



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE

3/03

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME
D'INGENIEUR

THEME

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

**CALCUL DE PERFORMANCE DU
COMPRESSEUR CENTRIFUGE K 2002/3/4 B**

Encadré par :

M^r B.Benkoussas
M^r M.Benbraika
M^r S.Guessoum

Présenté par :

M^r Akretche Mohamed Amine
M^r Smadhi Samy Réda

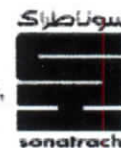
En collaboration avec :



SONARCO

"Our goals are simply stated: no accidents, no harm to people,
and no damage to the environment"

Rhourde El Baguel, Algeria



Promotion 2002 - 2003

Dédicaces

A mon père que je remercie pour son éternel et infatigable soutien, toujours présent depuis ma naissance à ce jour.
A ma mère, ma grande amie qui m'a protégé, soutenu et encouragé à regarder l'avenir avec confiance.
A ma sœur Leïla, unique qui gentiment, me suit dans mes démarches sans relâche.
A mes frères Farid et Mehdi
A ma grand-mère Saléha qui m'a beaucoup encouragé.
A toute ma famille et mes amis.

AKRETCHE Mohamed Amine.

A mes parents à qui je dois tout.
A mes frères auxquels j'espère la même réussite sinon plus.
A toute ma famille et mes amis.
A tous mes enseignants du primaire, moyen, secondaire et supérieur.

SMADHI Samy Réda

Remerciement

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Nous Remercions avant tous, les enseignants du département du génie mécanique qui ont participé à notre formation.

Le travail qui fait l'objet de ce mémoire a été réalisé au sein de **SONARCO** division maintenance/service mécanique.

Nous remercions Messieurs les Directeurs Généraux de la **SONARCO**.

Notre gratitude à Messieurs :

GOUCHENE Chef de la division maintenance
Z.ZERROUG Chef de la division maintenance (adjoint)
L.BORDJ Chef de service mécanique
S.YOUSFI Chef de service mécanique (adjoint)

A Mr S.GUESSOUM (Ingénieur division maintenance REB) qui a bien voulu nous parrainer pour cette étude et a toujours été à notre écoute avec simplicité malgré le poids de ces journées surchargées. Qu'il trouve ici toute notre gratitude, en espérant que ce travail lui fera honneur.

A Mr T.OUMEZIANE (Ingénieur division maintenance REB) pour sa serviabilité et sa grande gentillesse toujours présente.

Nous sommes très reconnaissants à Mr BENKOUSSAS et Mr BENBRAIKA (enseignants ENP) pour le suivi et l'évaluation de notre travail, ainsi qu'au membres du jury :

Mr LARBI Président du jury
Mr BENNOUR Examineur
Mr BOUAZIZ Examineur

Enfin, nous remercions tous ceux et toutes celles qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation, de ce mémoire.

يهدف هذا البحث عن دراسة الضاغط المركزي **K2002/3/4B** المقام بمحطة ضغط الغاز الطبيعي لحقل غورد البائل البترولي. إن هذه المحطة التي تتألف من أربعة وحدات متشابهة للضغط تقوم بضغط وإعادة حقن الغاز الطبيعي في المكنن الذي ينتج مادة البترول الخام تحت ضغط يقدر بـ 300 كغ/سم² وذلك لتحسين الإنتاجية طبقاً لتقنية الاسترجاع المرافق والمسماة "حقن الغاز الممزوج".
يقترح هذا البحث تقويم تجاوب ونجاعة الضاغطات خلال عمليات الإنتاج بحقل غورد البائل.

كلمات مفتاحية : ضاغط مركزي – نجاعة – غاز ممزوج.

Résumé

Ce mémoire porte sur l'étude des compresseurs centrifuges K 2002/3/4 B installés au niveau de la station de compression du gaz naturel du gisement de pétrole brut de Rhourde El Baguel. Cette station qui comprend quatre trains de compression identiques a pour rôle la réinjection du gaz naturel dans le réservoir producteur de pétrole brut à une pression de 300 bars afin d'en améliorer la productivité selon le procédé de récupération assisté dit « injection de gaz miscibles ». La présente étude se propose d'évaluer le comportement et les performances des compresseurs durant l'exploitation du gisement de Rhourde El Baguel.

Mots clés : compresseur centrifuge – performance – gaz miscible.

Summary

The objective of the present report is the study of the centrifugal compressors K 2002/3/4 B existing in the Rhourde El Baguel oil field compression station. The four trains of this compression station reinject natural gas in the oil reservoir at 300 bars in order to improve the production of the field according to the enhanced oil recovery process "miscible gas injection".

This study will present the behaviour and the performance of the compression during the exploitation of the Rhourde El Baguel field.

Key words : centrifugal compressors – performance – miscible gas.

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I : Description du Procédé

I.1. Partenariat	4
I.2. Situation géographique	4
I.3. Historique de production	5
I.4. Exploitation du champ	5
I.4.1. Injection d'eau.....	6
I.4.2. Injection de gaz-lift.....	6
I.4.3. Injection de gaz miscible.....	6
I.5. Développement du champ	7
I.6. Installations actuelles	8
I.6.1. unité CPF.....	8
Unité optimisation.....	8
Centrale électrique.....	8
Unité de stockage et d'expédition.....	8
Station gaz-lift.....	8
I.6.2. unite TCF.....	9
Station MP booster.....	9
Unite de séchage de gaz TEG.....	9
Station de compression HP.....	12
Fuel gaz.....	12
I.7. Description du procédé	12
1.7.1. Gaz local.....	12
Gaz HP.....	12
Gaz MP ₁	14
Gaz MP ₂	16
Gaz LP.....	18
1.7.2. Gaz ZINA.....	20

Chapitre II : Généralités

II.1. Différents types de compresseurs	23
II.2. Le compresseur centrifuge	25
II.2.1. Compresseur avec corps ouvert horizontalement.....	25
II.2.2. Compresseur avec corps ouvert verticalement.....	26
II.2.3. Compresseur avec corps en forme de cloche.....	27
II.2.4. Compresseur de type SR.....	27

II.3. Les organes constituant le compresseur.....	28
II.3.1. Le bâti.....	28
II.3.2. Diaphragmes.....	29
II.3.3. Rotor.....	30
Arbre	31
Roues	32
Cylindres d'équilibrage.....	33
II.3.4. Arbre d'accouplement.....	34
II.3.5. Collet du palier de butée.....	34
II.3.6. Douilles intermédiaires.....	34
II.3.7. Douilles sous les garnitures d'étanchéités à huile.....	35
II.3.8. Etanchéité	35
Garnitures à labyrinthes.....	35
Garnitures détanchéité à huile.....	36
Garniture mécaniques.....	36
II.3.9. Paliers.....	36
Paliers porteurs.....	37
Paliers de butées.....	37
II.4. Description du K2002/3/4 C.....	39
II.4.1. Les compresseurs.....	41
II.4.2. La turbine.....	41
Le compresseur axial.....	43
Les chambres de combustion.....	43
La turbine.....	44
II.4.3. Le mutiplicateur.....	45
II.4.4. Tuyauterie d'aspiration.....	45
II.4.5. Système de refroidissement.....	46
II.4.6. Séparateurs.....	46
II.4.7. Graissage sous pression.....	47

Chapitre III : Partie calcul

1^{ère} Partie : Caractéristiques du gaz	49
III.1.1. Définition	49
III.1.2. Masse molaire apparente.....	49
III.1.3. Constante relative des gaz parfaits.....	50
III.1.4. Conditions critiques.....	50
III.1.5. Valeurs réduites.....	51
III.1.6. Facteur de compressibilité.....	51
III.1.7. Masse volumique et volume massique.....	52
III.1.8. Specific gravity.....	52
III.1.9. Chaleur spécifique du mélange.....	53

III.1.10. Coefficient adiabatique k	54
III.1.11. Coefficient polytropique n	56
2^{ème} Partie : calcul de performance	57
III.2.1. Taux de compression.....	57
III.2.2. Débit massique	57
III.2.3. Débit volumique	58
III.2.4. Enthalpie de compression polytropique	58
III.2.5. Travail réel.....	59
III.2.6. Rendement polytropique.....	62
III.2.7. Puissance réelle.....	63
III.2.8. pertes de Puissance	63
III.2.9. Puissance totale.....	63
III.2.10. Calcul de imilitude.....	63

Chapitre IV : Résultats, comparaison et interprétations

1^{ère} Partie : Résultats	65
IV.1.1. Définition.....	65
IV.1.2. Paramètres de fonctionnement.....	65
IV.1.3. Débit massique.....	65
IV.1.4. Calcul de l'enthalpie polytropique.....	66
IV.1.5. Calcul du travail réel.....	66
IV.1.6. Le rendement polytropique.....	70
IV.1.7. Puissance totale.....	70
2^{ème} Partie : Comparaison	70
IV.2.1. Le premier étage.....	71
IV.2.2. Le deuxième étage.....	73
IV.2.3. Le troisième étage.....	75
3^{ème} Partie : Interprétations	78
IV.3.1. Le premier étage.....	78
IV.3.2. Le deuxième étage.....	78
IV.3.3. Le troisième étage.....	79

Conclusion générale

83

Références bibliographiques

Annexes

Nomenclatures :

a	Paramètre de calcul	
b	Paramètre de calcul	
C	Coefficient de refoulement du tube de Venturi	
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	$\text{kJ/kg.}^\circ\text{K}$
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	$\text{kJ/kg.}^\circ\text{K}$
d	Diamètre d'étranglement du tube de Venturi	inch
D	Diamètre du tube de Venturi	inch
E	Velocity approacher	
F_a	Facteur de dilatation thermique	
h	Paramètre de calcul	
H	Enthalpie	J/kg
k	Coefficient adiabatique	
K	paramètre spécifique empirique d'interaction d'une paire de molécule 'i' et 'j'	
M	Masse molaire	Kg/kmol
n	Coefficient polytropique	
N	Vitesse de rotation	RPM
p	Pression dans le tube de Venturi	inch H_2O
P	Pression dans le compresseur	bars
P	Puissance	Watts
p_1	Pression amont de l'étranglement du tube de Venturi	inch H_2O
p_2	Pression dans l'étranglement du tube de Venturi	inch H_2O
Q	Débit volumique	m^3/sec
Q	Chaleur dégagée	
q_m	Débit massique	lb/sec
R	Constante relative du mélange	$\text{kJ/kg.}^\circ\text{K}$
\bar{R}	Constante des gaz parfaits	$\text{kJ/kmol.}^\circ\text{K}$
$sp.gr$	Specific gravity	
T	Température	$^\circ\text{K}$
V	Volume	m^3
W	Travail	J/kg
y	Fraction molaire	
Y_a	Facteur de dilatation du tube de Venturi	
Z	Facteur de compressibilité	

Indices :

