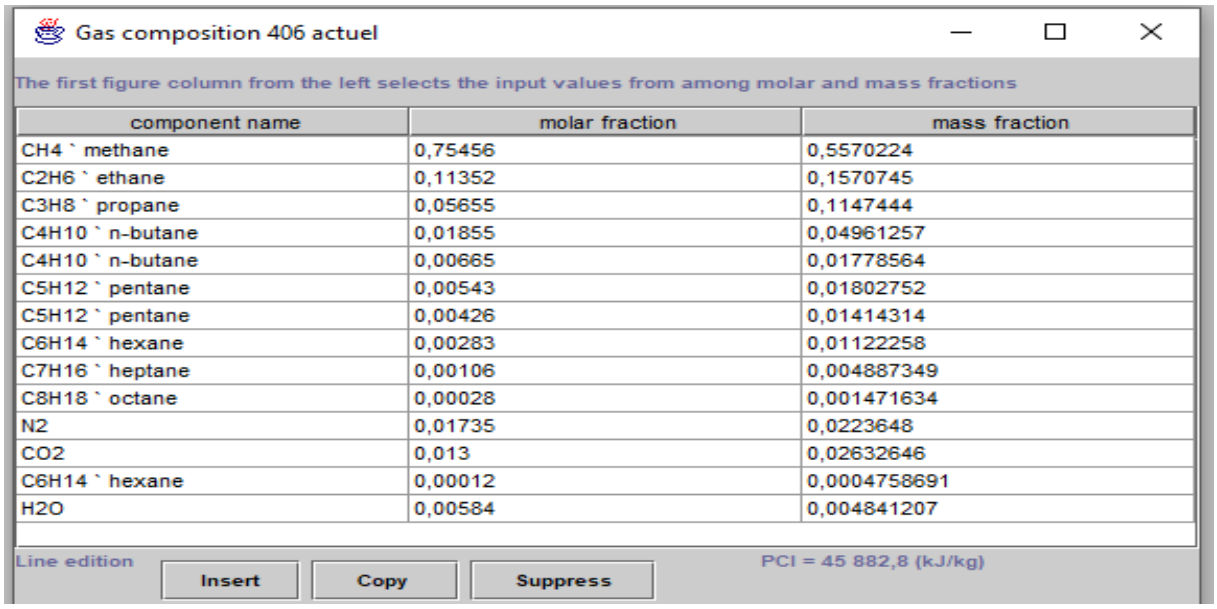
Gas composition 456 actuel

The first figure column from the left selects the input values from among molar and mass fractions

component name	molar fraction	mass fraction
CH4 ` methane	0,74693	0,5497614
C2H6 ` ethane	0,11237	0,155024
C3H8 ` propane	0,05608	0,1134547
C4H10 ` n-butane	0,01909	0,05090602
C4H10 ` n-butane	0,00675	0,01799977
C5H12 ` pentane	0,00578	0,01913284
C5H12 ` pentane	0,00451	0,01492891
C5H12 ` pentane	0,00001	0,0000331018
C6H14 ` hexane	0,00305	0,01205928
C7H16 ` heptane	0,00115	0,005286653
C8H18 ` octane	0,0003	0,001572094
substance	0,00005	0
C7,2H13,42 `carb	0	0
C7,2H13,42 `carb	0	0
C6H14 ` hexane	0,00005	0,0001976932
C7H16 ` heptane	0,00004	0,0001838836
N2	0,01717	0,02206741
CO2	0,01287	0,02598622
H2O	0,0138	0,01140605

Line edition Insert Copy Suppress PCI = 45 568,22 (kJ/kg)

- La composition du gaz aspiré par compresseur 406(gaz actuel).



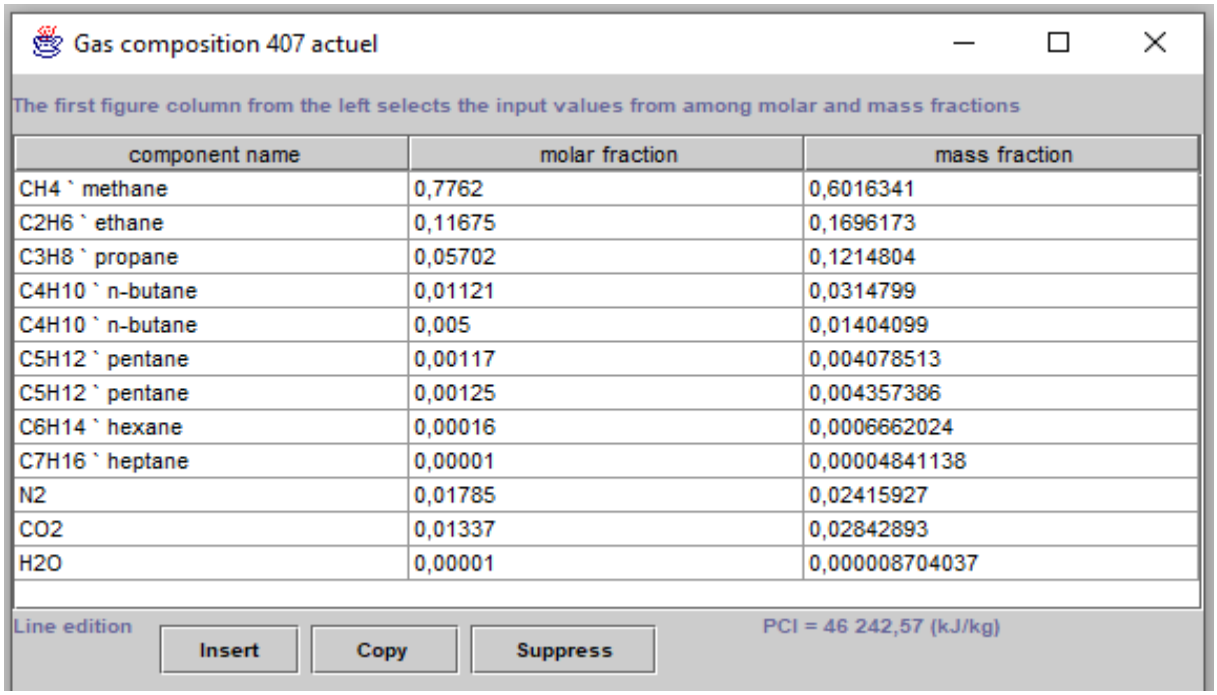
Gas composition 406 actuel

The first figure column from the left selects the input values from among molar and mass fractions

component name	molar fraction	mass fraction
CH4 ` methane	0,75456	0,5570224
C2H6 ` ethane	0,11352	0,1570745
C3H8 ` propane	0,05655	0,1147444
C4H10 ` n-butane	0,01855	0,04961257
C4H10 ` n-butane	0,00665	0,01778564
C5H12 ` pentane	0,00543	0,01802752
C5H12 ` pentane	0,00426	0,01414314
C6H14 ` hexane	0,00283	0,01122258
C7H16 ` heptane	0,00106	0,004887349
C8H18 ` octane	0,00028	0,001471634
N2	0,01735	0,0223648
CO2	0,013	0,02632646
C6H14 ` hexane	0,00012	0,0004758691
H2O	0,00584	0,004841207

Line edition Insert Copy Suppress PCI = 45 882,8 (kJ/kg)

- La composition du gaz aspiré par compresseur 406(gaz actuel) .



Gas composition 407 actuel

The first figure column from the left selects the input values from among molar and mass fractions

component name	molar fraction	mass fraction
CH4 ` methane	0,7762	0,6016341
C2H6 ` ethane	0,11675	0,1696173
C3H8 ` propane	0,05702	0,1214804
C4H10 ` n-butane	0,01121	0,0314799
C4H10 ` n-butane	0,005	0,01404099
C5H12 ` pentane	0,00117	0,004078513
C5H12 ` pentane	0,00125	0,004357386
C6H14 ` hexane	0,00016	0,0006662024
C7H16 ` heptane	0,00001	0,00004841138
N2	0,01785	0,02415927
CO2	0,01337	0,02842893
H2O	0,00001	0,000008704037

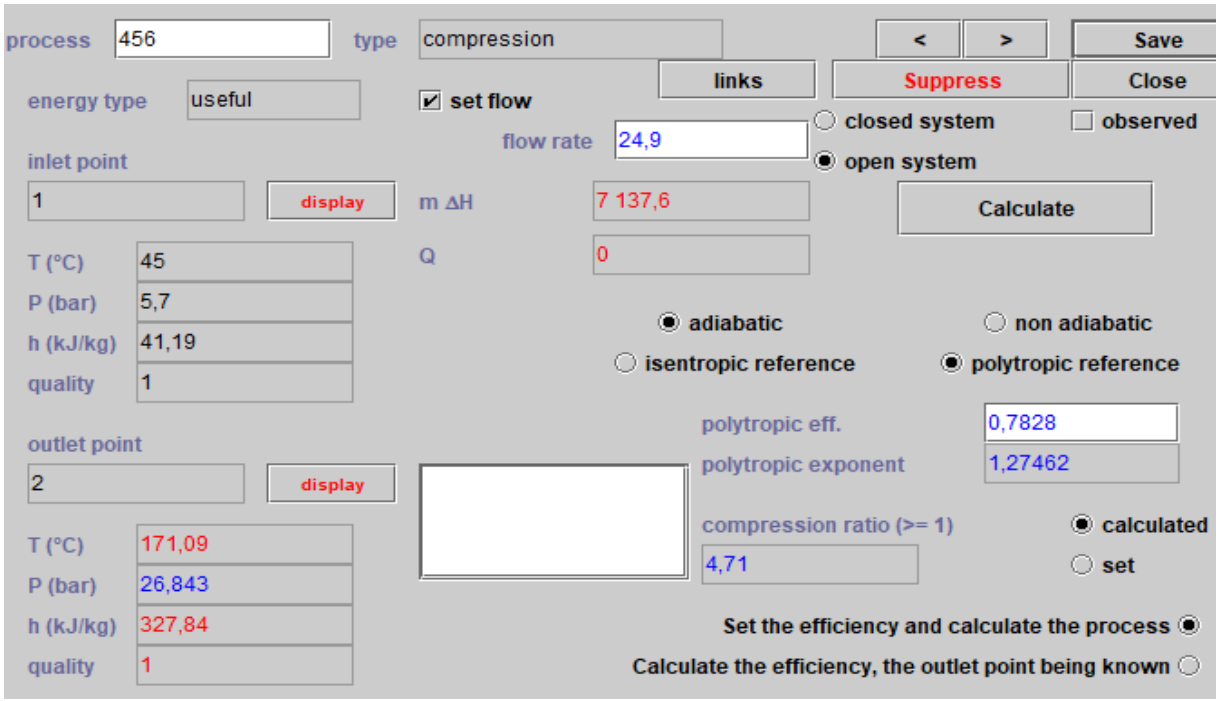
Line edition

Insert Copy Suppress

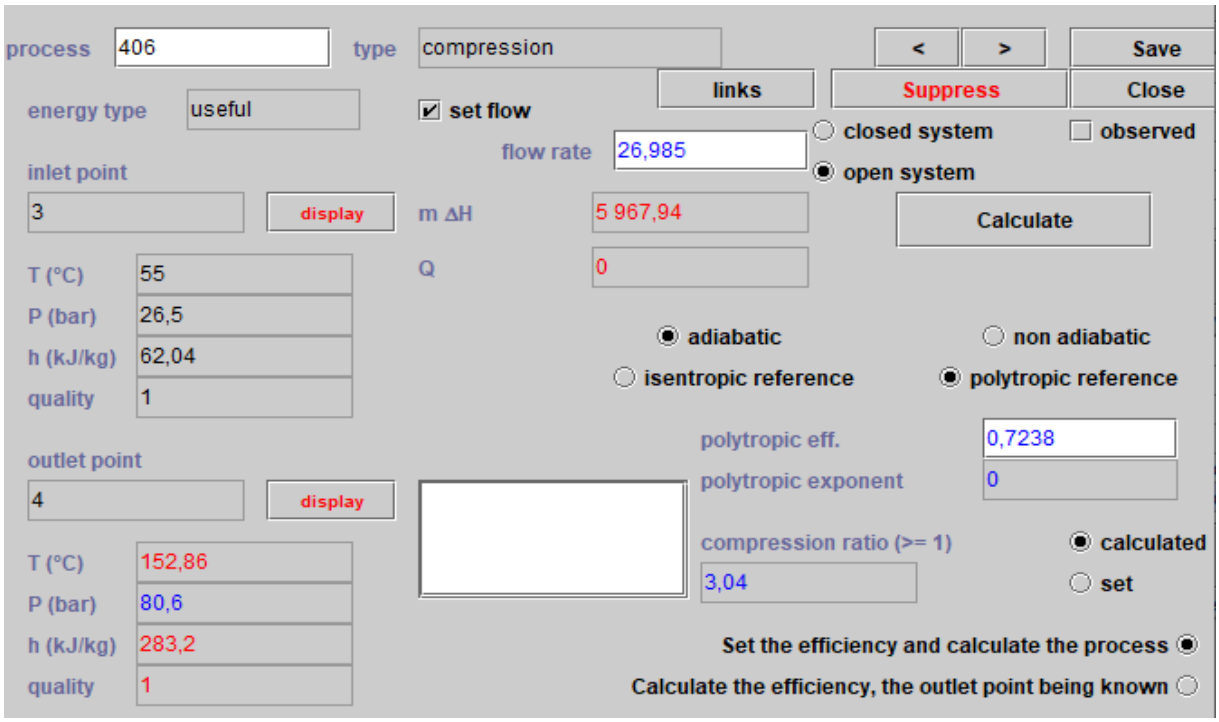
PCI = 46 242,57 (kJ/kg)

b) Création des éléments du simulateur, paramétrage des points et transformation (gaz actuel).

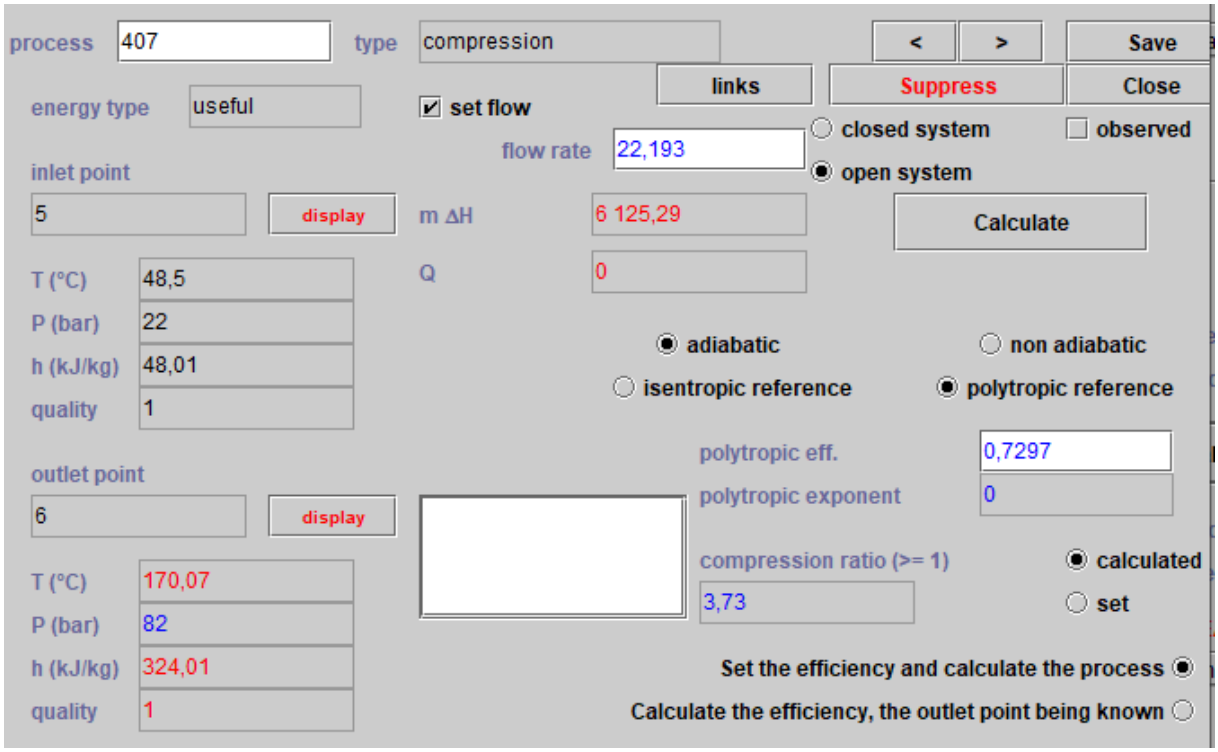
❖ Compresseur 456 : transformation de compression adiabatique polytropique référence.