<i>1</i>	Premier étage
<i>2</i>	Deuxième étage
<i>3</i>	Troisième étage
<i>a</i>	Aspiration
<i>c</i>	Critique
<i>co</i>	Corrigé
<i>d</i>	Design (constructeur)
<i>g</i>	Gaz
<i>i</i>	Constituant <i>i</i>
<i>ij</i>	Indice de calcul
<i>j</i>	Constituant <i>j</i>
<i>p</i>	Polytropique
<i>Pc</i>	Pseudo critique
<i>r</i>	Refoulement
<i>R</i>	Réduite
<i>s</i>	Service
<i>v</i>	Venturi

Symboles :

α		
β	Rapport des diamètres du tube de Venturi (d/D).	
η	Rendement	
v	Volume massique	m^3/kg
ρ	Masse volumique	kg/m^3
ρ_4^{20}		
τ	Rapport des pressions (aval/amont)	
Δp	La perte de charge dans le tube de Venturi	inch H ₂ O

Exposants :

<i>R</i>	Résiduelle
*	Gaz parfait

Liste des figures :

I. Description du procédé

- Figure.1.1. Situation géographique de Rhourde El Baguel
- Figure.1.2. L'historique de la production du pétrole brut
- Figure.1.3. Injection de gaz miscibles
- Figure.1.4. Illustration du procédé de la station TEG
- Figure.1.5. Gaz HP
- Figure.1.6. Gaz MP₁
- Figure.1.7. Gaz MP₂
- Figure.1.8. Gaz LP
- Figure.1.9. Gaz Zina
- Figure.1.10. Train de compression K 2002/3/4 B

II. Généralités sur les compresseurs centrifuges

- Figure.2.1. Classification des compresseurs
- Figure.2.2. Plage de fonctionnement des différents types de compresseurs
- Figure.2.3. Compresseur centrifuge
- Figure.2.4. Compresseur centrifuge avec corps ouvert horizontalement
- Figure.2.5. Compresseur centrifuge avec corps ouvert verticalement
- Figure.2.6. Compresseur centrifuge en forme de cloche
- Figure.2.7. Compresseur centrifuge de type SR
- Figure.2.8. Le bâti
- Figure.2.9. Diaphragmes
- Figure.2.10. Les demi diaphragmes
- Figure.2.11. Le rotor
- Figure.2.12. Photo du rotor et diaphragme réunis
- Figure.2.13. L'arbre
- Figure.2.14. Variation de la pression du gaz dans la roue
- Figure.2.15. Les types de roues
- Figure.2.16. Illustration du sens de l'effort produit
- Figure.2.17. Le cylindre d'équilibrage
- Figure.2.18. L'arbre d'accouplement
- Figure.2.19. Garniture à labyrinthe
- Figure.2.29. Garniture mécanique
- Figure.2.21. Le palier
- Figure.2.22. Palier de butée
- Figure.2.23. Le train de compression K 2002/3/4 B
- Figure.2.24. Turbine à gaz
- Figure.2.25. Compresseur axial
- Figure.2.26. Chambres de combustion
- Figure.2.27. Turbines HP et LP
- Figure.2.28. Les roues HP et LP
- Figure.2.29. Le séparateur

III. Théorie de calcul et paramètres de performance

Figure.3.1. Valeurs approximatives du facteur k d'un mélange de gaz

IV. Résultats, comparaison et interprétation

- Figure.4.1. Variation du rendement polytropique en fonction du débit aspiré – 1^{er} étage
Figure.4.2. Variation du travail et enthalpie en fonction du débit aspiré – 1^{er} étage
Figure.4.3. Variation de la puissance en fonction du débit aspiré – 1^{er} étage
Figure.4.4. Variation du rendement polytropique en fonction du débit aspiré – 2^{ème} étage
Figure.4.5. Variation du travail et enthalpie en fonction du débit aspiré – 2^{ème} étage
Figure.4.6. Variation de la puissance en fonction du débit aspiré – 2^{ème} étage
Figure.4.7. Variation du rendement polytropique en fonction du débit aspiré – 3^{ème} étage
Figure.4.8. Variation du travail et enthalpie en fonction du débit aspiré – 3^{ème} étage
Figure.4.9. Variation de la puissance en fonction du débit aspiré – 3^{ème} étage
Figure.4.10. Déviation du rendement polytropique du 1^{er} étage
Figure.4.11. Déviation du rendement polytropique du 2^{ème} étage
Figure.4.12. Déviation du rendement polytropique du 3^{ème} étage

Liste des tableaux :

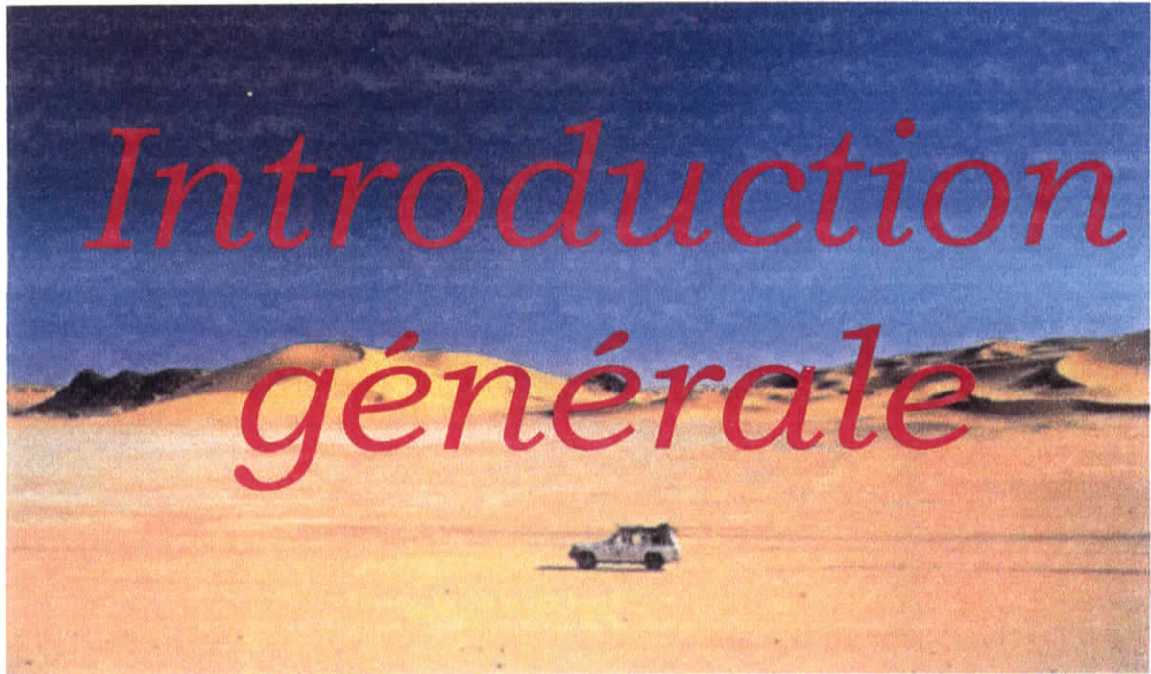
III. Théorie de calcul et paramètres de performance

- Tableau.3.1. Masse molaire apparente
Tableau.3.2. Coordonnées critiques du gaz
Tableau.3.3. Les valeurs de ' $sp.gr$ ' du gaz
Tableau.3.4. Les ' $M.C_p$ ' de chaque constituant du mélange

IV. Résultats, comparaison et interprétation

- Tableau.4.1. Caractéristiques du gaz
Tableau.4.2. Paramètres de fonctionnement
Tableau.4.3. Débit massique
Tableau.4.4. Enthalpie polytropique
Tableau.4.5. Travail réel
Tableau.4.6. Calcul de b
Tableau.4.7. Calcul des autres paramètres
Tableau.4.8. Calcul de h_a et h_r
Tableau.4.9. Calcul de η_p
Tableau.4.10. Calcul des puissances
Tableau.4.11. Débits volumiques et leurs valeurs corrigées
Tableau.4.12. Paramètre de performances et leurs valeurs corrigées
Tableau.4.13. Les écarts

المدسة الوطنية المتعدة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



Face aux pannes résiduelles que rencontre le mécanicien quotidiennement, il est amené à s'organiser et à planifier ses interventions en se basant sur les trois types de maintenance :

- la maintenance curative (**break-down**), où il intervient juste après une panne ou un arrêt de la machine.
- la maintenance préventive qui correspond aux révisions planifiées selon une périodicité fixée à l'avance afin d'éviter la détérioration et ainsi prolonger la durée de vie de la machine.
- la maintenance conditionnelle ou prédictive, qui utilise les nouvelles techniques qui permettent de détecter les indices et/ou symptômes de futures défaillances tout en présentant clairement l'état de la machine.

Notre mémoire porte justement sur ce troisième type de maintenance pour lequel nous avons effectué un travail d'analyse, d'observation, de recherche et de tests au niveau d'une importante installation pétrolière située dans le sud du pays. Il s'agit de la station de compression et de réinjection de gaz naturel du champ de pétrole brut de Rhourde El Baguel, exploité par SONATRACH en association avec British Petroleum. En particulier, ce travail a porté sur :

- l'analyse des vibrations dans les machines tournantes.
- l'analyse des huiles.
- le calcul de performance.

Ce dernier point fait l'objet d'une étude d'engineering que doit effectuer le mécanicien en se basant sur une analyse thermodynamique.

Notre objectif dans ce projet est d'effectuer un calcul de performance du compresseur K2002/3/4 du train B de la station de Rhourde El Baguel, tout en automatisant la procédure de calcul afin de l'appliquer pour n'importe quel autre compresseur et cela, à partir de la salle de contrôle de la station.

Cette démarche nous aidera à effectuer un diagnostic énergétique de la machine plus ou moins détaillé, dans des délais très brefs, tout en évitant les déplacements sur le site du compresseur, en prenant connaissance des résultats et des paramètres directement sur l'écran de la salle de contrôle, grâce au DCS. (Digital Control Systems).

Les différentes parties de l'étude que nous avons menées sont les suivantes :

- Description des étapes par lesquelles passe le gaz de procédé avant son injection dans les puits.
- Présentation générale des principaux types de compresseurs centrifuges ; étude particulière du compresseur K2002/3/4 du train B.
- Présentation des formules utilisées pour le calcul de performance du compresseur K 2002/3/4 B.
- Comparaison de nos résultats avec ceux du constructeur.



Présentation générale :

Le but de ce chapitre est de fournir une bonne compréhension de la base d'étude et du fonctionnement du compresseur centrifuge du train B au gisement de Rhourde El Baguel (désigné ci-après REB) tout en sachant que l'objectif principal sera la mise en place d'un procédé de récupération assistée par injection de gaz miscibles, en attente d'une amélioration substantielle du taux de récupération des réserves en place.

I.1. Partenariat :

Outre les deux grands projets que BP a déjà en cours d'investissement en Algérie et qui concerne le développement des réserves de gaz naturel d'In Salah et celles de gaz et condensât d'In Amenas, la Compagnie a aussi un projet à REB, l'un des plus grands champs pétroliers du Sahara algérien, portant sur l'exploitation des réserves de pétrole brut par des techniques de récupération assistée.

C'est après avoir acquis les intérêts détenus par ARCO (en vertu d'un contrat pour l'exploitation du gisement de REB) que BP est devenue le partenaire de SONATRACH, la société nationale algérienne des hydrocarbures, dans ce champ.

L'objectif du projet de REB est de doubler le niveau des réserves de pétrole recouvrables pour ce gisement au cours des 25 prochaines années et de rehausser la capacité journalière de traitement à 28 millions de m³ de gaz et 125000 barils de pétrole brut.

I.2. Situation géographique :

Le gisement de REB est situé à 720 Km au sud-est d'Alger et à environ 110 Km au sud-est de Hassi Messaoud.

La zone de production s'étend du sud-ouest au nord-ouest sur une longueur de 11.2 Km et une largeur de 7 Km. Les réserves de ce gisement ont été estimées à 461 millions de mètres cubes.

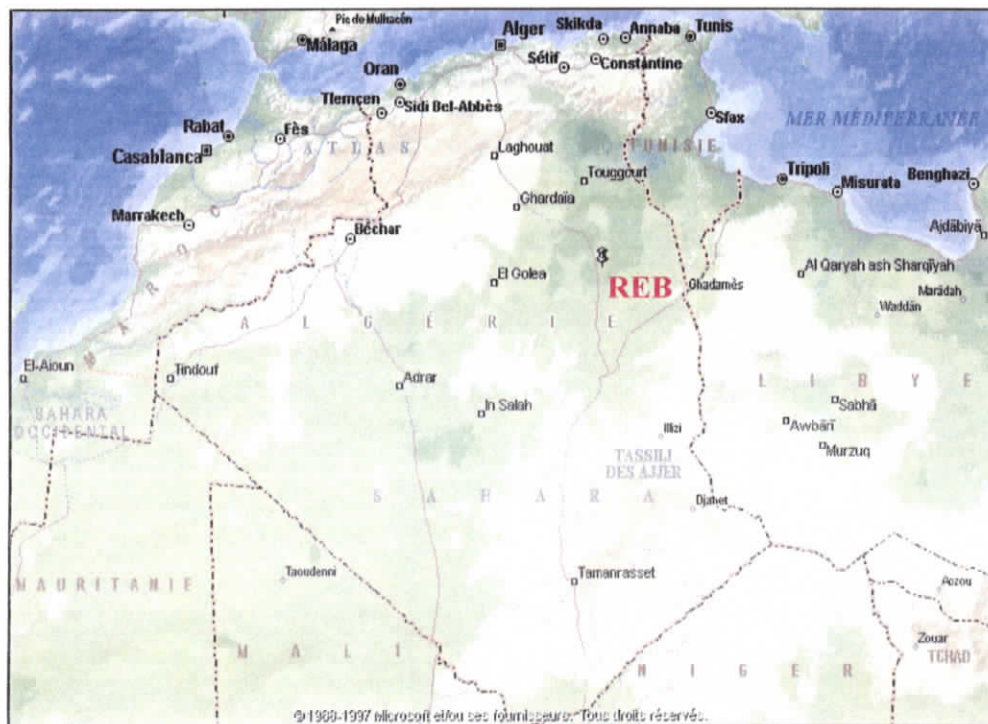


Figure 1.1. Situation géographique de Rhourde El Baguel.

I.3. Historique de production :

Le gisement a été découvert et mis en production en 1962.

Depuis cette date, le niveau de production a atteint plus de 480 millions de barils de brut; il fut un temps où ce gisement était le deuxième plus grand gisement pétrolier après Hassi Messaoud. Mais le taux de production initial qui, à son apogée en 1968, avait atteint les 94000 barils par jour, était retombé à 25000 barils par jour en 1996, suite à la baisse de la pression naturelle du réservoir qui avait chuté de 5000 Psi (345 bars) à 1700 Psi (117 bars).

En 1991, SONATRACH lance un appel d'offres auprès des Compagnies pétrolières internationales, ciblant l'apport d'une technologie de pointe dans les techniques de récupération assistée pour 11 gisements de pétrole producteurs. Les propositions soumises par ARCO en 1992 pour REB, seront retenues. C'est en février 1996 que ARCO signe le contrat de partage de production avec SONATRACH pour le projet de récupération assistée des réserves de pétrole brut de REB. Une société d'opération conjointe, SONARCO, formée d'un personnel mixte de SONATRACH et ARCO, est constituée pour gérer ce projet.

L'engagement de ARCO consiste en un investissement de l'ordre de 1300 millions de dollars sur les 10 premières années. Le projet d'exploitation par les techniques de récupération assistée sera financé à 100 % par ARCO, et lorsque l'acquisition de ARCO par BP est finalisée en 2000, le projet passe sous la responsabilité de BP, devenu désormais le partenaire de SONATRACH dans ce projet.

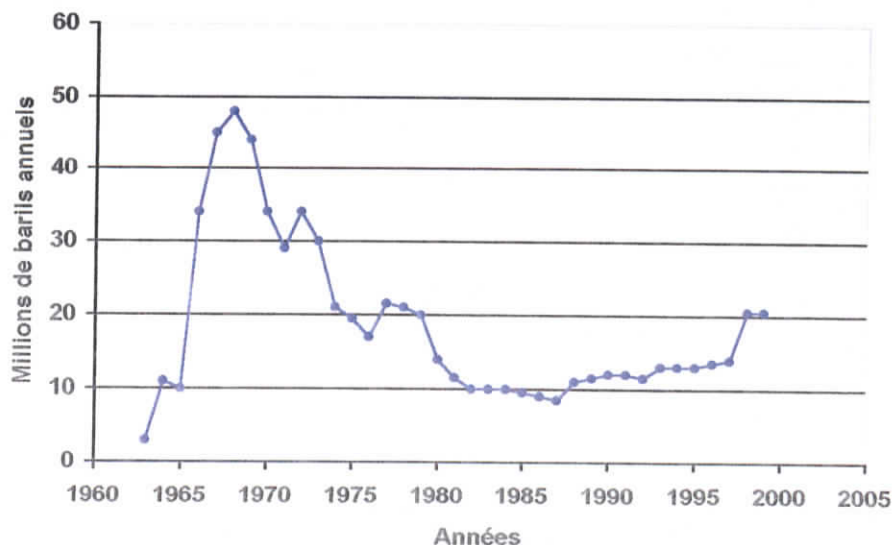


Figure 1.2. L'historique de la production de pétrole brut.

En résumé; les différentes dates-clés du gisement REB sont :

- 1962 : Le gisement de REB est découvert par la compagnie SINCLAIR OIL.
- 1969 : Fusion de SINCLAIR avec ATLANTIC RICHFIELD (ARCO). SONATRACH rachète la totalité des droits de propriétés sur le gisement.
- 1996 : ARCO et SONATRACH signent un contrat de partage de production pour un programme de récupération assistée des réserves de pétrole du gisement. SONARCO, société d'opérations conjointes, est créée pour gérer le projet.
- 1999 : Achèvement de la première phase du projet de récupération assistée.
- 2000 : BP remplace ARCO dans le projet de développement de REB

I.4. Exploitation du champ :

I.4.1. Injection d'eau :

Le gisement a été exploité en déplétion naturelle jusqu'à ce que la pression de fond du réservoir chute. C'est alors qu'un projet d'injection d'eau a été initié à la fin des années soixante dix, notamment sur les puits RB17, RB31 et RB11. Cette injection a été arrêtée en 1991 à la suite de percées obtenues sur les puits producteurs avoisinant les puits injecteurs d'eau.

L'injection d'eau cumulée à cette date est de 15,719 millions de mètres cubes.

I.4.2. Injection de gaz-lift :

L'injection d'eau, ne donnant pas de résultats satisfaisants, les exploitants ont eu recours à l'injection de gaz-lift et ceci dès 1986. Ce procédé consiste à l'injection de gaz sec et comprimé à travers le tubage jusqu'au fond du réservoir, ensuite le pétrole brut est récupéré par le casing selon le mode d'injection. Le gaz ainsi injecté servira à alléger la colonne d'huile puis il sera récupéré à la surface.

I.4.3. Injection de gaz miscible :

L'injection de gaz miscible est une technique qui permet d'augmenter le rendement d'un réservoir en injectant du gaz à une pression suffisamment forte – dans le cas de REB, 4350 Psi (300 bars) – pour permettre au gaz de se mélanger au pétrole brut. Le gaz ainsi injecté se mélange au pétrole brut et permet d'obtenir un taux de récupération plus élevé que par la technique conventionnelle d'injection de gaz (gaz lift).

Le mélange de pétrole brut et de gaz qui en résulte, passe par un procédé de séparation, le gaz est ensuite réinjecté dans le réservoir facilitant ainsi le renouvellement du cycle.

Vue en coupe

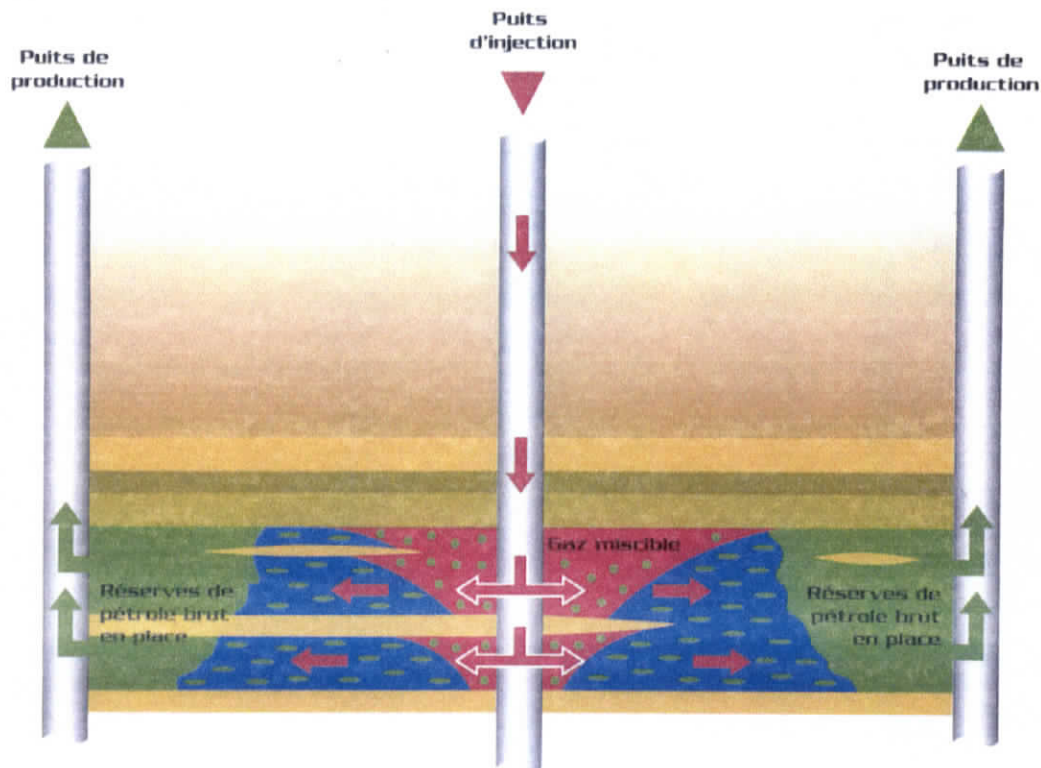


Figure 1.3. Injection de gaz miscible

1.5. Développement du champ :

En 1996, la phase des travaux commence par la construction de 4 turbocompresseurs de 45000 ch pour l'injection du gaz. Durant la première phase, l'objectif est d'aboutir à une compression de 10000 ch pour la réinjection du gaz, afin de ralentir la baisse de la pression naturelle du réservoir et de développer les infrastructures de traitement de gaz existantes.