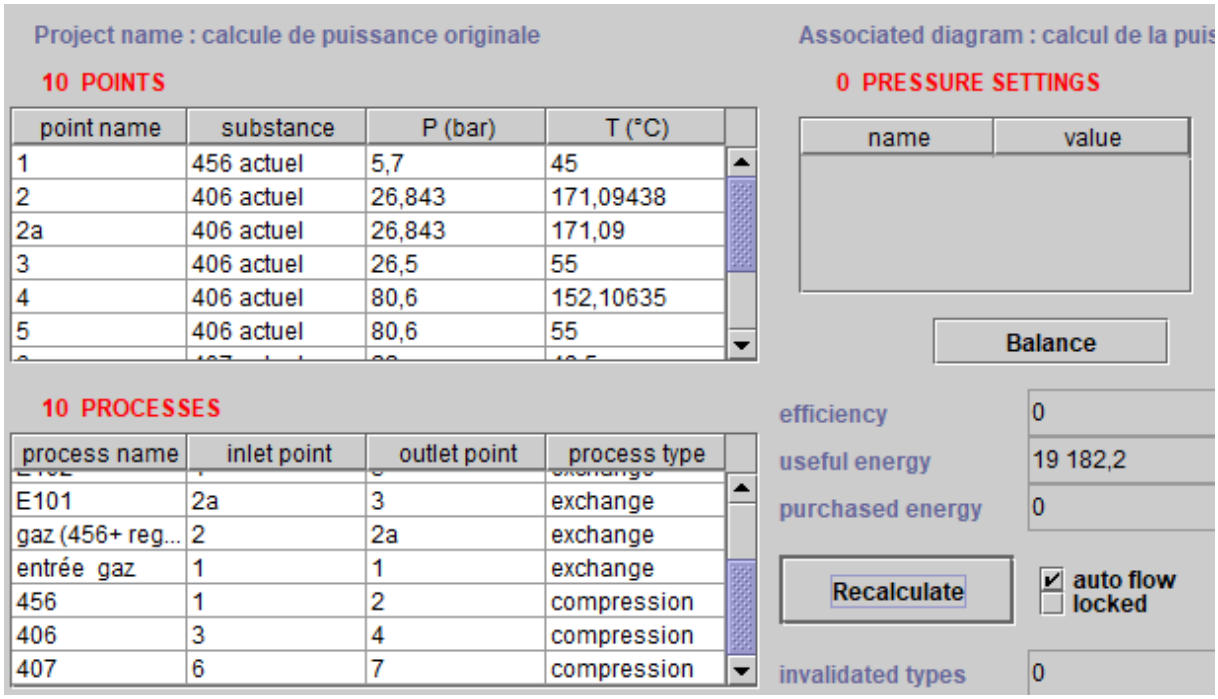
❖ Compresseur 406 : transformation de compression adiabatique polytropique référence.



❖ Compresseur 407 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



c) Calcule de puissance totale actuelle nécessaire pour la compression



IV.6.3.2.3. interprétation des résultats obtenus

Température ambiante	Puissance fournie par la turbine (MW)	Puissance total absorbée pour le gaz original (MW)	Puissance total absorbée pour le gaz actuel (MW)
T= 45 °C	19 .59	18.19	19.2
T= 55°C	18.882		

Constatation

On constate d'après les résultats résumés dans le tableau que la puissance générée par la turbine est suffisante pour comprimer le gaz d'origine, quelle que soit la température de l'air ambiante , Alors que le gaz actuel a besoin de plus d'énergie pour le comprimer, et l'énergie générée par la turbine devient insuffisante, lorsque la température dépasse les 45 degrés. Cela conduit au recyclage des gaz dans les compresseurs centrifuge de la section booster.

IV.6.3.3. Propositions de modifications, de mises à niveau et d'améliorations techniques du système de compression de l'UTGA

IV.6.3.3.1. Changement des ballons d'aspirations et de refoulement

Le but recherché était de trouver les moyens d'éliminer totalement l'eau condensée, les résidus et le condensat présents dans le gaz entrainant une contamination et un mauvais fonctionnement du procès de l'unité UTGA-TFT. Nécessité de volumes plus importants pour tous les ballons séparateurs vapeur/liquide en amont (D 102A/B, D 103A/B, D 104A/B, D 105A/B).

Ces séparateurs ont des dimensions conçues avec l'ancienne composition du gaz. Il faut tenir compte de la nouvelle composition gaz qui possède un volume plus important d'eau. Il est important de Traiter le gaz en amont des sécheurs (D 301 A/B/C) par un procédé de séparation efficace. Le sous-dimensionnement des ballons (D104A/B) pose problème, leur volume est insuffisant pour retenir les gouttelettes d'eau.

Il est vital de l'augmenter afin que la vitesse du gaz diminuant à l'intérieur des ballons, les molécules d'eau aient le temps de se déposer pour y être retenues. Ce volume devra aussi être augmenté pour les ballons (D 102A/B, D 103A/B, D 104A/B, D 105A/B). Cette élimination de l'eau évitera l'effritement du tamis moléculaire des sécheurs qui perturbe tout le process .De plus, le gaz contenant des traces de dioxyde de carbone (CO_2) provoque, avec

la condensation de l'eau entrainée, un environnement acide (H_2CO_3) qui corrode l'acier au carbone des ballons séparateurs vapeur/liquide .

$$CO_2 + H_2O \longrightarrow H_2CO_3$$

Il serait plus avantageux de remplacer cet acier au carbone par de l'acier inoxydable de bonne qualité et de niveau supérieur.

IV.6.3.3.2. Modification des aéré-réfrigérants (E101 A/B, E102 A/B, E103 A/B)

Maintien d'une température de 50 à 55°C

Une température élevée éliminera l'humidité du gaz. Le gaz trop froid dégrade le tamis, stress les balles sécheurs, diminuent leur efficacité et par le biais de l'eau entrainée provoque l'effritement du tamis moléculaire.

Nécessité donc d'appliquer une automatisation complète sur la variation vitesse des ventilateurs et sur l'angle d'orientation des pales aéros aussi bien pour les ventilateurs1er étage (E 101 A/B) et 2em étage (E 102 A/B) que ceux du 3°étage (E 103 A/B non-automatisés).Intégration donc de toute cette boucle de régulation au niveau du DCS, ce qui nous permettra d'éliminer le problème température gaz même en hiver.

IV.6.3.3.3. Rebundle des compresseurs 456A/B, 406A/B, 407A/B

IV.6.3.3.3.1. Points à considérer pour le rebundle

a- <u>Exigence de processus (pour optimiser les conditions de fonctionnement actuelles)</u>

- Pression d'aspiration
- Pression de refoulement
- La vitesse de fonctionnement
- Débit de gaz

b- Contraintes mécaniques (pour réutiliser les enveloppes « « casings » et fondations existants)

Taille et emplacement des sections d'admission et de refoulement Lorsque nous devons envisager de nouveaux compresseurs, chaque taille/emplacement des sections d'aspiration et de refoulement doit être conservé autant que possible. En cas de changement de rotor, la portée du palier est physiquement limitée pour utiliser le l'enveloppe « casing » de compresseur existant. Pour une sortie plus importante, la résistance de l'accouplement et de l'extrémité de l'arbre doit être vérifiée. Lorsqu'un accouplement plus important est requis, la dynamique du rotor doit être vérifiée.

c- <u>Redressement de l'UTGA (pour déterminer le moment et la portée de la rénovation)</u>

Pendant la période de révision, tous les travaux doivent être achevés dans les délais prévus. L'attribution des travaux et sa procédure doivent être vérifiées. Avant la rotation, la disponibilité et l'interchangeabilité de toutes les pièces de rechange doivent être vérifiées.

IV.6.3.3.3.2. Rebundle du compresseur 456 A/B

Modification apportée sur le K101A/B

Changement du bundle du compresseur 456 par un bundle constitué d'un diaphragme contenant 5 diffuseurs et d'un rotor constitué de 5 roues de diamètre égal à 450 mm, les deux premières roues sont de type 3D, le compresseur devient un compresseur BCL455.

Le schéma en coupe de l'ensemble du compresseur centrifuge BCL 455 est : SOS5007103

Les diamètres extérieurs des roues sont indiqués dans les dessins du rotor du compresseur. (Figure IV.3 Annexé)

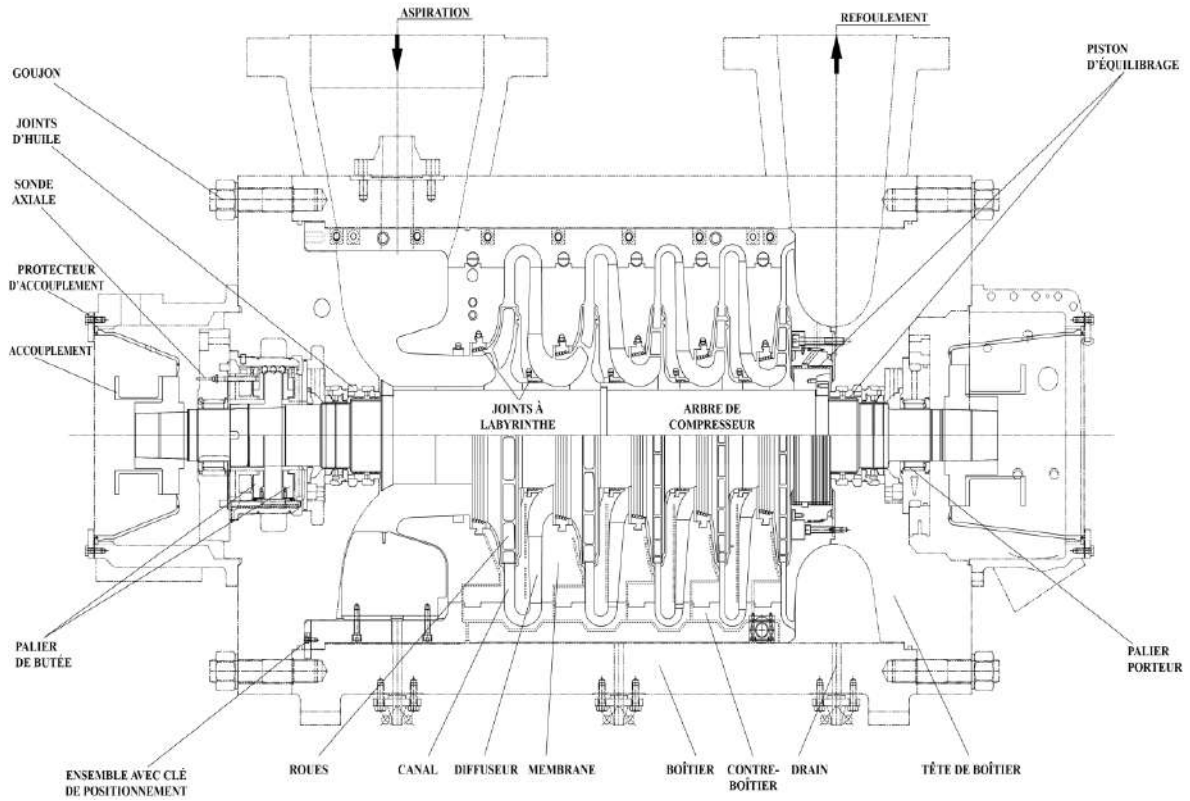


Figure IV.5. Schéma compresseur BCL 455

IV.6.3.3.3.3. Rebundle du compresseur 406A/B

Modification apportée sur le K102A/B

Changement du pendule du compresseur 406 par un pendule constitué d'un diaphragme contenant 5 diffuseurs et d'un rotor constitué de 5 roues de diamètre égal à 400 mm, le compresseur devient un compresseur BCL405.

Le schéma en coupe de l'ensemble du compresseur centrifuge BCL 405 est : SOS5007107

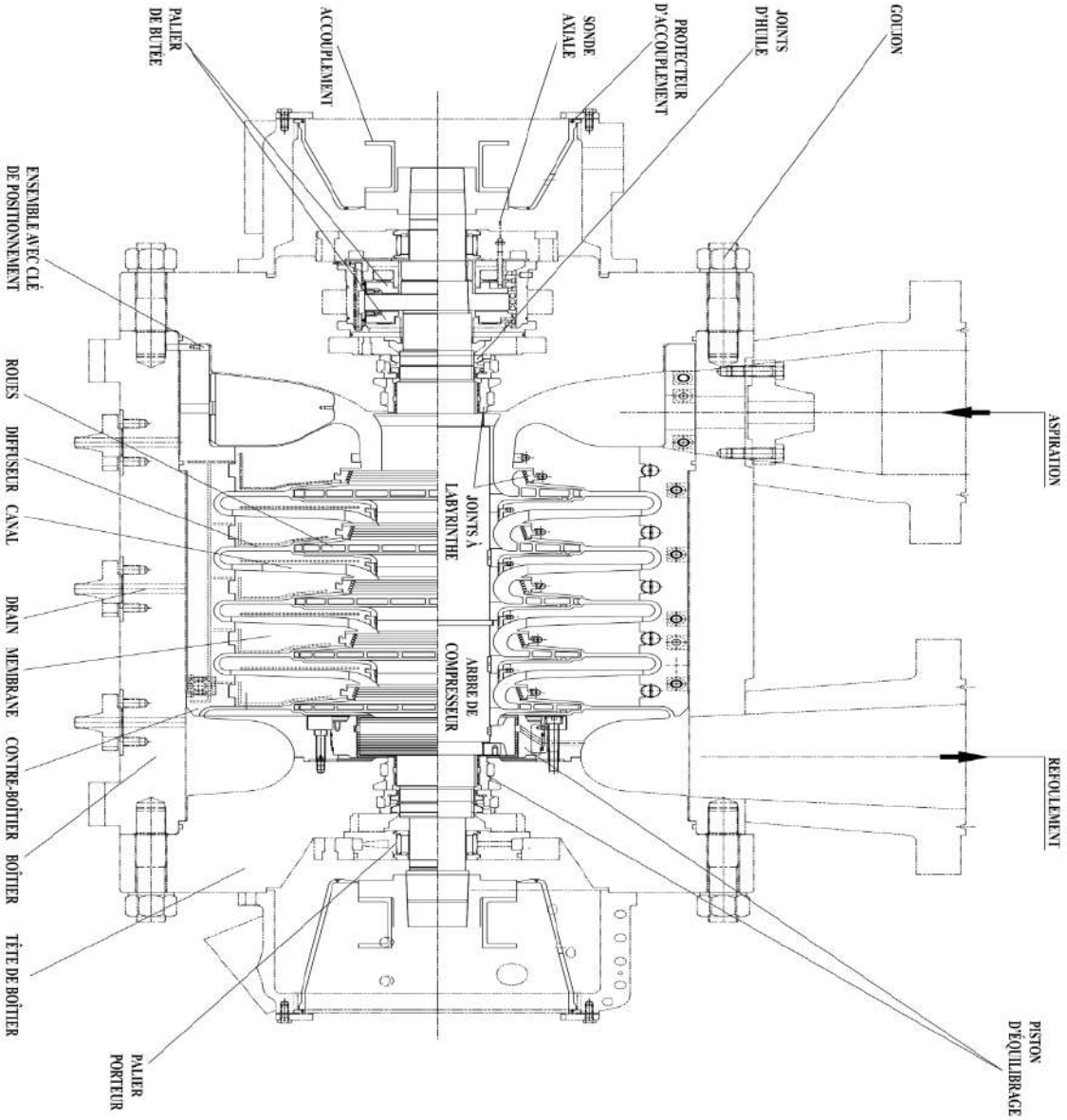


Figure IV.6. Schéma compresseur BCL 405

IV.6.3.3.3.4. Rebundle du compresseur 407A/B :

Modification apportée sur le K103A/B

Changement du pendule du compresseur 407 par un pendule constitué d'un diaphragme contenant 6 diffuseurs et d'un rotor constitué de 6 roues de diamètre égal à 400 mm, le compresseur devient un compresseur BCL 406N.