Au cours d'une phase ultérieure qui commence en 1999, jusqu'à 18.2 millions de m³ par jour de gaz sont importés grâce à une canalisation de 30 pouces (76.2 cm) et de 75 Km de long récemment posée pour desservir le gisement de REB, en provenance de Zina déjà relié à l'infrastructure principale de transport de gaz en Algérie. A son arrivée à REB, le gaz est comprimé à plus de 6000 Psi (413 bars) avant d'être injecté dans le réservoir.

Plus de 160 Km de pipelines inter champs sont aussi en cours d'installation pour relier les puits à l'unité de traitement. Chaque puits producteur alimente un réseau de collecteur qui achemine les hydrocarbures vers la station de traitement où le gaz et les liquides sont séparés. Le gaz séparé est alors conduit vers l'unité de compression pour être réinjecté, alors que le pétrole brut est exporté par canalisation vers le champ de Masdar à 30 Km au sud-ouest. C'est ici que le pétrole brut entre dans le réseau de canalisation national qui rejoint les ports algériens de la méditerranée.

I.6. Installations actuelles :

Le centre de production est composé des unités suivantes :

I.6.1. UNITE CPF (Center Production Facilities):

✓ UNITE D'OPTIMISATION :

Cette unité est conçue pour traiter 6500 tonnes/jours de brut et 1.500.000 m³/j de gaz dans le but de :

- Récupérer le condensât contenu dans le gaz associé.
- Stabiliser le pétrole brut en ajustant sa tension de vapeur.
- Produire un gaz sec composé essentiellement de méthane et d'éthane dont une partie sera utilisée pour le gaz lift, une autre partie sera expédiée vers Hassi Messaoud.
- Produire un gaz combustible composé essentiellement de propane afin de l'utiliser pour alimenter les turbines à gaz, les moteurs à combustion interne et les fours de l'unité.

✓ CENTRALE ELECTRIQUE :

Elle est conçue pour fournir de l'énergie électrique au centre de production ainsi que pour alimenter la base de vie du personnel. Sa fonction est essentielle car son arrêt provoquerait l'arrêt des équipements de contrôle et de l'unité d'optimisation.

La centrale est composée de 3 turbogénérateurs, c'est-à-dire des turbines à gaz accouplées à des alternateurs de type PGT 10 (Pignone Generator Turbine) de fabrication italienne, de 10 Mw de puissance chacun et de 11kv de production.

✓ UNITE DE STOCKAGE ET D'EXPEDITION :

Le centre de stockage est composé de trois bacs de 20.000 m³ chacun, conçus pour stocker le pétrole brut provenant de l'unité de traitement. Ces bacs sont reliés à un manifold permettant de mettre chacun d'eux soit en réception, en décantation ou en expédition.

Chaque bac est protégé par un réseau de mousse et une couronne de refroidissement reliés au réseau incendie.

L'unité expédition est conçue pour expédier le pétrole traité et stabilisé vers la station DTR de Masdar.

✓ STATION GAZ LIFT :

Le but de cette station est de comprimer 30.000 m³/jour de gaz traité provenant de l'unité optimisation, d'une pression de 49.5 bars à une pression de 125 bars afin de lifter les puits producteurs de pétrole brut en vue d'accroître leur potentiel de production et améliorer le taux de récupération des réserves. Cette station est composée de :

- Deux compresseurs alternatifs bi-étagés, à disposition horizontale et à pistons opposés et double effet NUOVO PIGNONE.
- Un ballon de séparation de condensât,
- Trois ballons anti-pulsations, un ballon pour l'aspiration et deux pour le refoulement,
- Un circuit d'eau de refroidissement des compresseurs,
- Un circuit d'huile de graissage,
- Un aéroréfrigérant,
- Une unité de compression d'air de service.

1.6.2. UNITE TCF (Turbo Compressor Facilities):

✓ STATION MP BOOSTER :

Le but de cette station est d'augmenter la pression du gaz provenant des séparateurs MP₁ du CPF de 13 à 40 bars qui représente la pression d'aspiration du premier étage des turbocompresseurs.

Le gaz refoulé par le MP Booster passe par une unité de séchage de gaz appelé TEG avant qu'il n'arrive aux trains de compression

Ce booster aspire le gaz avec un débit de 6700000 Sm³/jour et tourne à une vitesse de 6720 tr/min.

✓ UNITÉ DE SÉCHAGE DE GAZ TEG (Tri Ethylène Glycol) :

Le gaz contient de l'eau à l'état vapeur, cette eau peut se condenser dans les lignes d'injection vers les puits et dans les différentes conduites, le gaz contient aussi du CO₂ ; à haute pression, le CO₂ en présence d'eau liquide forme de l'acide carbonique qui attaque le matériau des conduites : c'est la corrosion.

Pour éviter ces problèmes d'eau et débarrasser le gaz de cette dernière avant qu'elle soit acheminée vers les puits producteurs et injecteurs, on a prévu une station de déshydratation de 4 trains qu'on appelle station TEG.

La station TEG reçoit les gaz provenant des séparateurs HP du CPF et du refoulement du MP booster avant qu'ils n'arrivent aux turbocompresseurs (trains de compression du TCF).

L'unité de déshydratation du gaz du TEG est composée de deux sections :

- La section déshydratation.
- La section régénération.

La section déshydratation est composée principalement de 3 équipements principaux :

- Un ballon d'entrée.

- Un contacteur.
- Un ballon de sortie.

Le ballon d'entrée permet d'éliminer tous les liquides présents dans le gaz humide à déshydrater.

Le contacteur est un ballon vertical composé de plateaux à calottes. Ces plateaux sont conçus pour permettre un contact intime entre le gaz et le glycol.

Le ballon de sortie est conçu pour retenir le TEG sous forme de mousse ou liquide afin de l'extraire du gaz sec quittant le contacteur. Le TEG récupéré est admis vers la section de régénération.

La section régénération est composée de :

- Un ballon de flash
- Un système de filtration du TEG comprenant 2 filtres : l'un à cartouche et l'autre à charbon
- 2 échangeurs de chaleur
- Un rebouilleur de glycol.
- Un réservoir tampon de TEG
- 2 Pompes à pistons.
- Un ballon de torche.

Le ballon de flash sert à éliminer les hydrocarbures que le TEG a pu absorber dans le contacteur pendant la phase de déshydratation.

Les deux filtres servent à filtrer le glycol des hydrocarbures une deuxième fois.

Les échangeurs servent à refroidir le glycol provenant du rebouilleur.

Le rebouilleur sert à bouillir le glycol à une température de 180°C afin de vaporiser l'eau.

Le réservoir tampon sert à stocker le glycol.

Le procédé de la station est expliqué ci dessous :

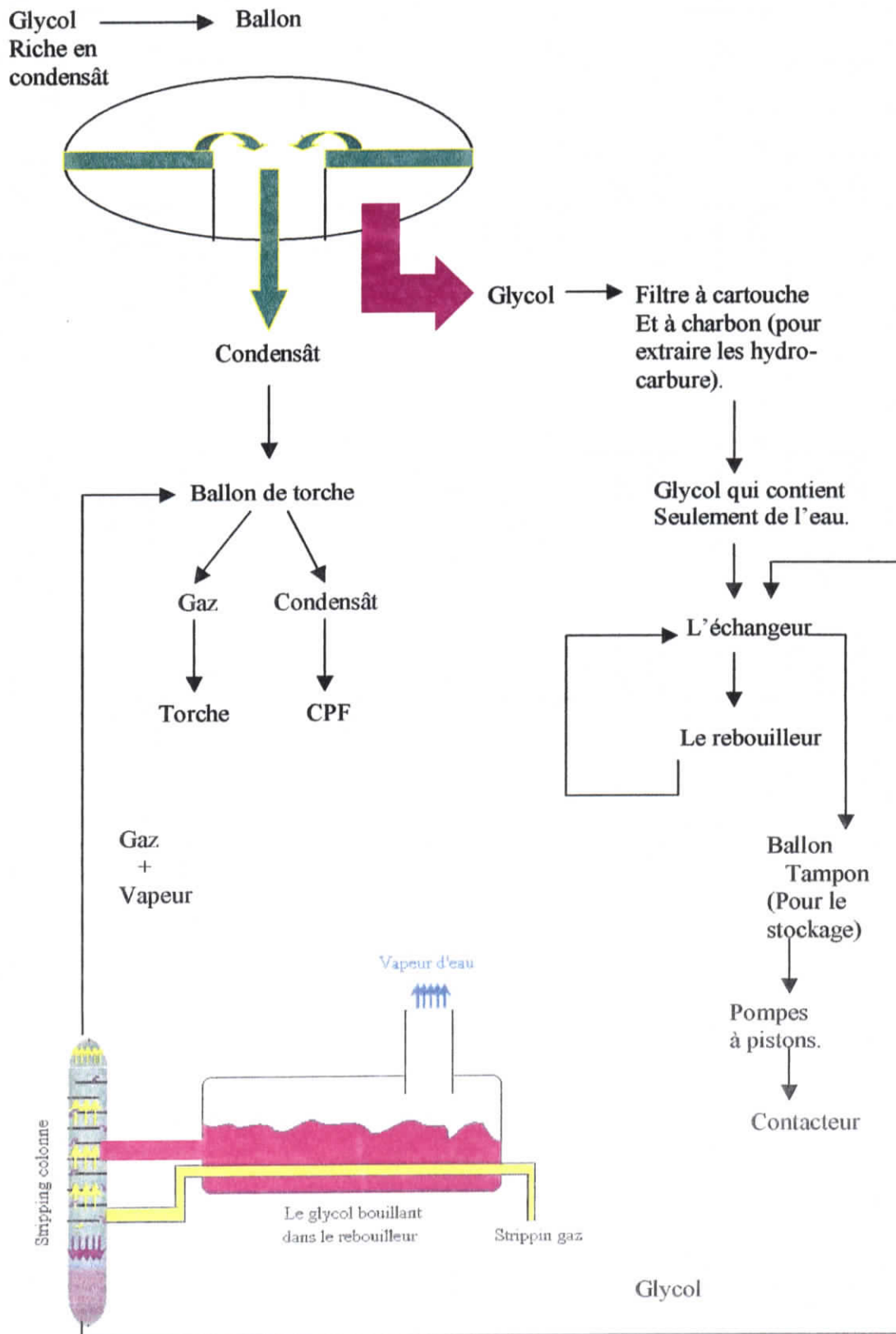


Figure 1.4. Illustration du procédé de la station TEG

✓ STATION DE COMPRESSION :

Cette dernière est constituée de quatre trains de compression identique, chaque train est composé d'un compresseur centrifuge tri-étagés conçu par NUOVO PIGNONE, qui est entraîné par une turbine à gaz GE. Ces turbocompresseurs ont des auxiliaires comme les pompes de lubrification..... etc.

Les compresseurs centrifuges sont de type BCL (Barrel Closed impeller Free vortex).

✓ FUEL GAZ :

Le fuel gaz utilisé dans les turbines qui entraînent les compresseurs centrifuges provient soit du gaz importé du champ de ZINA, soit de celui récupéré des stations TEG, et comme source secondaire, nous avons une alimentation à partir de la tête de colonne de stabilisation ainsi que le refoulement du MP Booster.

I.7. Description du procédé :

Le gaz de procédé qu'on utilise sur le train B provient de deux sources différentes et cela, selon les besoins de l'exploitant.

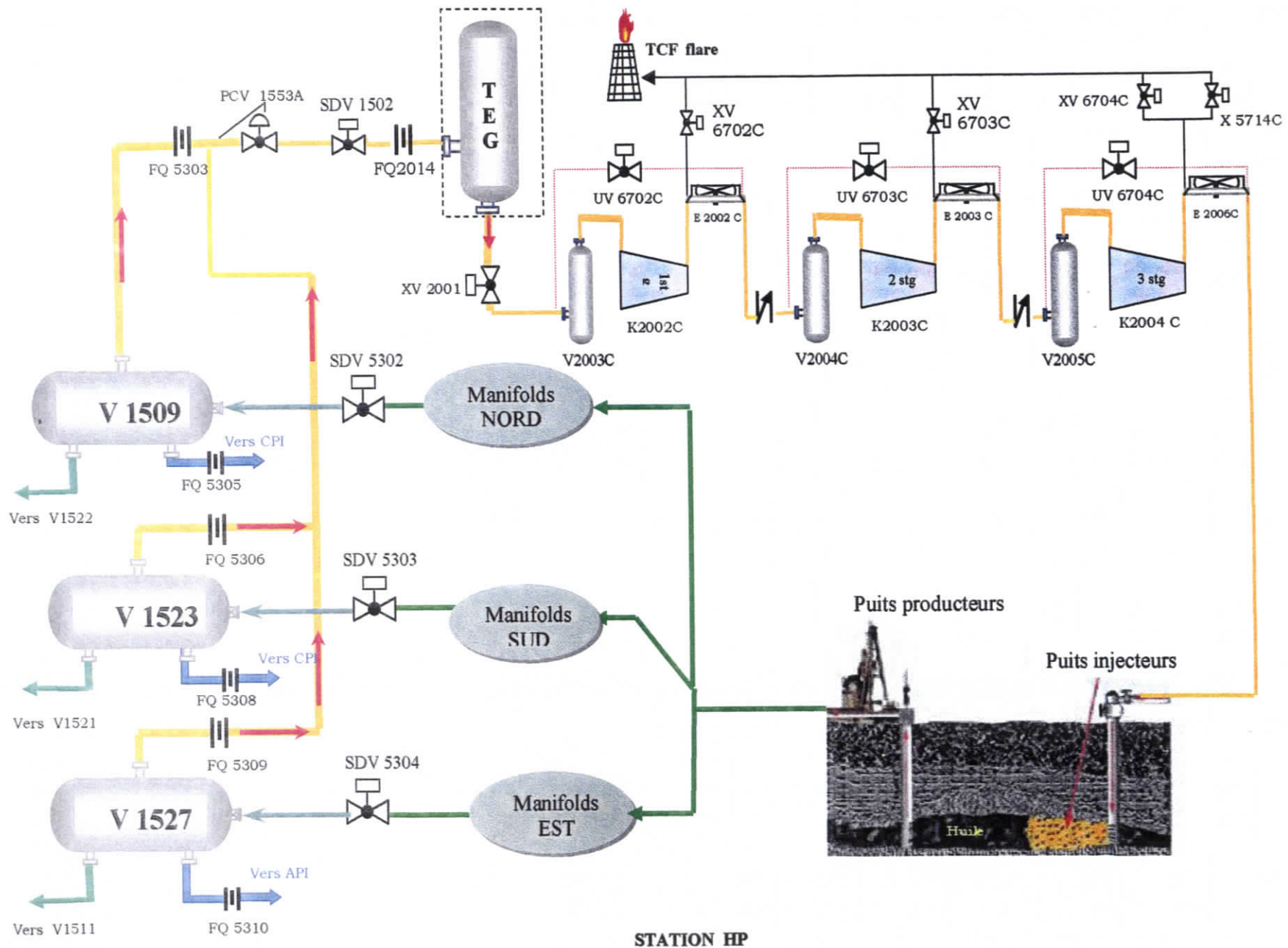
I.7.1. Gaz local :

Le gaz local est celui qu'on extrait des puits qui se trouvent sur le champ de REB. Ce dernier passe par plusieurs parcours selon sa pression.

✓ Gaz HP (Haute pression) :

En le récupérant des puits à haute pression (RB 12/19/43/45/54/55/57/59/60), le brut passe par des séparateurs adéquats HP (V1527, V1523, V1509).

Le gaz extrait du brut sera acheminé automatiquement vers une station de déshydratation au glycol. Une fois le gaz séché, il passera par des ballons de séparation propres au train de compression; comme dernière étape, le gaz passera dans 3 étages de compression et à chaque fois comprimé, on le refroidit dans des aéro réfrigérants inter étages puis il sera acheminé vers les puits injecteurs à une pression de 300 bars.



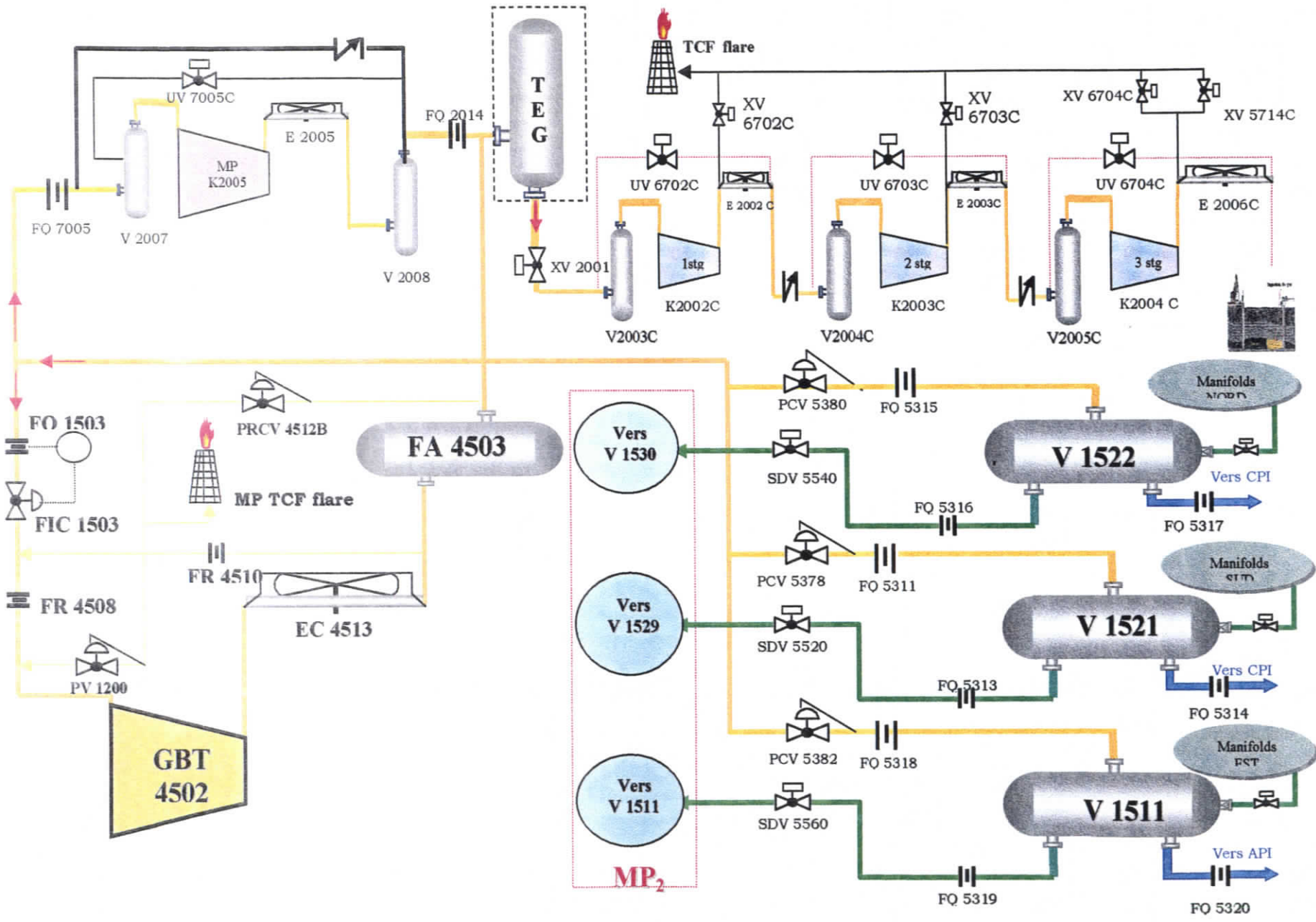
✓ Gaz MP (moyenne pression) :

Cette station est peu différente de la précédente car le brut provient des puits de moyenne pression comme le :
(RB 18/26/36/39/40/42/44/46/47/52/53/65/67/75/82), il provient aussi des séparateurs HP comme brut non séparé totalement. Cette station est subdivisée en deux sous-stations MP₁ et MP₂.