Le schéma en coupe de l'ensemble du compresseur centrifuge BCL 406 est : SOS5007108.

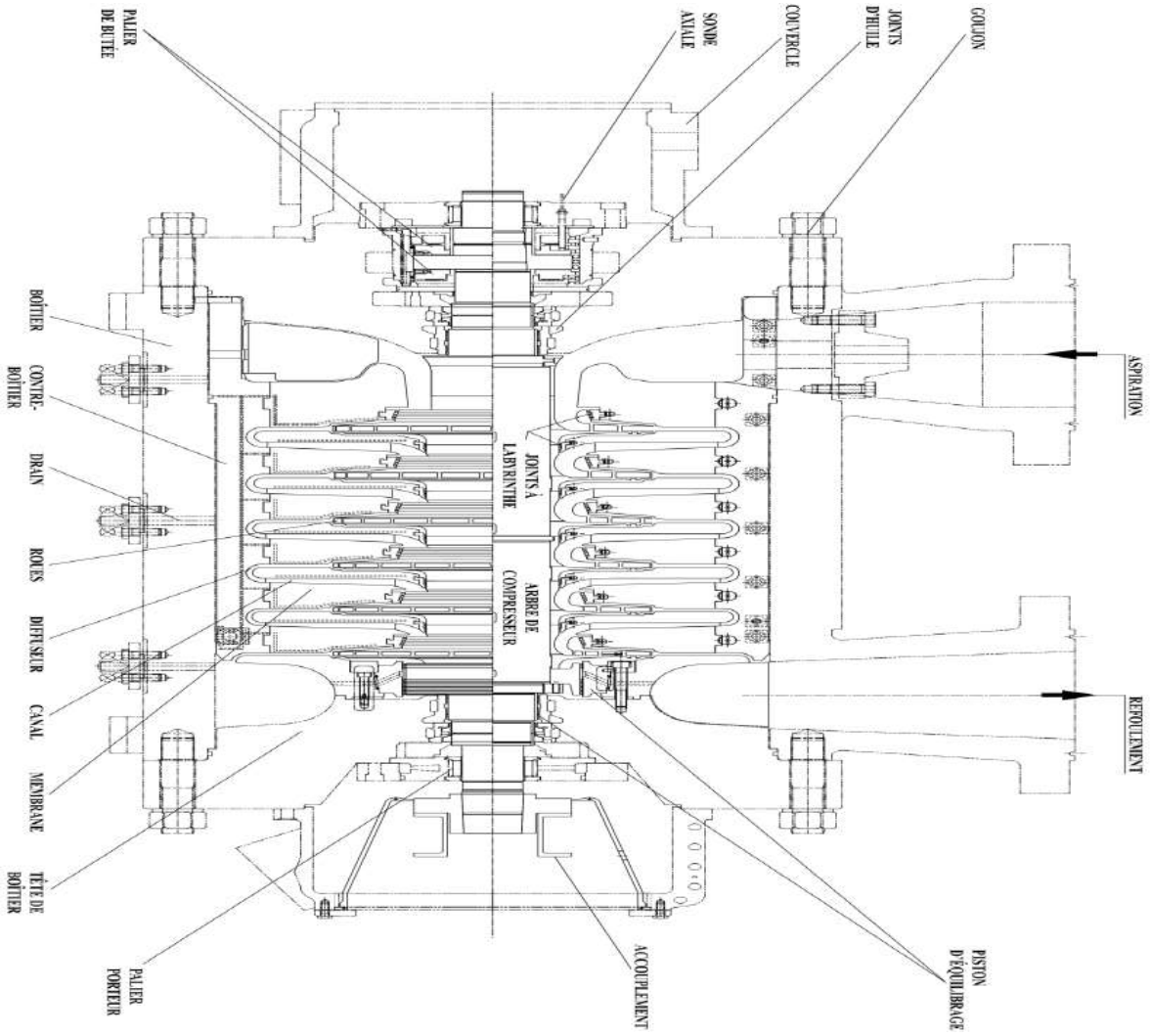


Figure IV.7. Schémacompresseur BCL 406

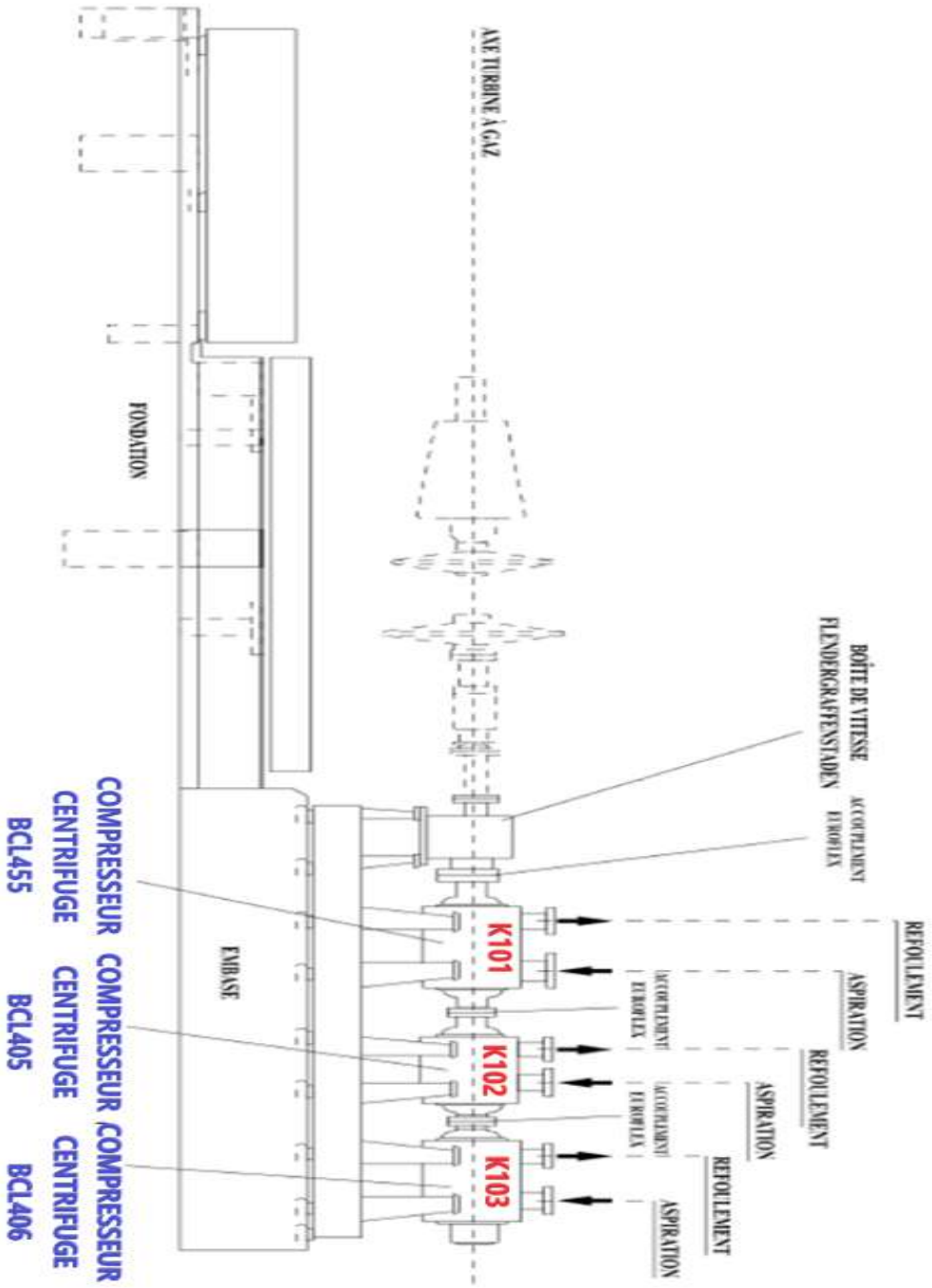

COMPRESSEUR CENTRIFUGE BCL455
COMPRESSEUR CENTRIFUGE BCL405
COMPRESSEUR CENTRIFUGE BCL406
FONDATION
EMBASE
AXE TURBINE À GAZ
BOÎTE DE VITESSE FLENDERGRAFFENSTADEN
ACCOUPLEMENT FLEXIBLEX
K101
K102
K103
REFOULEMENT
ASPIRATION
ACCOUPLEMENT FLEXIBLEX
REFOULEMENT
ASPIRATION
ACCOUPLEMENT FLEXIBLEX
REFOULEMENT
ASPIRATION

Fig. IV.8.Trae compression de l'UTGA après rebundle

Portée de remplacement : Afin de minimiser les modifications de l'équipement et de la tuyauterie existants, nous devons utiliser les variables et restrictions essentielles suivantes.

Tableau IV.5.Portée de remplacement

Article	Réutilisation	Changement et modification
Fondation	Réutilisation	-
Tuyauteries de processus	Réutilisation (en partie)	-
Tuyauteries des compresseurs	Réutilisation	-
Joints tuyauteries (Gaz, huile)	Réutilisation	-
Pièces internes Système de contrôle et instrumentation	Réutilisation	-
Enveloppes 456A/B, 406A/B ,407A/B	Réutilisation	-
Rotors	-	Nouveau
Diaphragmes	-	Nouveau
Diffuseurs	-	Nouveau
Labyrinthes inter-étages	-	Nouveau
labyrinthes d'extrémités d'arbres	Réutilisation	-
Garniture a l'huile	Réutilisation	-
Joint de diaphragme	-	Nouveau
Joint des flasques	Réutilisation	-
Paliers porteurs	Réutilisation	-

Paliers de butées	Réutilisation	-
Accouplement	-	Nouveau
Caches d'accouplements	Réutilisation	-
Système d'huile de graissage	Réutilisation	-
Ballons d'aspirations et de refoulements	-	Nouveau
Aéros-réfrigérants	Réutilisation	-
Moteurs aéros-réfrigérants	-	Nouveau

Ce tableau présente un résumé de la portée du remplacement des pièces des compresseurs. Le système d'huile de lubrification et le système d'huile d'étanchéité sont réutilisés, cependant, normalement, le système d'huile d'étanchéité est remplacé par une garniture d'étanchéité à gaz sec, mais pour des raisons de financement, le système d'étanchéités à l'huile a été conservé.

IV.6.3.4. Contrôle de faisabilité des nouvelles Propositions

Remarque : Dans ces calculs, nous appuierons entièrement sur les données proposées dans l'étude technique réalisée par l'institution spécialisée dans la fabrication, l'installation et le renouvellement des compresseurs BHGE.

IV.6.3.4.1. Calcule des nouveaux paramètres pour une vitesse de 98.7% (9752RPM)

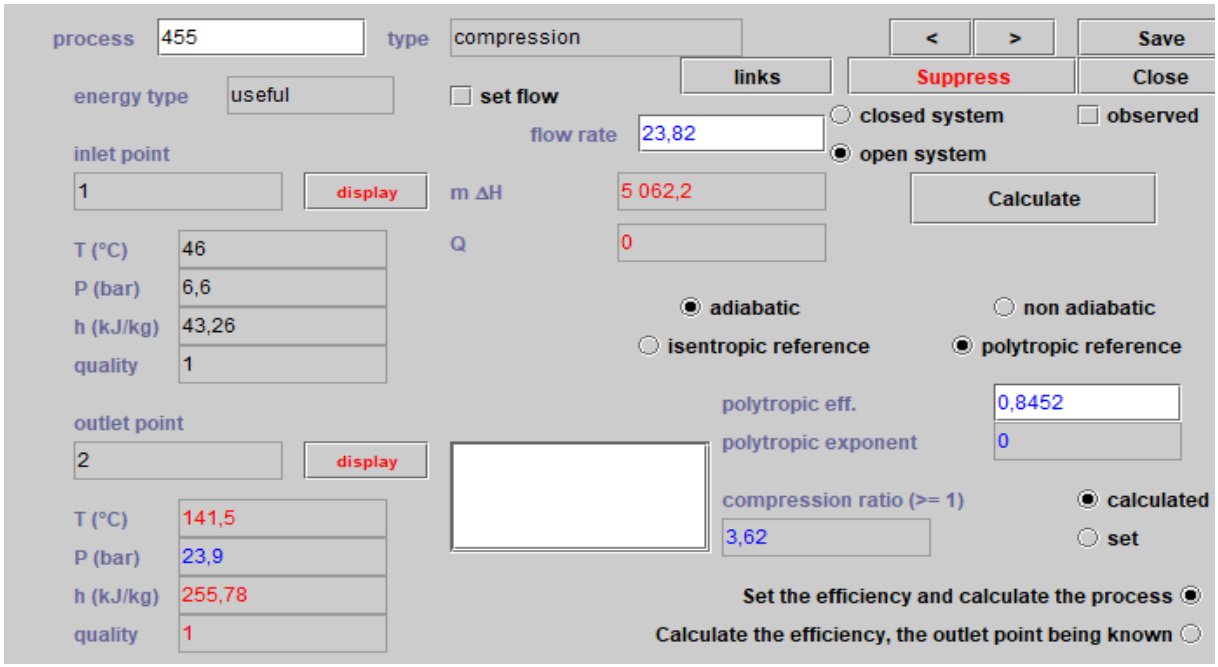
Tableau IV.5.paramètres de fonctionnement des compresseurs âpres rebundle a 98.7% de vitesse.

Type de compresseur	BCL455	BCL405	BCL406
Paramètres d'aspiration			
Débit massique	23.82	25.773	22.07
Pression (bars)	6.6	22.75	19.96
Température C°	46	58	48.8

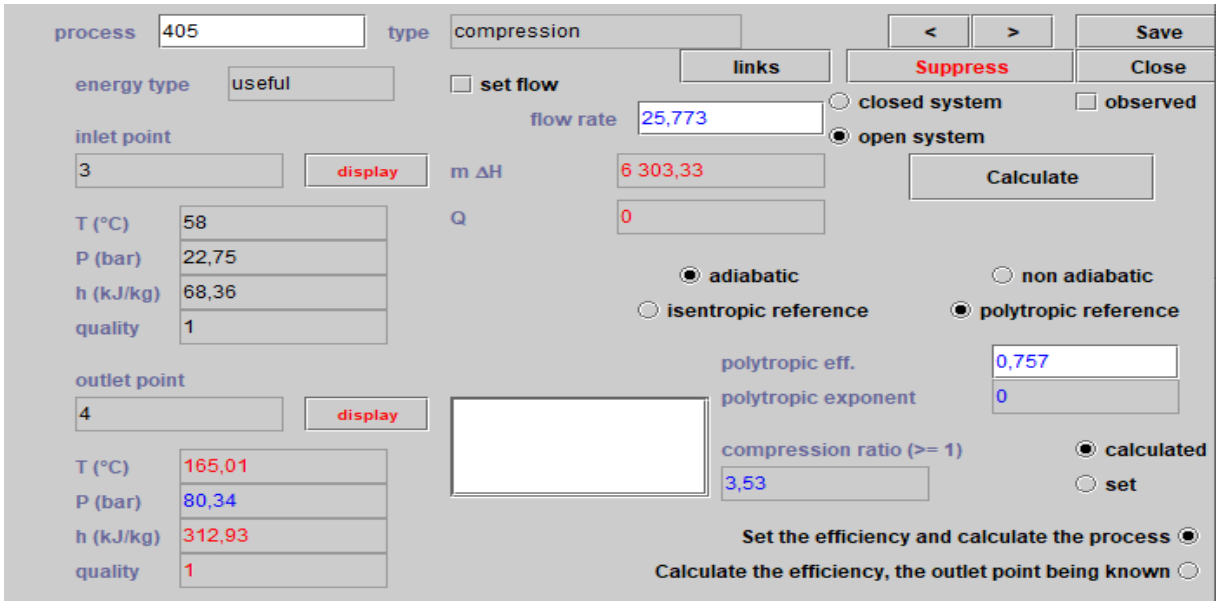
Poids moléculaire	21.80	21.74	20.70
compressibilité	0.982	0.950	0.951
Paramètre de refoulement			
Pression (bars)	23.9	80.34	79.98
température C°	141.15	165	167.90
Compressibilité	0.978	0.958	0.96
Vitesse	9752	9752	9752

a- Création des éléments du simulateur, paramétrage des points et transformation (gaz actuel).