• MP₁ :

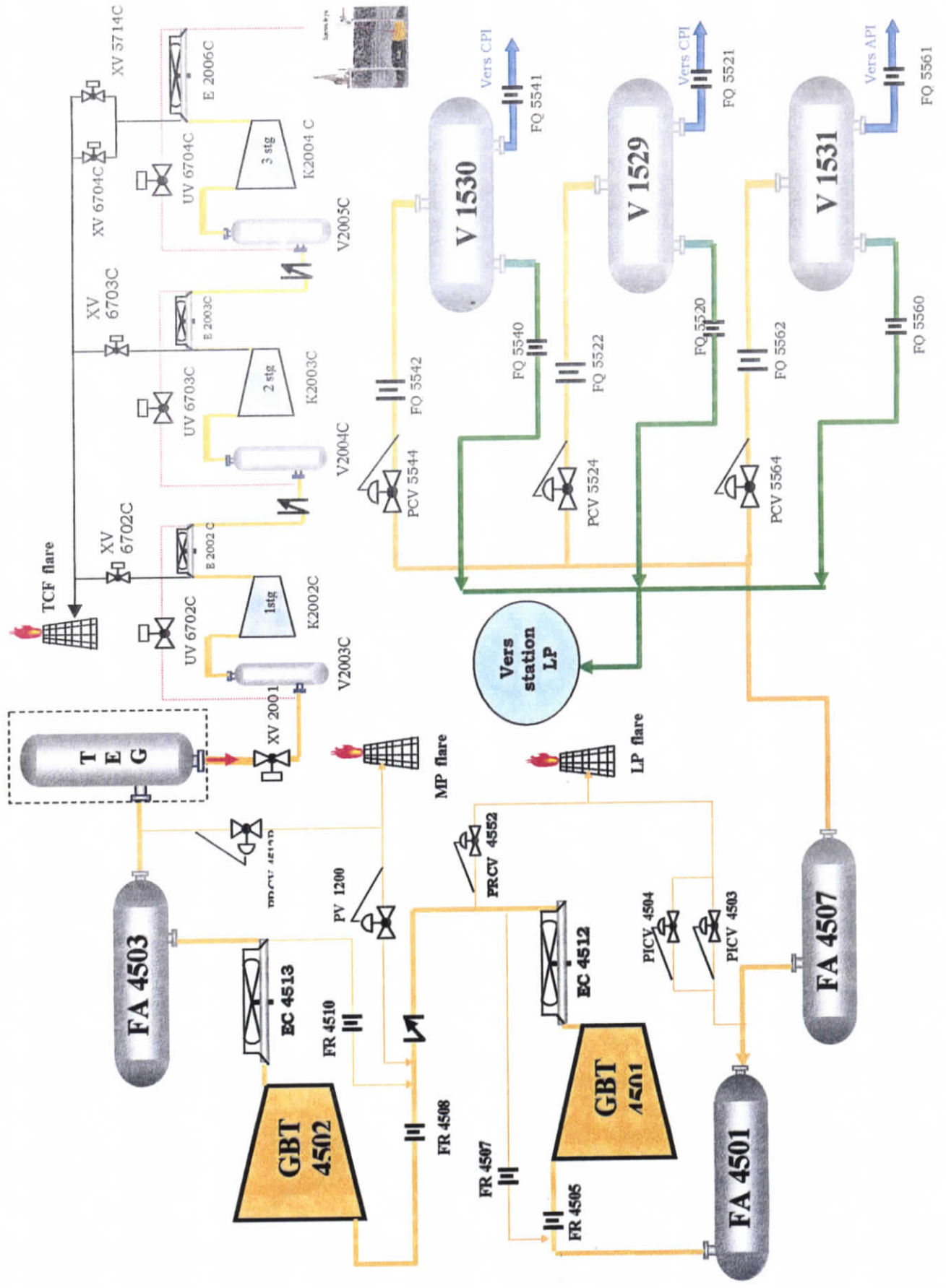
On indiquera dans cette station que le brut qui provient des puits MP ainsi que celui de la station de séparation HP alimentent les séparateurs MP₁ (V1521, V1522 et V1511). Le gaz sortant de ces séparateurs (MP₁) doit être comprimé à cause de sa pression insuffisante avant l'admission du premier étage du train B (turbocompresseur).

Le gaz passera donc par un petit ballon de séparation en amont du compresseur MP Booster qui est refroidi après la compression dans un aéro réfrigérant tout en rejoignant une autre fois un autre ballon de séparation pour l'élimination de l'eau. Même chose que le gaz HP, le passage par la station de séchage au glycol est indispensable. L'opération de compression qui vient après est la même que celle du HP.



• MP₂ :

Cette deuxième station à moyenne impulsion a été conçue pour faire chuter la pression du brut récupéré des séparateurs MP₁ afin d'avoir une meilleure séparation et utiliser le gaz récupéré pour la compression ; Tout en parcourant deux autres séparateurs le FA 4507 ainsi que le FA 4501 avant de passer par le turbocompresseur GBT 4501. Une fois le gaz comprimé, il sera refroidi à travers un aéro réfrigérant EC 4512 puis comprimé une deuxième fois en passant par le turbocompresseur GBT 4502, refroidi par le EC 4513 puis séparé au niveau du séparateur FA 4503 avant d'être acheminé vers la station du séchage par le glycol TEG; ensuite, l'opération de compression qui vient après est la même que celle du HP.

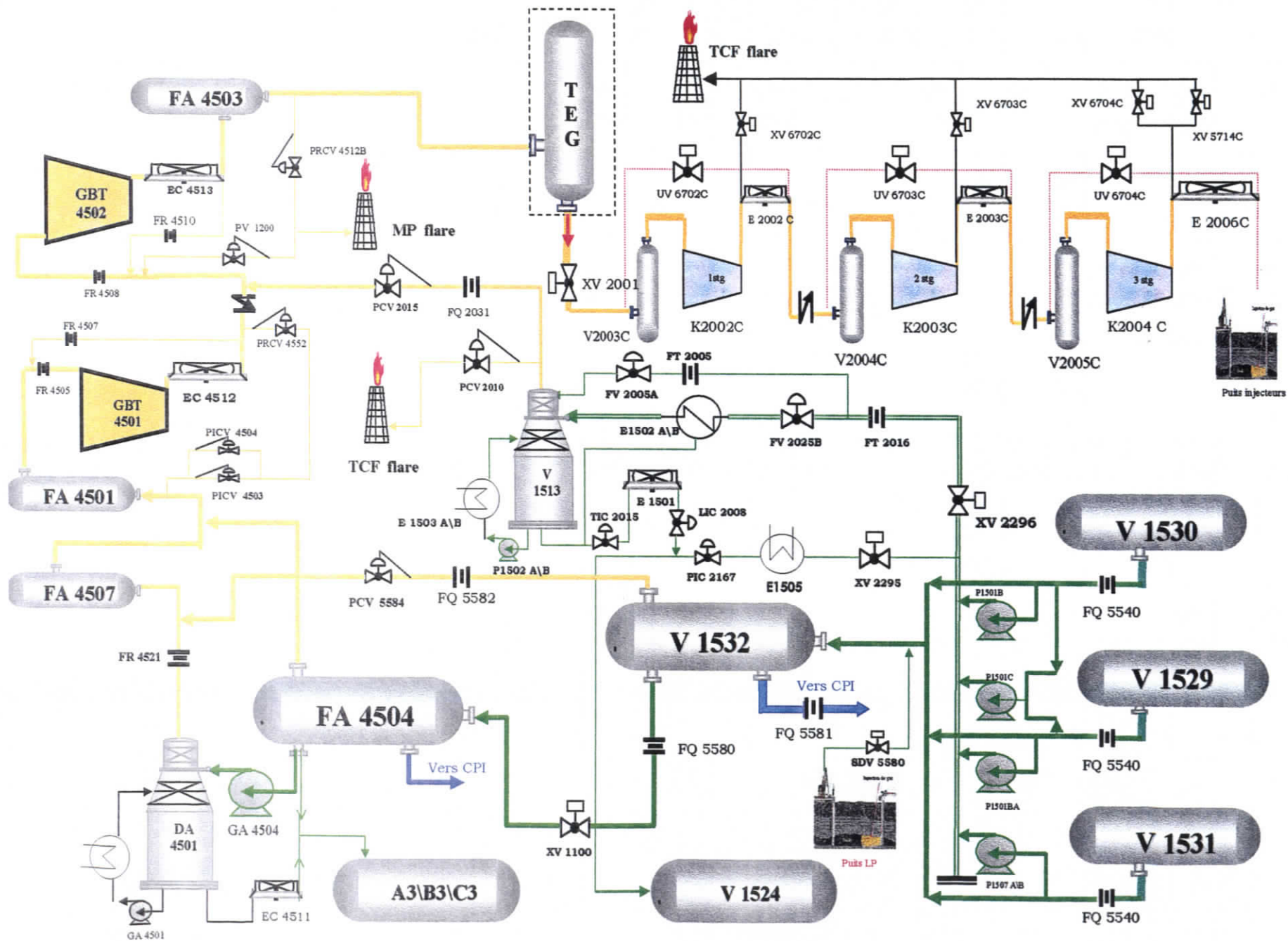


✓ GAZ LP (basse pression) :

Cette station a été conçue pour le gaz à basse pression; ce dernier est récupéré de deux points différents.