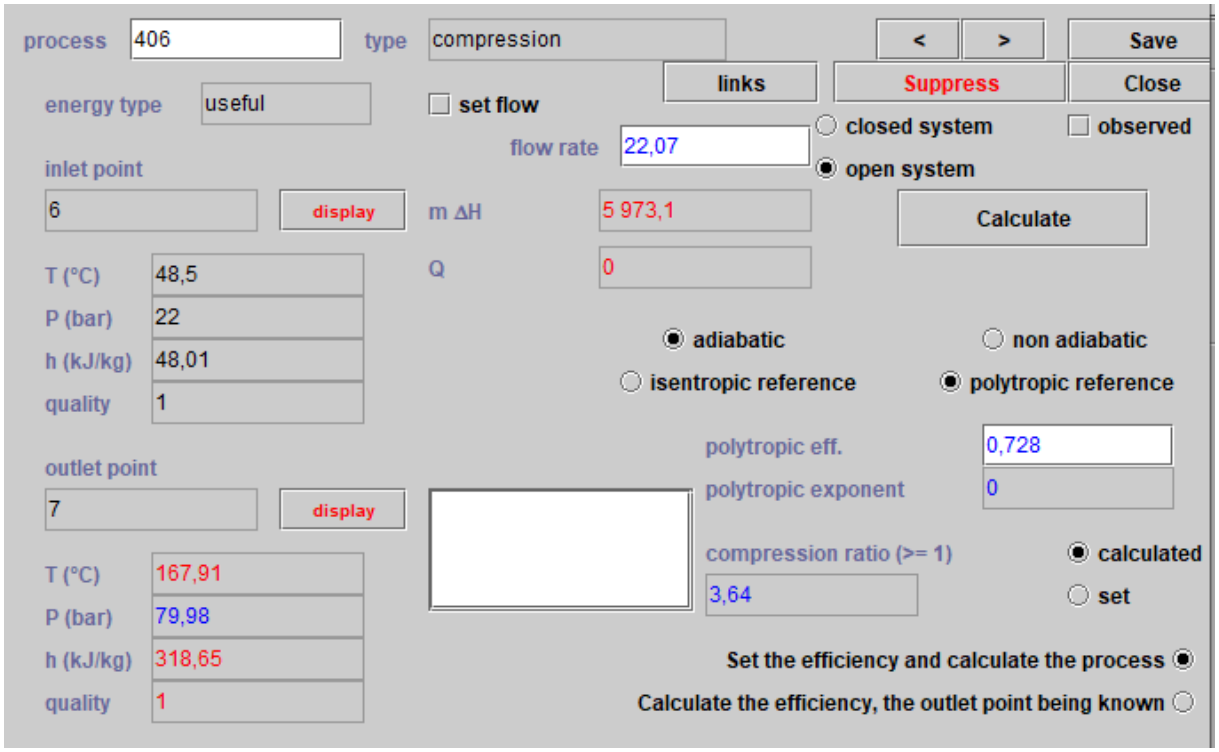
❖ Compresseur 455 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



❖ Compresseur 405 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



❖ Compresseur 406 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



b- Calcule de puissance totale actuelle nécessaire pour la compression

Project name : calcule de la nouvelle puissance a 98.7%

Associated diagram : calcul de la puis

10 POINTS

point name	substance	P (bar)	T (°C)
1	456 actuel	6,6	46
2	456 actuel	23,9	141,50454
2a	406 actuel	23,9	141,5
3	406 actuel	22,75	58
4	406 actuel	80,34	165,00613
5	406 actuel	19,96	48,8

0 PRESSURE SETTINGS

name	value

Balance

10 PROCESSES

process name	inlet point	outlet point	process type
E101	2a	3	exchange
gaz (456+ reg...	2	2a	exchange
entrée gaz	1	1	exchange
455	1	2	compression
405	3	4	compression
406	6	7	compression

efficiency	0
useful energy	17 338,63
purchased energy	0

Recalculate

auto flow
locked

invalidated types 0

c- Nouvelles courbes de performance compresseur à 98.7% de charge

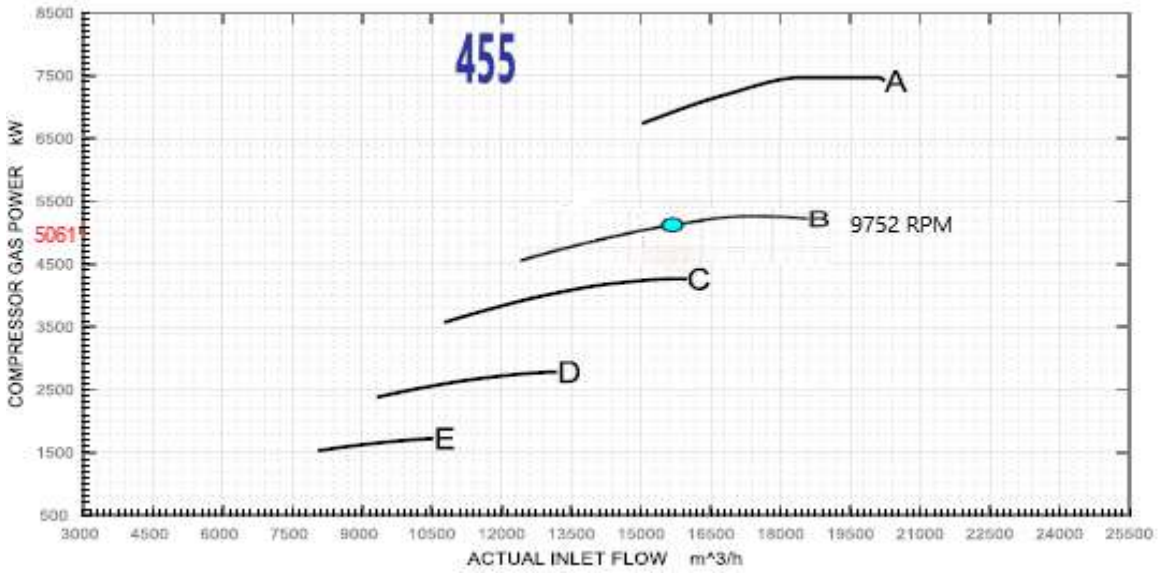


Fig. IV.9. Nouvelles courbes puissance débit K101 (BCL455) à 98.7% de charge

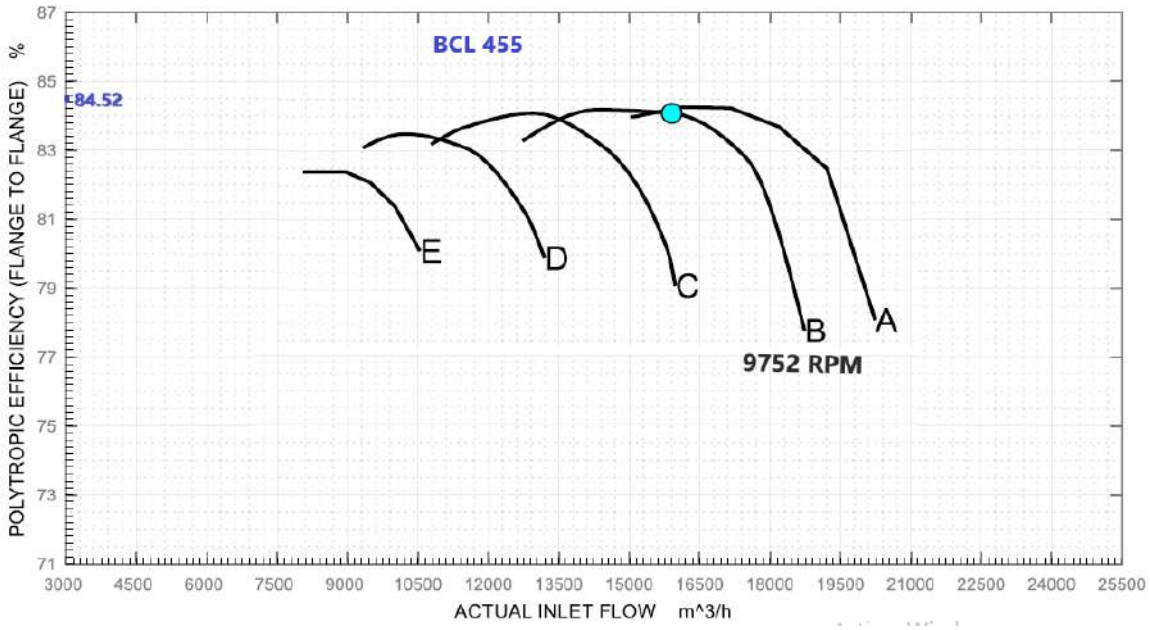


Fig. IV.10. Nouvelles courbes rendement débit K101 (BCL455) à 98.7% de charge

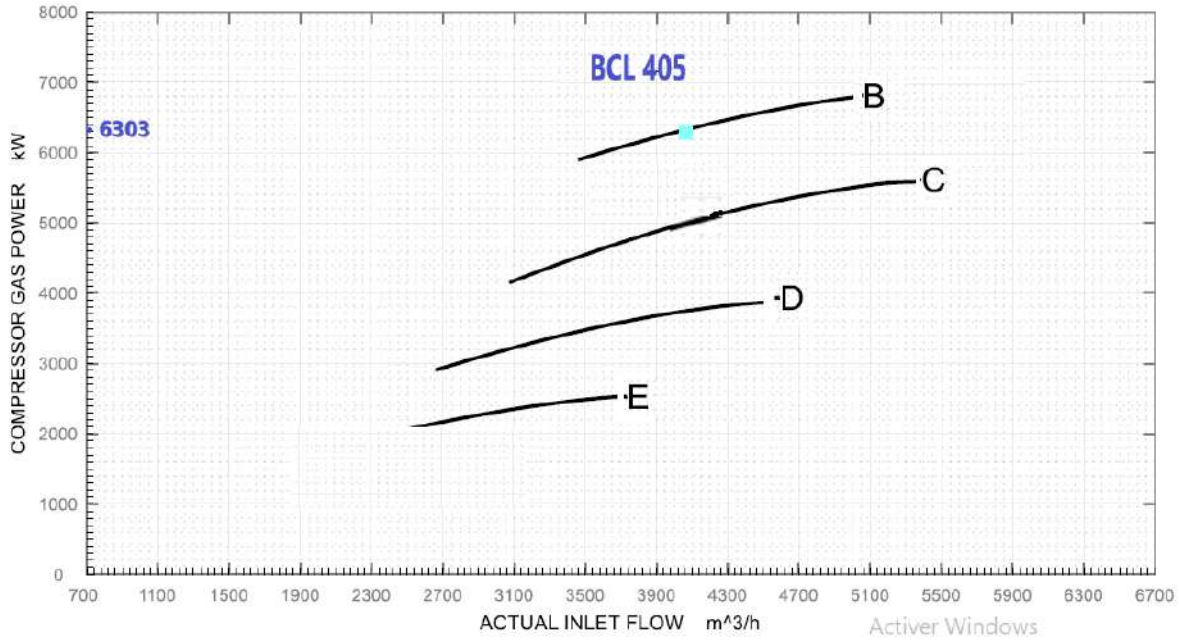


Fig. IV.11. Nouvelles courbes puissance débit K102 (BCL405) à 98.7% de charge

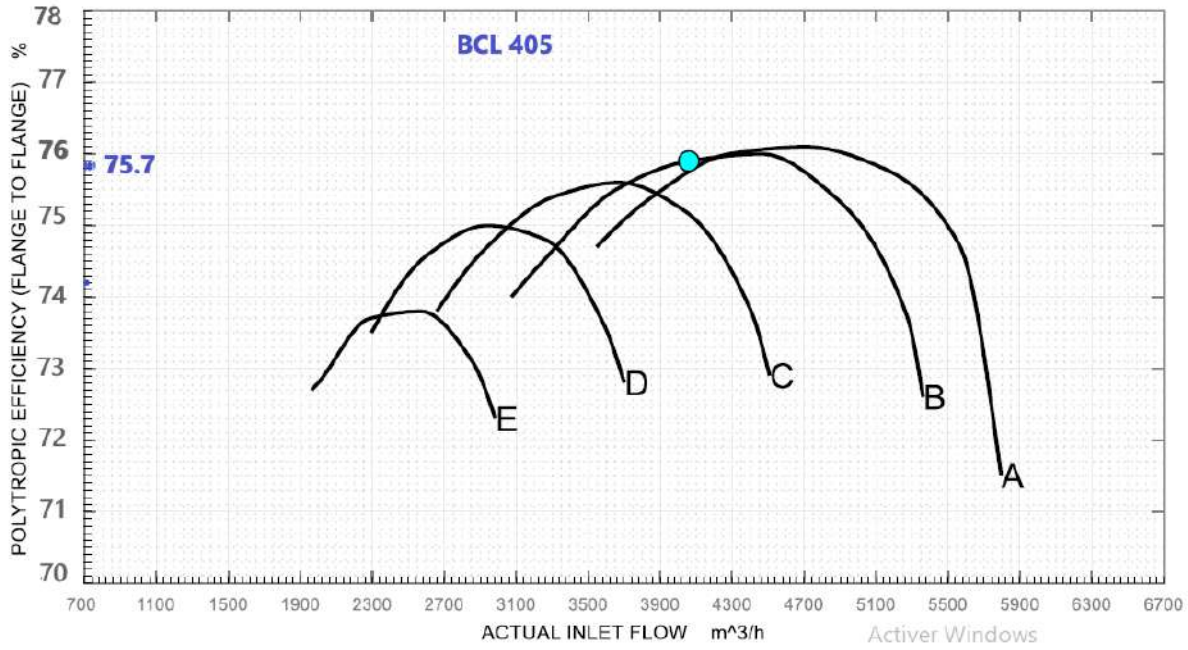


Fig. IV.12. Nouvelles courbes rendement débit K102 (BCL405) à 98.7% de charge

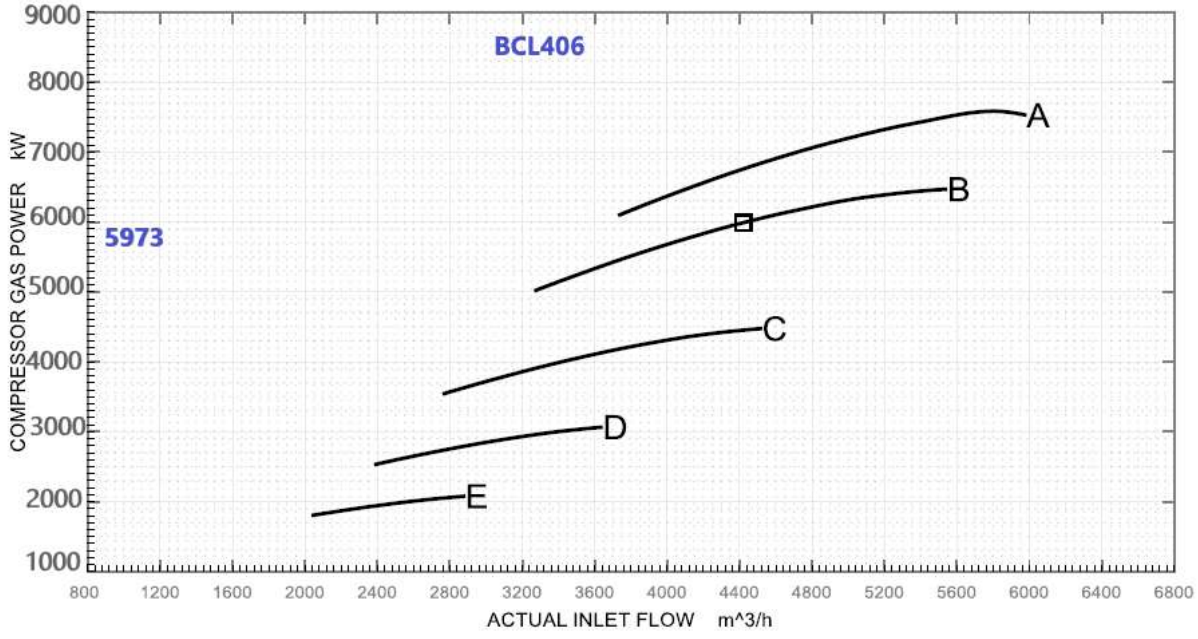


Fig. IV.13. Nouvelles courbes puissance débit K103 (BCL406) à 98.7% de charge

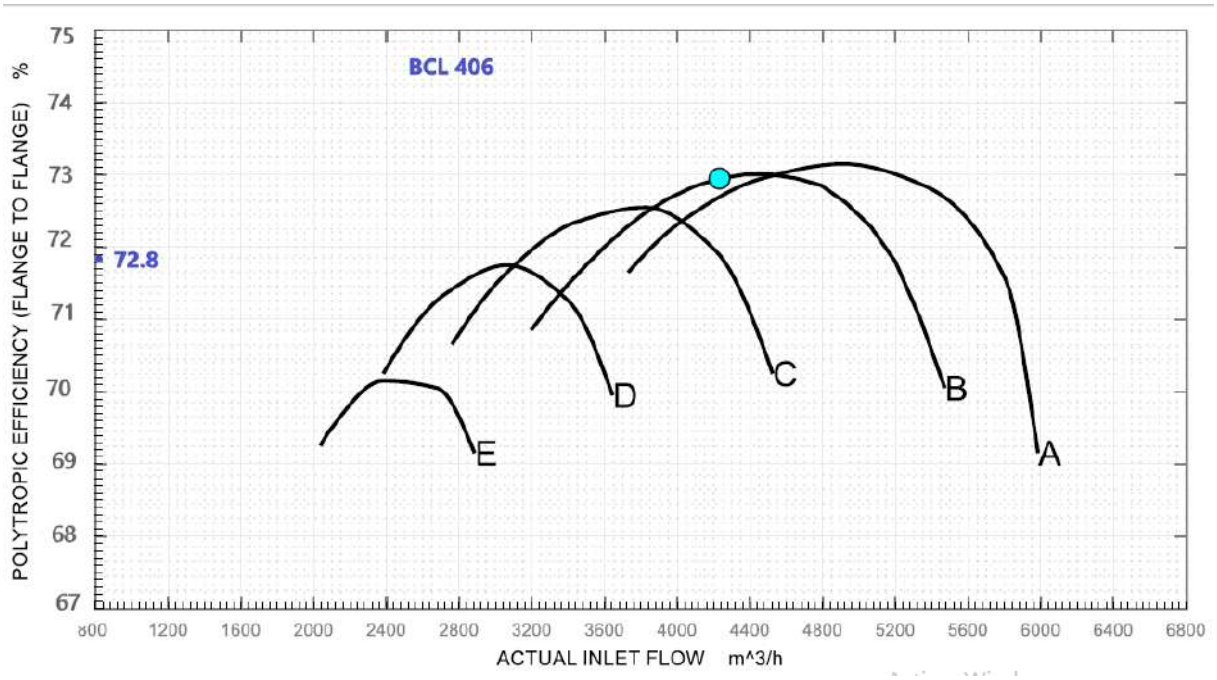


Fig. IV.14. Nouvelles courbes rendement débit K103 (BCL406) à 98.7% de charge

IV.6. 3.4.2. Calcule des nouveaux paramètres pour une vitesse de 100.2%

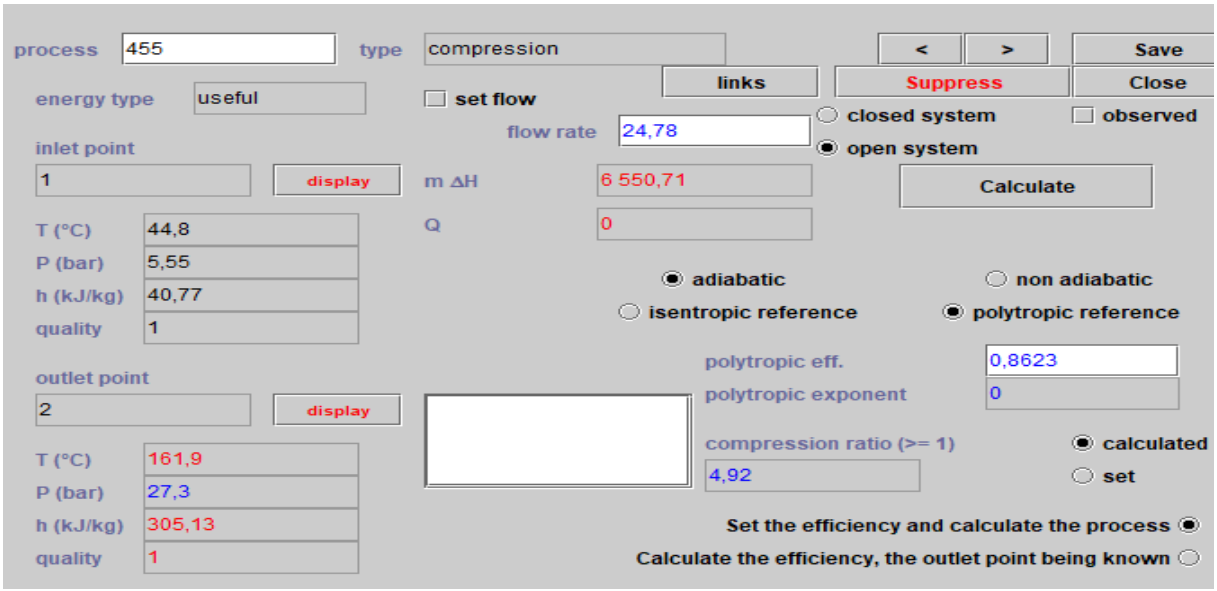
Tableau IV.6.paramètres de fonctionnement des compresseurs âpres rebundle a 100.2% de vitesse.

Type de compresseur	BCL455	BCL405	BCL406
Paramètres d'aspiration			
Débit massique	24.78	26.8	22.95
Pression (bars)	5.55	26.3	21.7
Température C°	44.8	54.9	40.2
Poids moléculaire	21.80	21.74	20.70
compressibilité	0.982	0.950	0.951
Paramètre de refoulement			
Pression (bars)	27.3	82.5	82.6

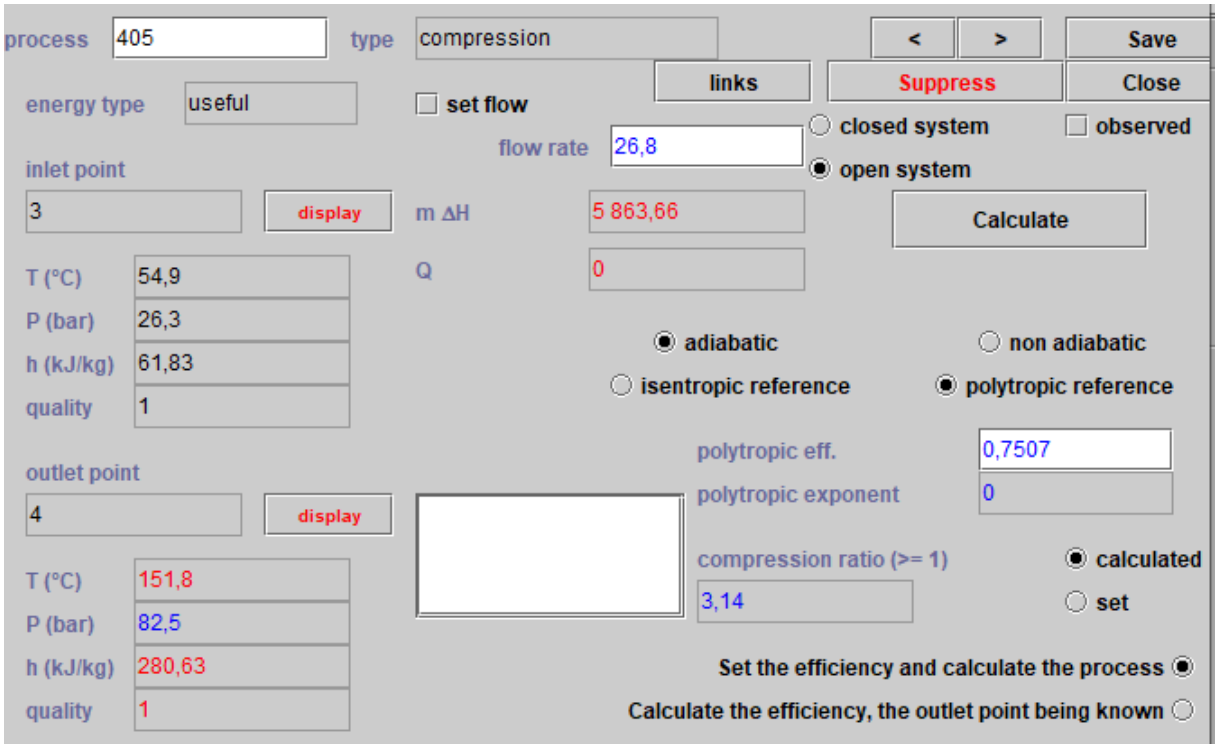
température C°	161.9	151.8	157.2
Compressibilité	0.978	0.958	0.96
Vitesse	9904	9904	9904

a-création des éléments du simulateur, paramétrage des points et transformation (gaz actuel).

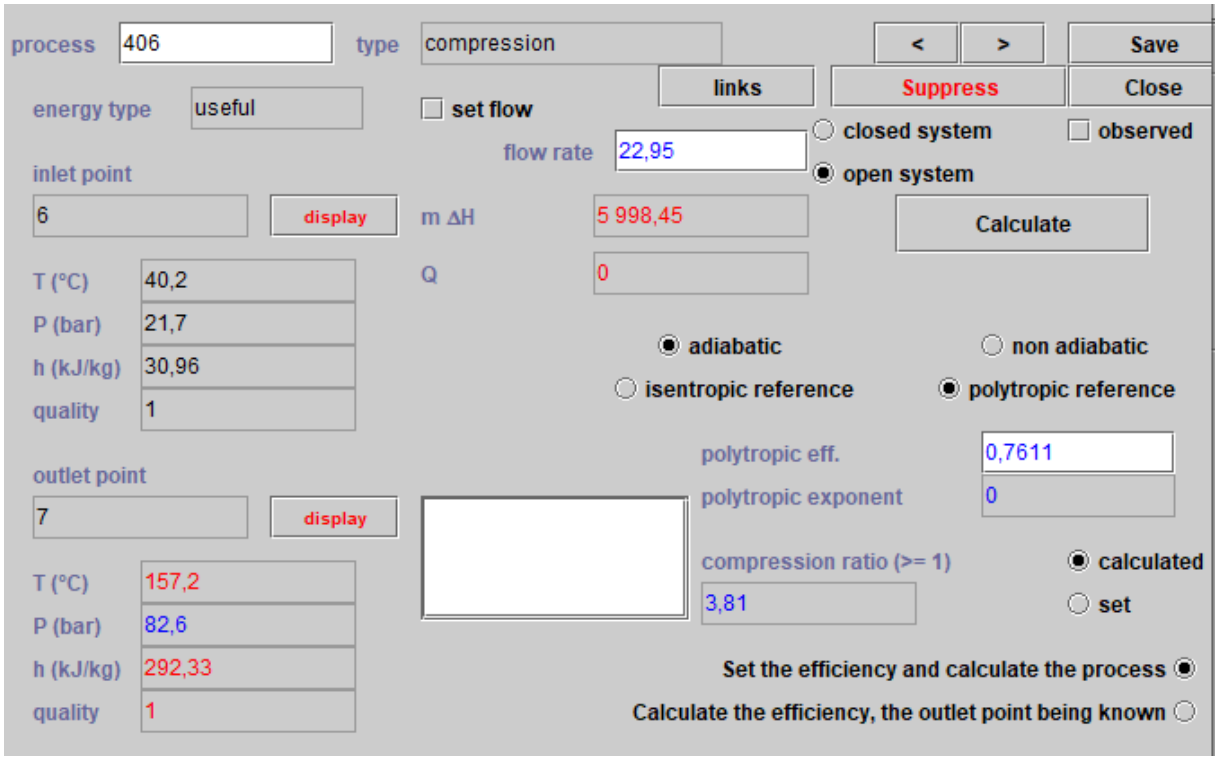
- Compresseur 455 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



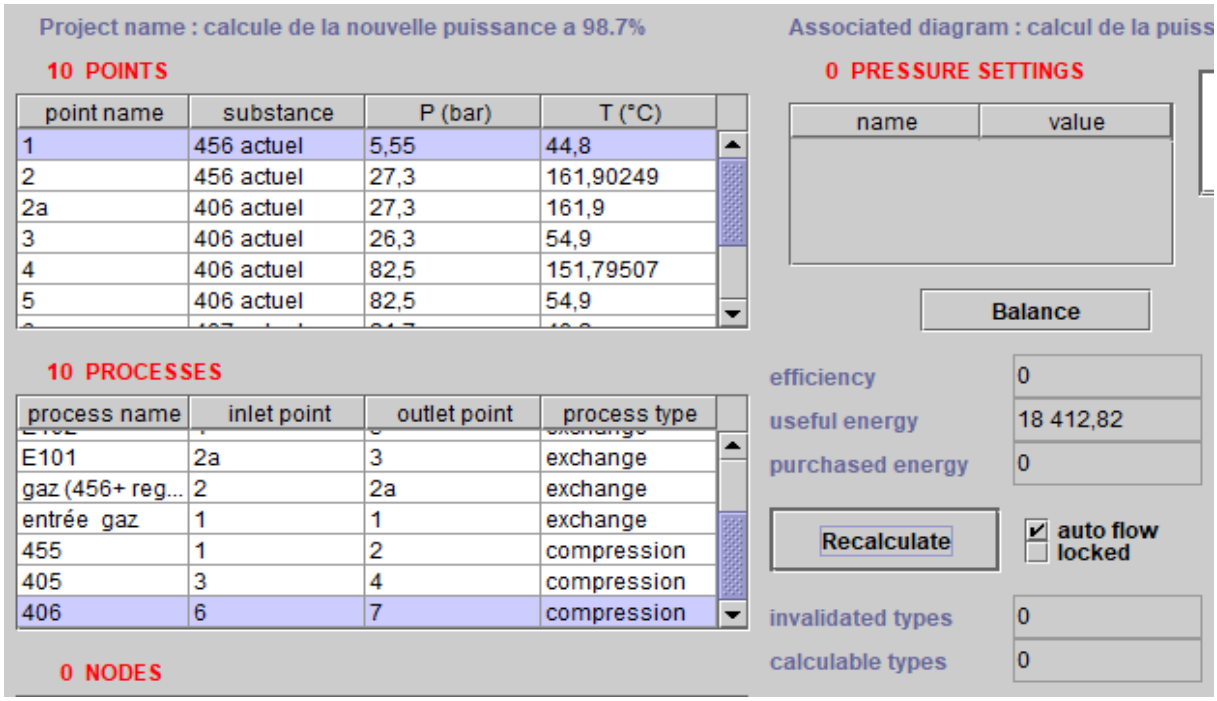
- Compresseur 405 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



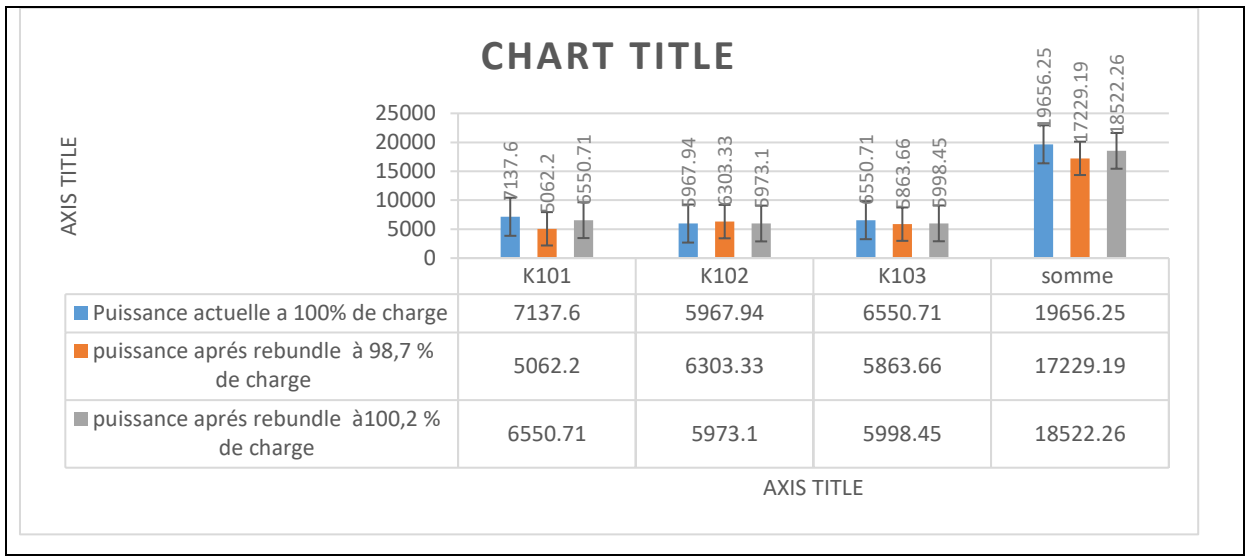
❖ Compresseur 406 : transformation de compression adiabatique polytropique référencé.