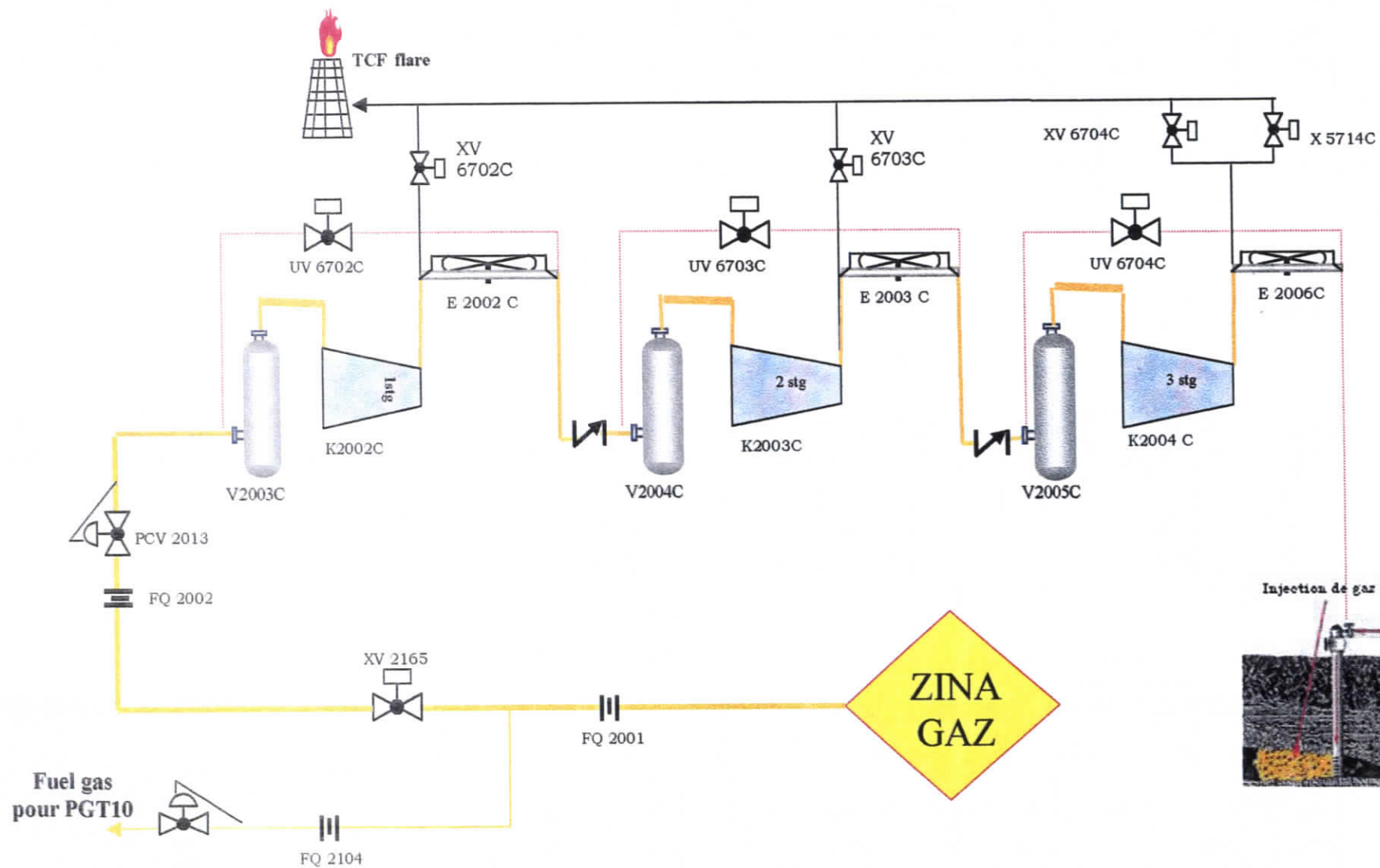
Une première partie du brut récupéré par la station MP₂ sera mélangé avec celui des puits LP comme les RB (10-25-34-35-37-50-58-63-66-70-74-76-78-79-80-85-41-49), automatiquement acheminé vers le séparateur V1532; une fois séparé, le gaz passera directement par le FA 4507 tandis que le brut subira une deuxième séparation en passant par le FA 4504; le gaz de ce dernier séparateur alimentera le FA 4501 puis l'aspiration du turbocompresseur GBT 4501; une fois refroidi, il passera par l'aspiration du 2^{ème} étage GBT 4502; refroidi après la compression, il sera acheminé vers le séparateur FA 4503 avant d'atteindre la station de séchage par le glycol TEG ensuite la station de compression HP; en ce qui concerne l'huile récupérée par le FA 4504, en utilisant la pompe GA 4504, elle sera envoyée vers le stabilisateur LP DA 4501, son gaz récupéré traversera le FA 4507, FA 4501, GBT4501, GBT4502, FA 4503 ainsi que la station de séchage par glycol et enfin la compression HP sur le train B.

La deuxième partie du brut récupéré de la station MP₂ sera conduite vers le stabilisateur HP en passant avant par un échangeur E1502, une fois séparé dans le V1513, le gaz alimentera l'aspiration du turbocompresseur GBT4502, une fois refroidi à travers l'aéroréfrigérant EC 4513, il sera séparé des condensats dans le FA 4503 ensuite séché par la station TEG et en fin de parcours, il alimente l'aspiration de la station de compression HP (train B) bien séparé des condensats et séché de l'eau.



I.7.2. Gaz ZINA :

Ce gaz provient d'un champ appelé ZINA, il est délivré au champ REB à la pression voulue d'autant plus qu'il ne nécessite pas un séchage car c'est un gaz (dry and sweet) ce qui veut dire un gaz sec et doux, donc il passe directement au train de compression.



GAZ ZINA



CHAPITRE II

Généralités sur les compresseurs centrifuges

Présentation générale :

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

Il existe deux grandes familles de compresseurs : les compresseurs volumétriques et dynamiques.

Pour les compresseurs volumétriques (par exemple le compresseur alternatif), un transfert mécanique d'énergie permet la réduction physique d'un volume contenant le gaz.

Pour les compresseurs dynamiques (par exemple le compresseur centrifuge et axial), des forces aérodynamiques permettent d'apporter au gaz de l'énergie qui sera transformée en pression.

L'objet de ce chapitre est d'étudier les compresseurs dynamiques d'une manière générale et les compresseurs centrifuges d'une manière particulière.

II.1. Différents types de compresseurs :

Voici, présenté sous une forme arborescente, les différentes technologies de compresseurs.

Nous présentons également, dans le diagramme de la figure 2.2, en fonction du débit aspiré et de la pression de refoulement, la plage de fonctionnement des différents types de compresseurs.

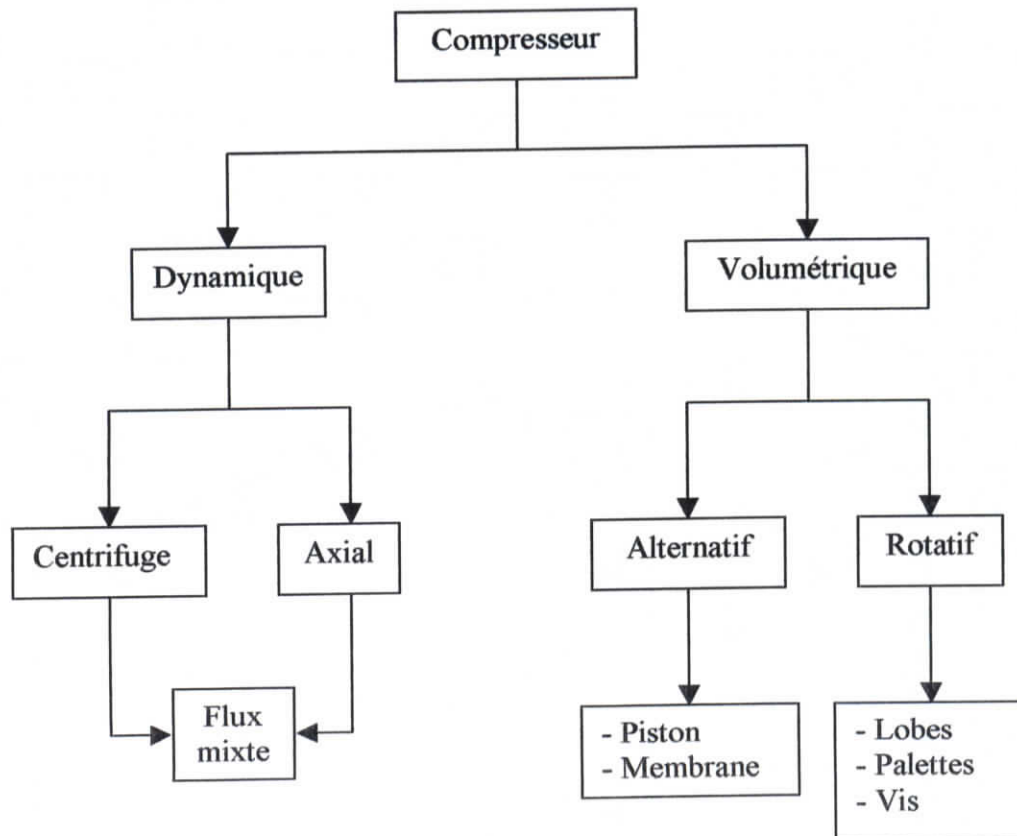


Fig.2.1. Classification des compresseurs.

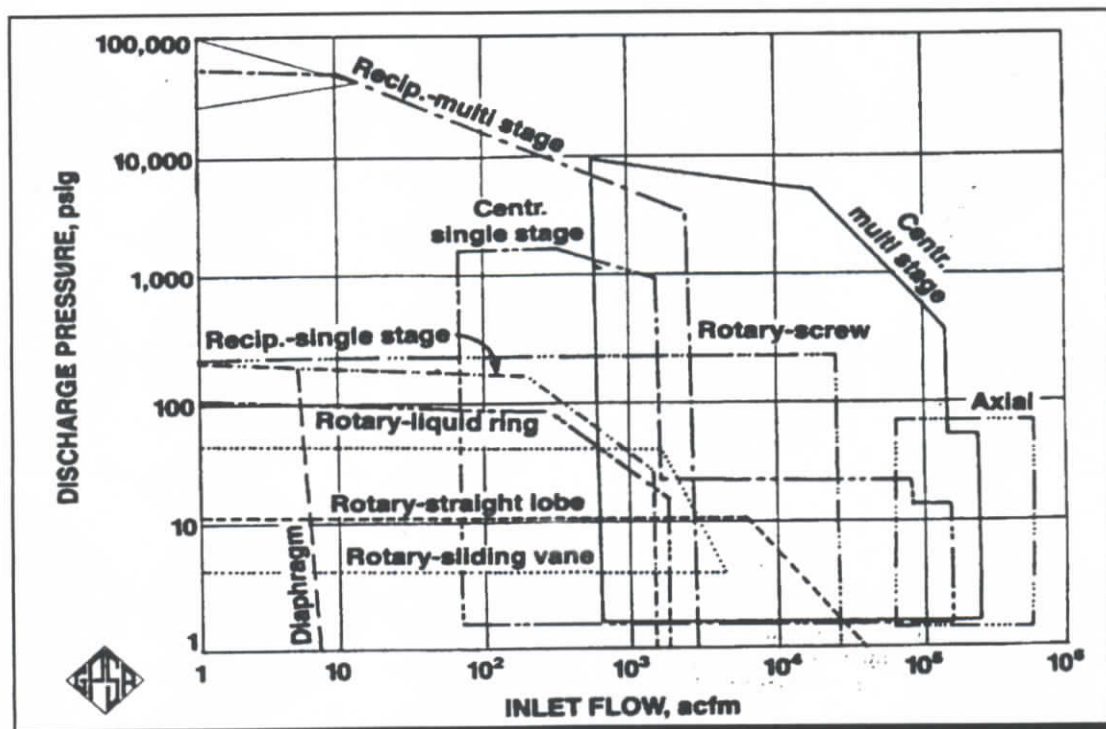


Fig.2.2. Plage de fonctionnement des différents types de compresseurs.

Ce diagramme est la meilleure preuve qu'il n'existe pas de solution universelle et que chaque technique a une zone d'emploi préférentielle, avec, bien entendu, des plages de recouvrement à leurs frontières respectives.

II.2. Le compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est une machine dynamique à écoulement continu du fluide. Il est constitué d'une série de roues tournant à grande vitesse à l'intérieur d'un stator constituant ce qu'on appelle les diffuseurs et les canaux de retour. La compression s'effectue de façon dynamique par accélération et décélération du gaz à travers les différents canaux de la roue et du diffuseur. Le canal de retour connecte le gaz à la sortie du diffuseur et alimente la roue suivante.