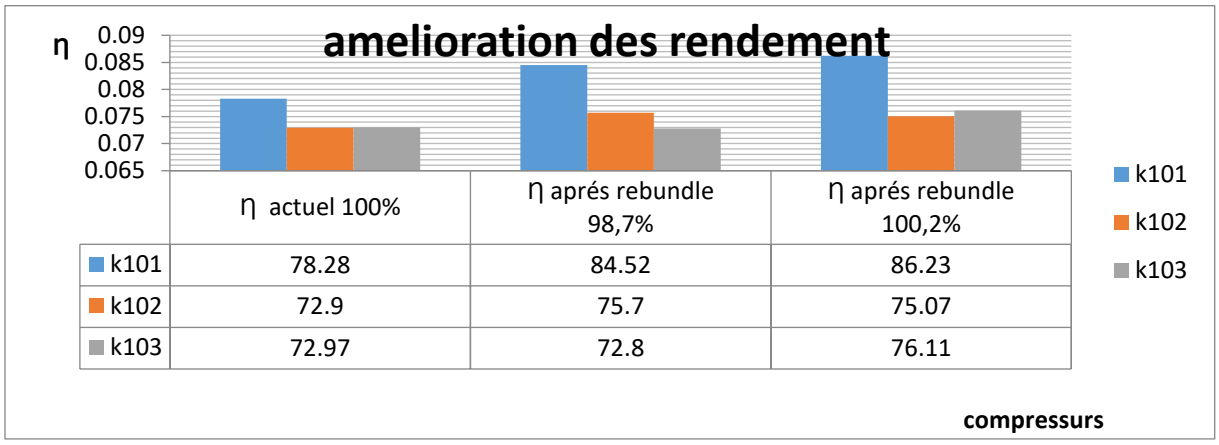
b-Calcule de puissance totale actuelle nécessaire pour la compression



- Les nouvelles courbes de performance pour la vitesse de 100.2% sont annexées (Fig. IV.15 - Fig. IV.16- Fig. IV.17- Fig. IV.18-Fig. IV.19- Fig. IV.20.)



Graphique : Amélioration des puissances des compresseurs



Graphique : Amélioration des rendements des compresseurs

IV.6.3.4.3. Comparaison des résultats obtenus

Température ambiante	Puissance fournie par la turbine (MW)	Puissance total absorbée pour le gaz actuel (MW) a 98%	Puissance total absorbée pour le gaz actuel (MW) a 100.2%
T= 45 °C	19 .59	17.23	18.52
T= 55°C	18.882		

A partir des résultats obtenus, nous constatons que nous pouvons atteindre la pression et le débit requis seulement à une vitesse de rotation de 9752 RPM, soit 98.7% de charge, avec une puissance absorbée égale à 17229.19 KW, c'est-à-dire avec un gain égal à :

$\mathbf{19656,25 - 17229,19 = 2427\ KW}$ soit 10% par rapport à l'énergie consommée avant l'opération du rebundle.

On note également qu'à une vitesse de 9904 RPM (100.2% de charge) l'énergie absorbée est égale à 18 522,26 KW, c'est-à-dire avec un gain égal à :

$\mathbf{19656,25 - 18522,26 = 1134KW}$, soit 6% par rapport à l'énergie consommée avant l'opération du rebundle.

Donc : la puissance générée par la turbine est suffisante pour la compression du gaz après le rebundle des compresseurs, quelle que soit la température de l'air ambiante.

Conclusion general

Conclusion général

Apres avoir comparé les résultats actuels avec les valeurs orignal du constructeur ,nous pouvons dire que le train de compression est en mauvaise état de fonctionnement donc il est nécessaire d ‘utilisé l’une des technique afin d’assurer leur fonctionnement continue

- La rénovation ou la mise à niveau des compresseurs centrifuges sont des pratiques courantes dans les secteurs du raffinage
- Les coûts d'investissement initiaux pour le remplacement des compresseurs seront un peu plus élevés que le rebundle conventionnel.
- Le rebundle entraîne une augmentation de la production beaucoup plus élevée que le bundle existant.
- Le rebundle offre au propriétaire des rendements énergétiques très élevés.
- Le rebundle est une option attrayante pour de nombreuses applications.

Bibliographie

Bibliographie

[01] Advanced Gas Turbine Cycles J.H.Horlock First edition 2003 Library of Congress.

[02] Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors API STANDARD 617.eighth edition, September 2014.

[03] Centrifugal Compressors Basic, Reviewed by Massimiliano Romizi Manual Specialist, Verified by Vito Antonio Tondolo Mechanical Instructor Leader, Validate by Cesare Sordi Customer Training Manager - GE corporation training - 2013.

[04] Compressor rebundle to increase LNG production Antonio Pelagotti Baker Hughes, GE Company (2019).

[05] Fiabilité Maintenabilité disponibilité Pr. Ahmed BELLAOUAR, MM.S BELEULMI December 2013 UNIVERSITE Constantine 1.

[06]Gas Compressor Re-Rate and Process Solutions through Engineering and Collaborations, Written by a group of engineers from WEIR Engineering Services and PETRONAS.

[07]Gas turbine engineering handbook second edition meherwan P. BOYCE. Gulf professional publishing.

[08]Gas Turbine Performance Second Edition Philip P. 1998, by Blackwell Publishing

[09] Guide de l'opérateur pour la station de traitement et de compression de gaz.

[10]HDGT [01] Thermodynamics & Performances-rev1 GE corporation training.

[11]Manuel d’utilisation de la turbine à gaz MS 5002c".Nuovo Pignone -Florence-(1999).

[12]Manuel de fonctionnement des compresseurs centrifuge Nuovo Pignone - Florence-(1987).

[13] Manuel de fonctionnement et de maintenance, Revamping du compresseur centrifuge BCL 455- BCL 405 - BCL 406. BHGE2022.

[14]Manuel de service pour turbine a gaz Volume II

[15]Manuel de service pour turbine a gaz, volume IVA appareillage auxiliaire.

[16]Manuel et Fiche technique de l’UTGA

[17]MARK VIE CONTROL PANEL CONTROL SETTINGS SPECIFICATION

[18]MS 5002 GAS TURBINE A through D evolutionGE Power Systems Oil & Gas gepower.com MARK/COMK 764/II-1/2001 Studio TRE FASI(Fi)

[19]Performance and Reliability Improvements for MS5002 Gas Turbines ".GE Power generation- (1985).

[20]Process Centrifugal Compressors Klaus H. Ludtke .Library of Congress ,published by Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York in 2004

[21]Projets de conception et de rénovation, modernisation 2017 – Imprimé en Suisse.

[22]Sonatrach TFT – UTGA Control Settings Specification .

[23]thèse Modélisation et Simulation Numérique d'une Garniture D'étanchéité a Labyrinthes des TurbomachinesL.MAMMAR université ORAN 2020.

[24]Turbocompresseurs Extrait de "Systèmes Energétiques, tome 1", Presses de l'Ecole des Mines de Paris.

[25]Turbomachines hydraulique et thermique, Dr : r HAOUI. 1er édition, dar sabil.

Annexe

ANNEX

FR5 Performance history

	Ship Dates	Output hp (kW) RC	Output hp (kW) SC	Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh) RC	Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh) SC	Firing Temp F/C RC	Firing Temp F/C SC	Air Flow 10^3 lbs/hr (10^3 kg/hr) RC	Air Flow 10^3 lbs/hr (10^3 kg/hr) SC	Exhaust Temp (F/C) RC*	Exhaust Temp (F/C) SC
MS5002A	1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	967/636/ 531/337	975/ 524
MS5002B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D	July 1997	-	42,600/ 31,770	-	8,700/ 12,309	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 inches H_2O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number is Turbine Exhaust; Second is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle

SC = Simple Cycle

Fig. II. Historique d'amélioration des performance de turbine a gaz MS5002

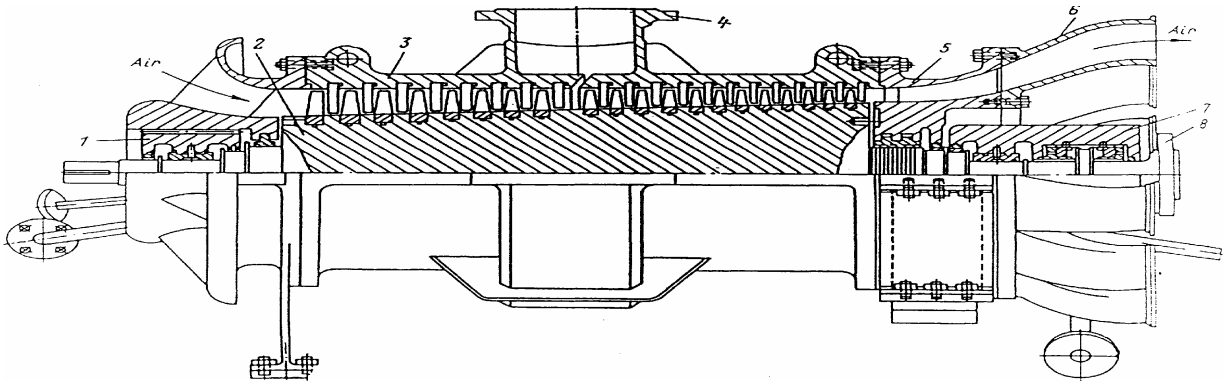


Fig. II.3: Compresseur axial

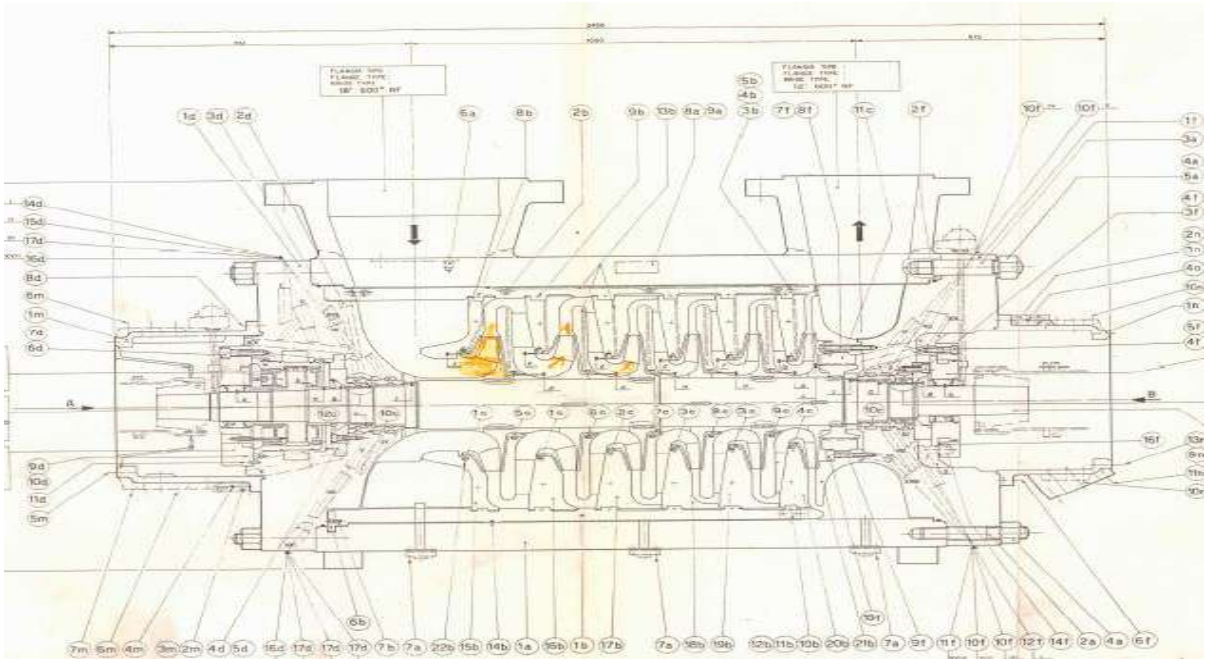


Fig. IV.1 Compresseur BCL456

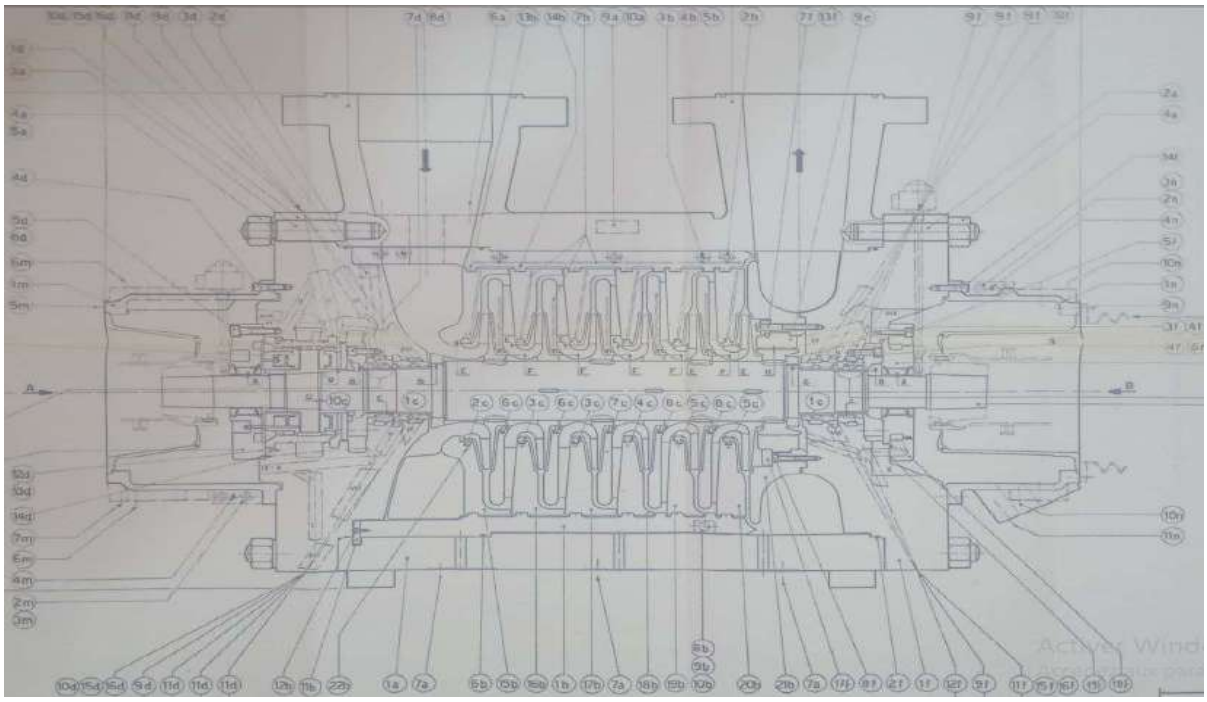


Fig. IV.2 compresseur BCL406

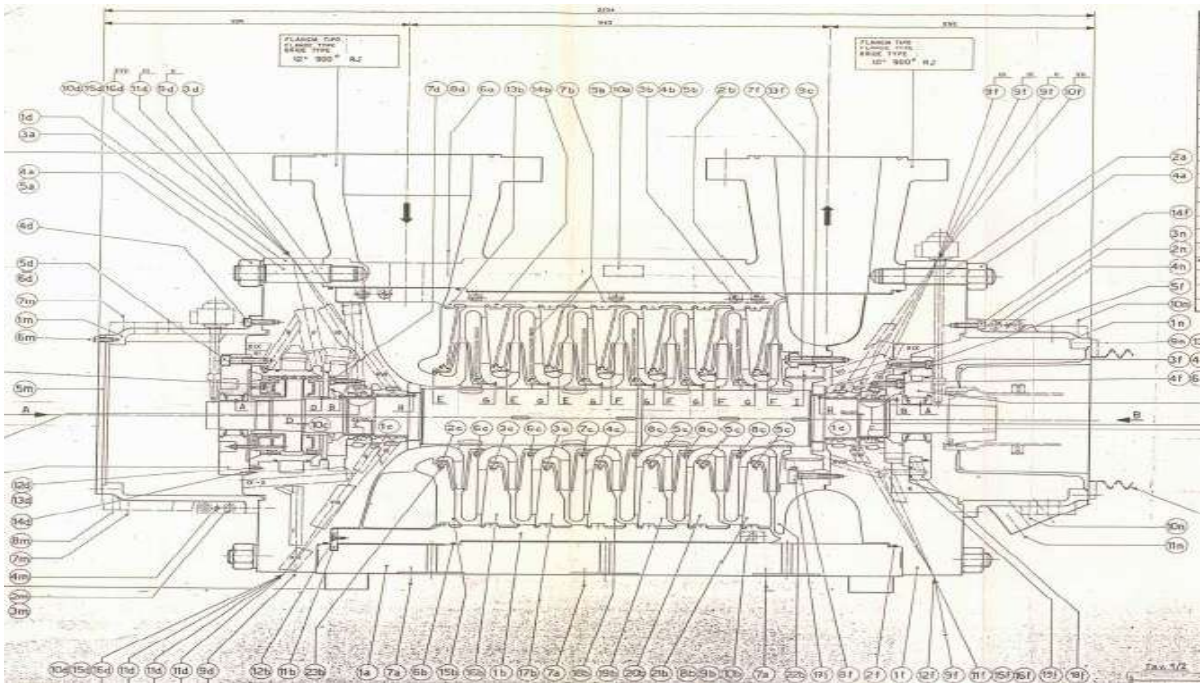


Fig. IV.3 compresseur BCL407

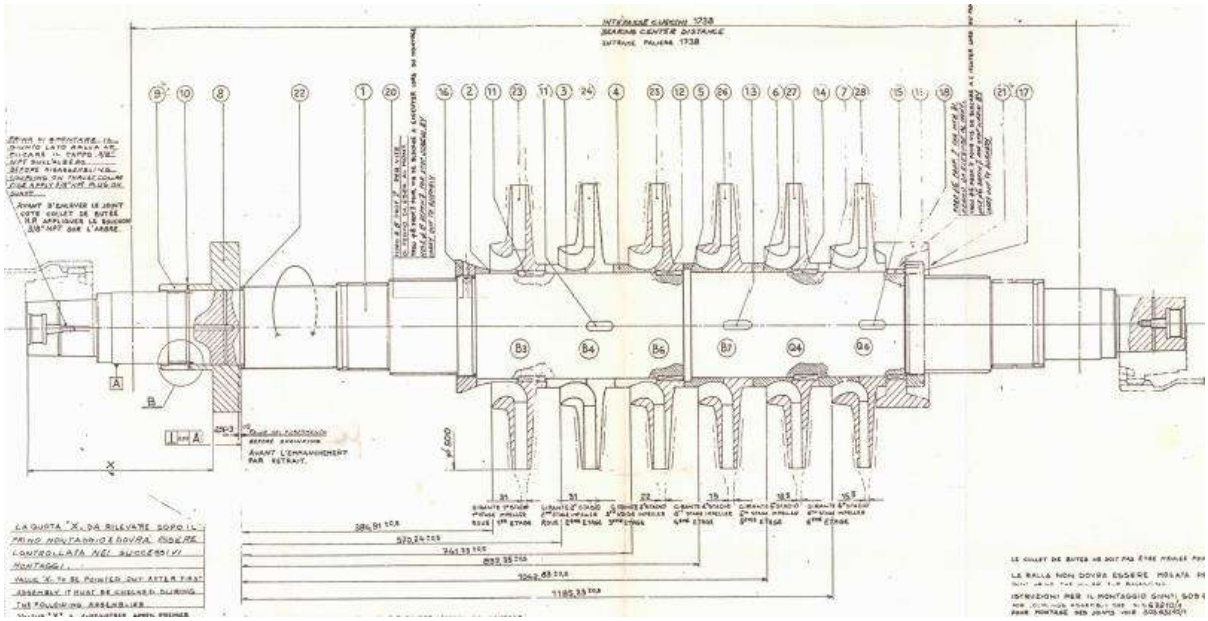


Fig. IV.4 Rotor compresseur BCL 456

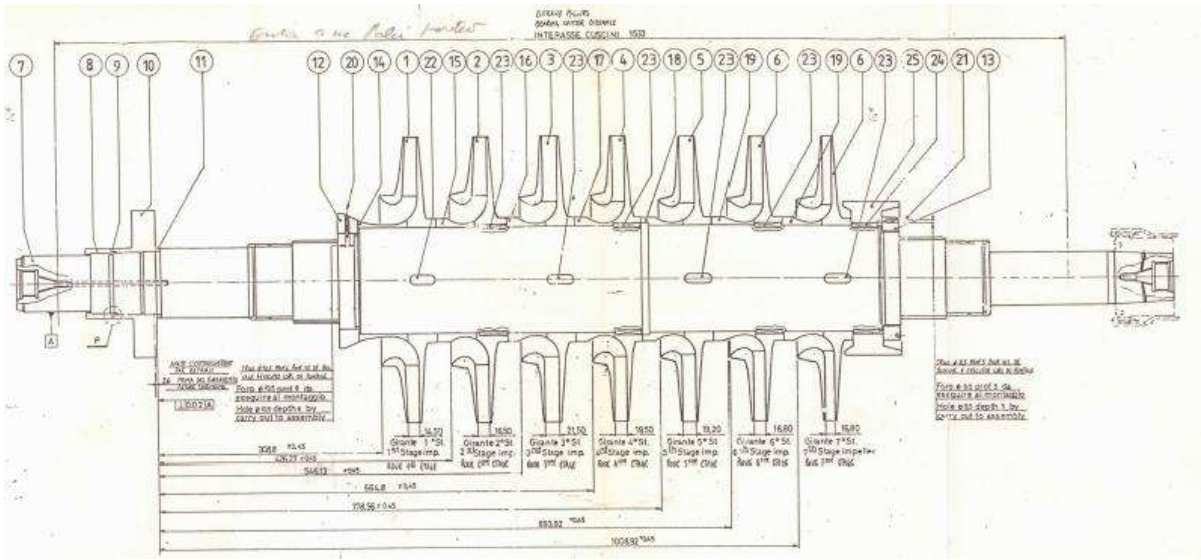


Fig. IV.6 Rotor compresseur BCL 407

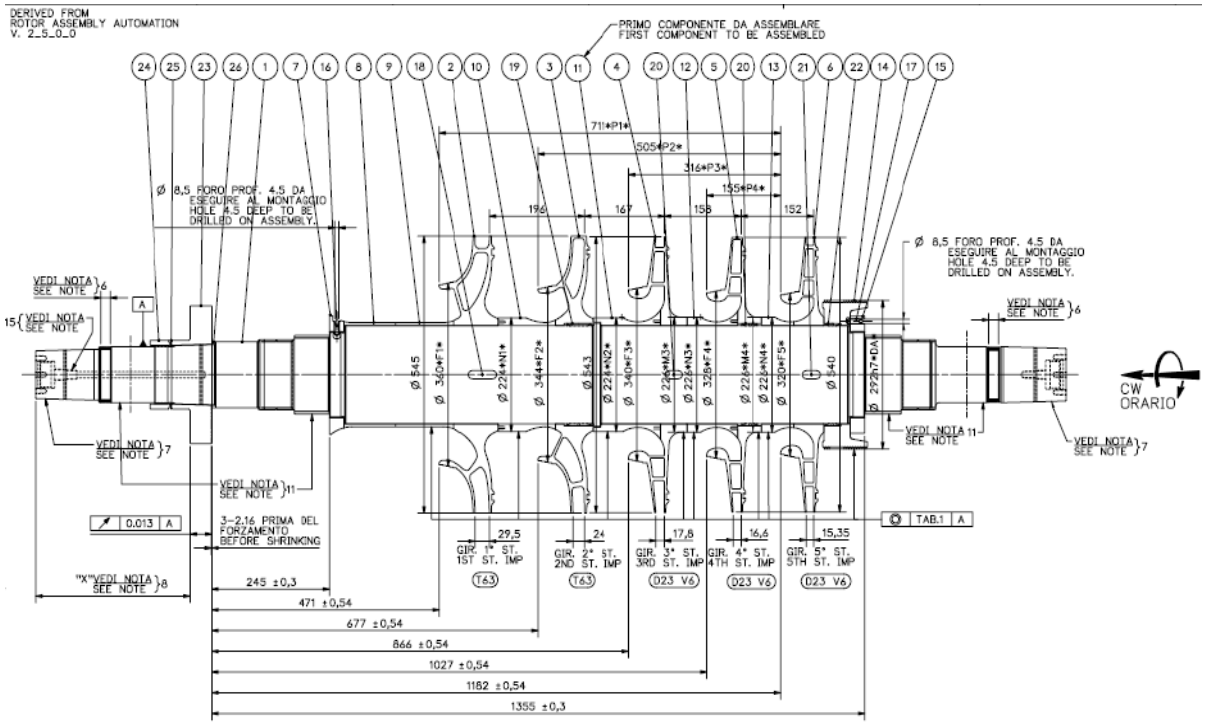


Fig. IV.8 Rotor compresseur BCL 455

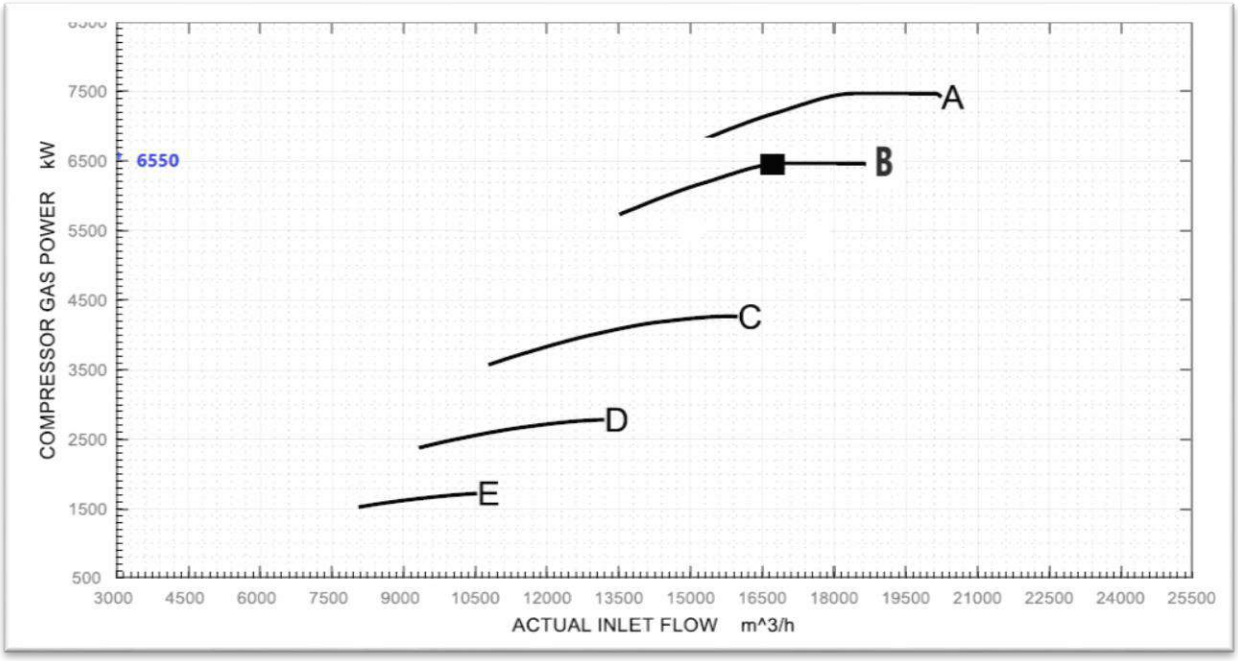


Fig. IV.15. Nouvelles courbes puissance débit K101 (BCL455) 100.2% de charge

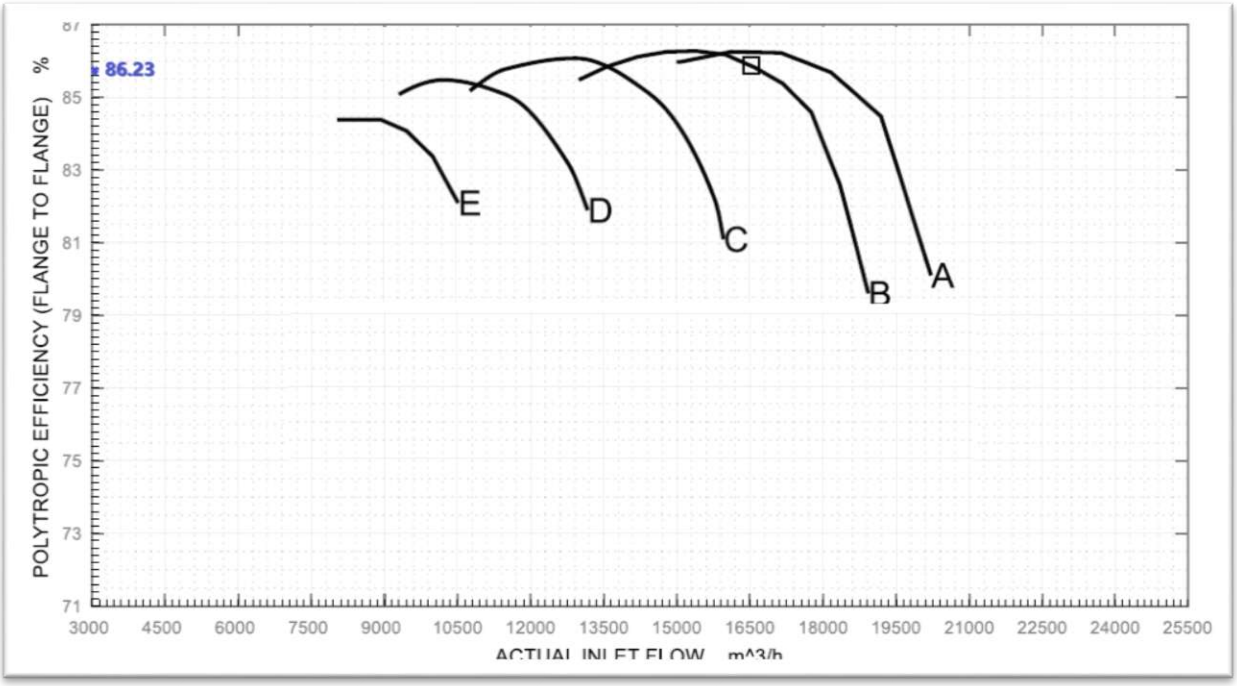


Fig. IV.16. Nouvelles courbes rendement débit K101 (BCL455) 100.2% de charge

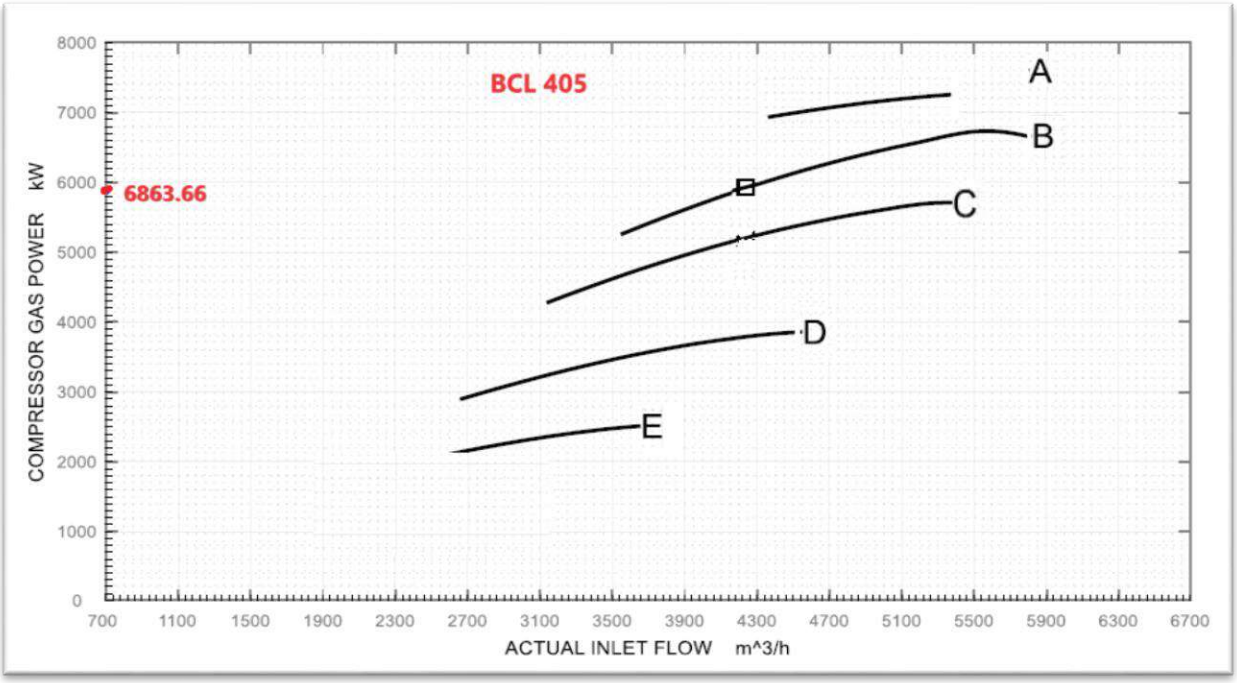


Fig. IV.17. Nouvelles courbes puissance débit K102 (BCL405) 100.2% de charge

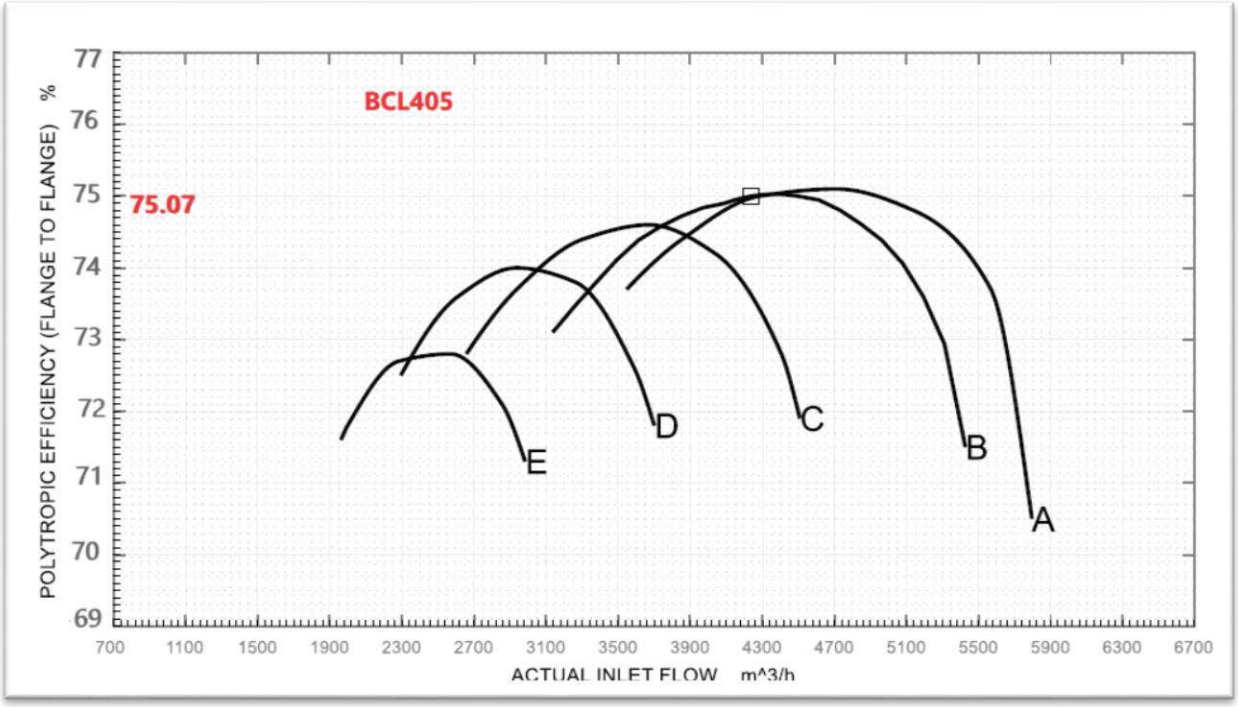


Fig. IV.18. Nouvelles courbes rendement débit K102 (BCL405) 100.2% de charge

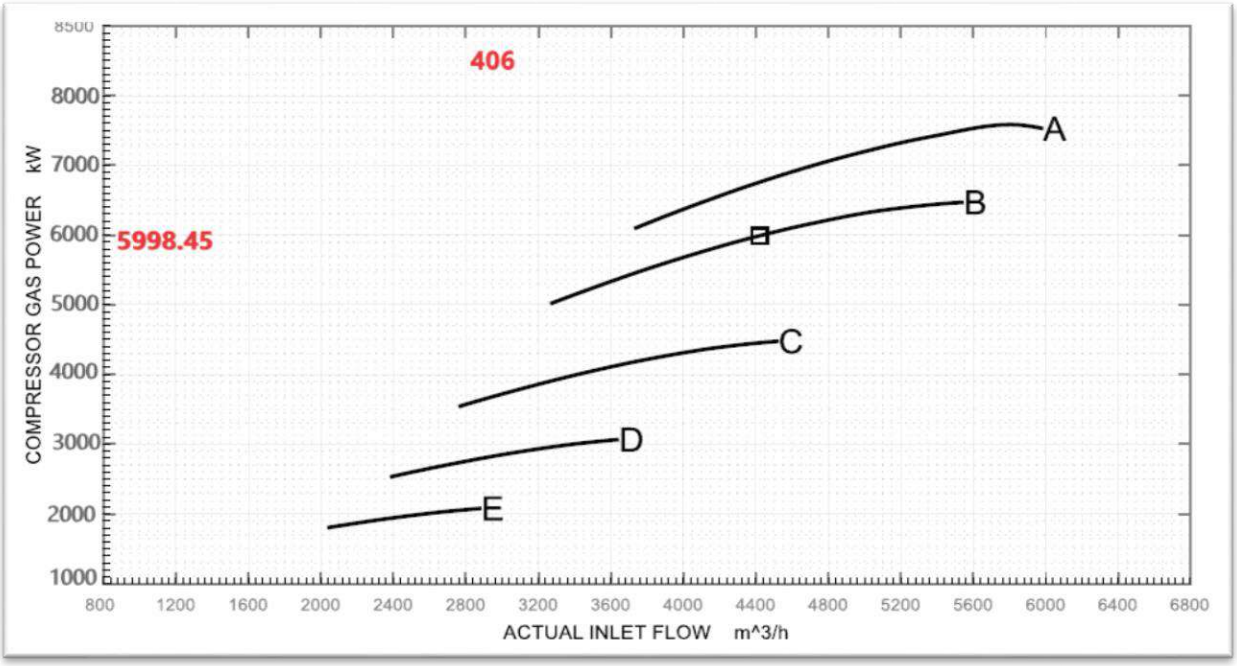


Fig. IV.19. Nouvelles courbes puissance débit K102 (BCL405) 100.2% de charge

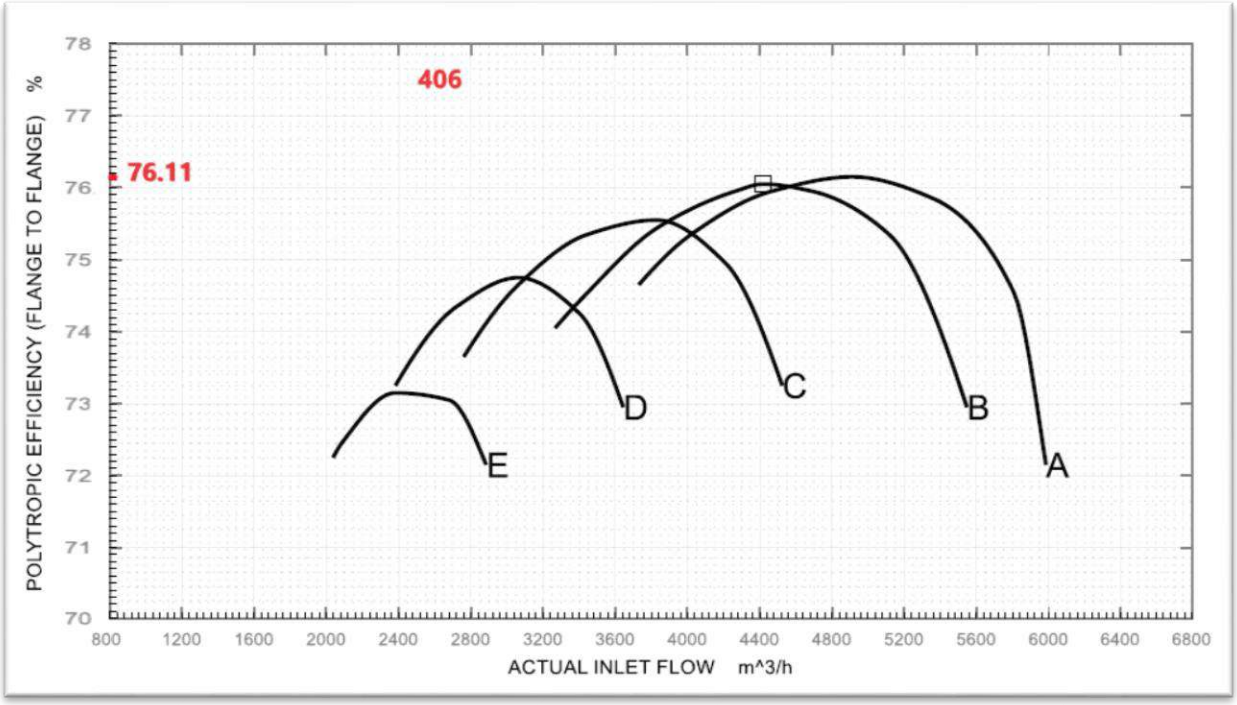


Fig. IV.20. Nouvelles courbes rendement débit K103 (BCL46) 100.2% de charge

ANNEX

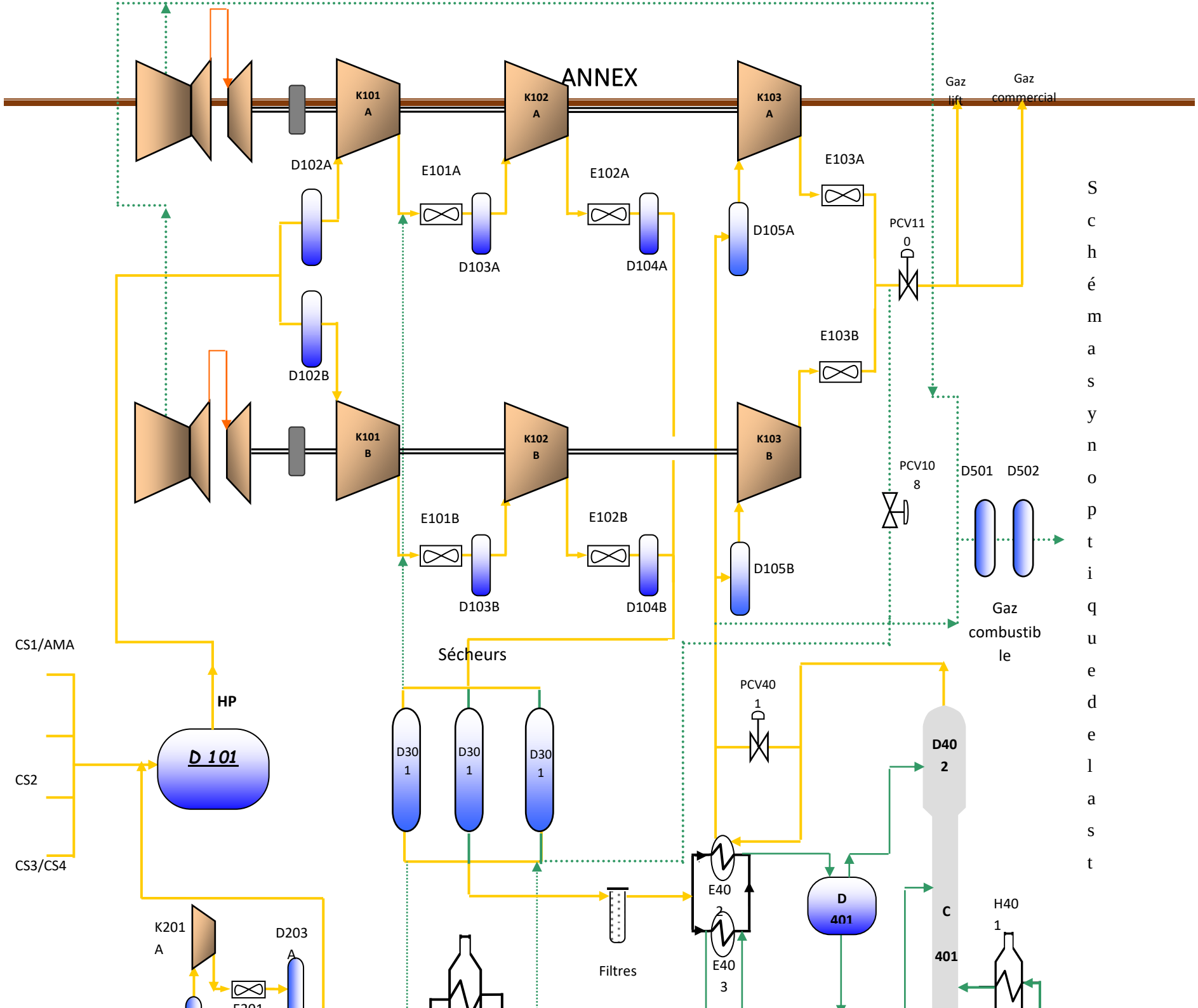


Schéma synoptique de la station

ation UTGA

ANNEX