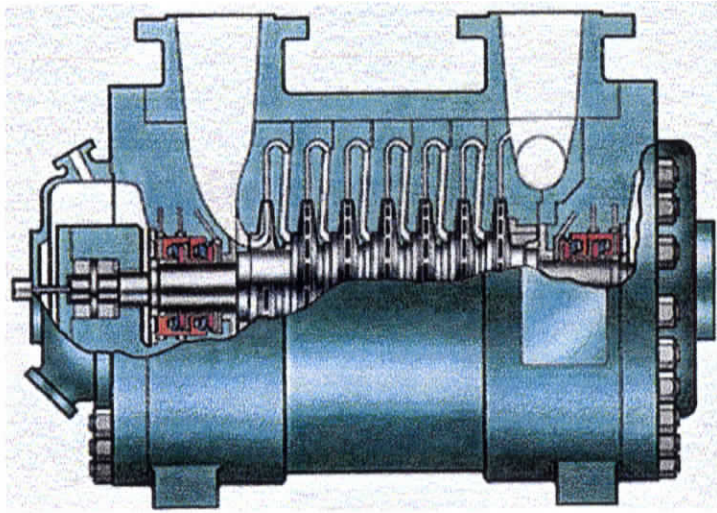


Fig.2.3. Compresseur centrifuge.

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés et de la pression nominale.

Voulant les classifier, on peut adopter les subdivisions suivantes:

II.2.1. COMPRESSEURS AVEC CORPS OUVERTS HORIZONTALEMENT :

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

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

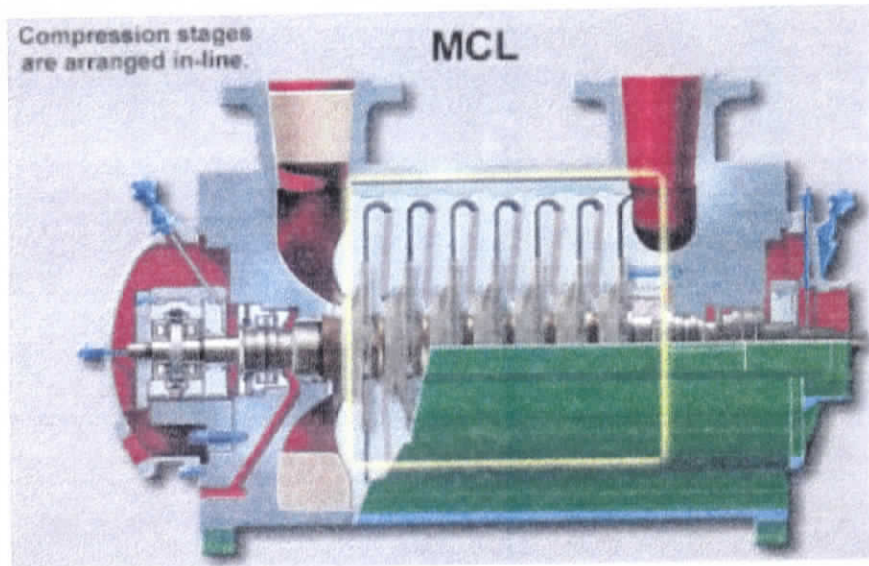


Figure 2.4. Compresseur centrifuge avec corps ouvert horizontalement.

II.2.2. COMPRESSEURS AVEC CORPS OUVERTS VERTICALEMENT :

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseur est dénommé « baril » BCL. Ces compresseurs généralement multi étagés, peuvent marcher à des pressions élevées (jusqu'à 700 Kg/cm²).

Le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps ne diffèrent pas fondamentalement de ceux des compresseurs MCL.

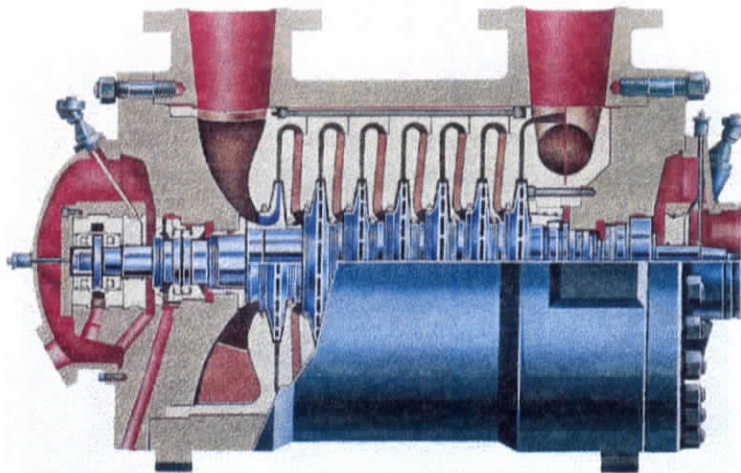


Figure 2.5. Compresseur centrifuge avec corps ouvert verticalement.

II.2.3. COMPRESSEURS AVEC CORPS EN FORME DE CLOCHE :

Les compresseurs "barrel" à haute pression ont des corps en forme de cloche et sont fermés par des segments au lieu des boulons

Ils ont un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel. Les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc.

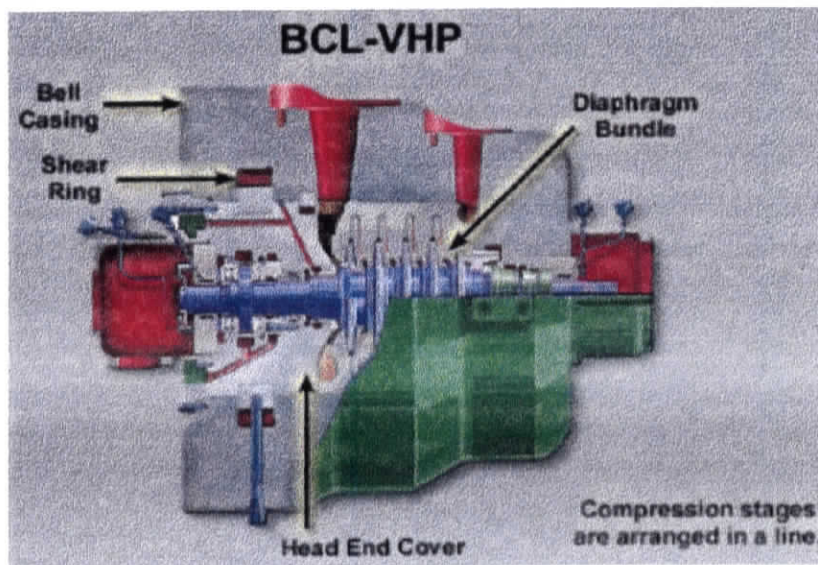


Figure 2.6. Compresseur centrifuge en forme de cloche.

II.2.4. COMPRESSEURS TYPE "SR" :

Il s'agit de compresseurs appropriés pour des services à des pressions relativement basses. Leur caractéristique est d'avoir plusieurs arbres et les roues relatives montées en porte-à-faux. Normalement la roue est du type ouvert, c.a.d sans contre-disque, pour permettre des vitesses périphériques élevées avec de bas niveaux de contraintes et des taux élevés de compression pour chaque étage. L'aspiration de chaque roue est coaxiale tandis que le refoulement est tangentiel. Ces compresseurs sont généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques etc.

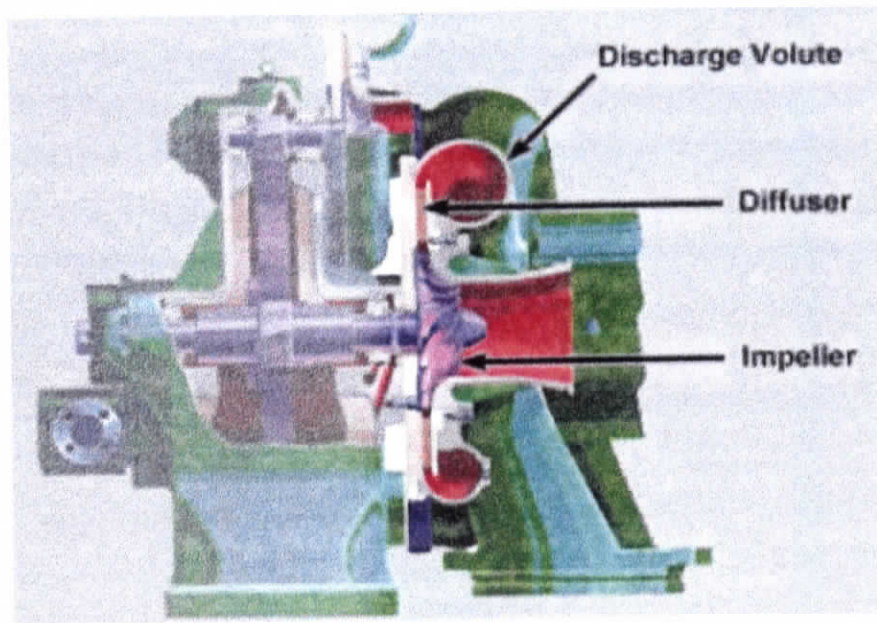


Figure 2.7. Compresseur centrifuge type SR.

II.3. Les organes constituant le compresseur :

II.3.1. Le bâti :

Appelé aussi corps pour un compresseur centrifuge, ses enveloppes ainsi que les couvercles d'extrémité sont obtenus par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler.

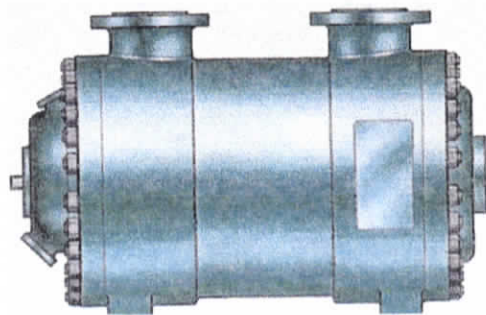
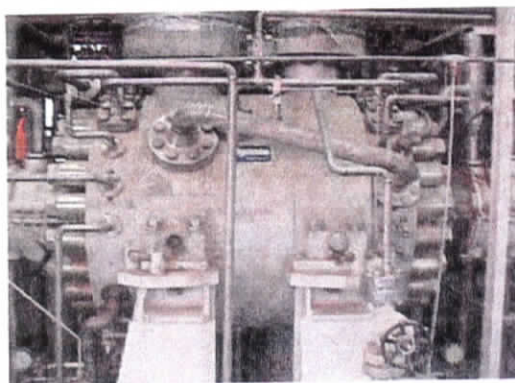


Figure 2.8. Le bâti.

II.3.2. Diaphragmes :

Les diaphragmes constituent le profilage fluodynamique de la partie fixe du compresseur. Ils sont divisés en quatre types: d'aspiration, intermédiaires, entre étages et de refoulement.

Le diaphragme d'aspiration a la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue; au cas où le réglage du débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables, qui sont commandées de l'extérieur, ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue.

Les diaphragmes intermédiaires ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression et le canal de retour pour diriger le gaz à l'entrée de la roue successive.

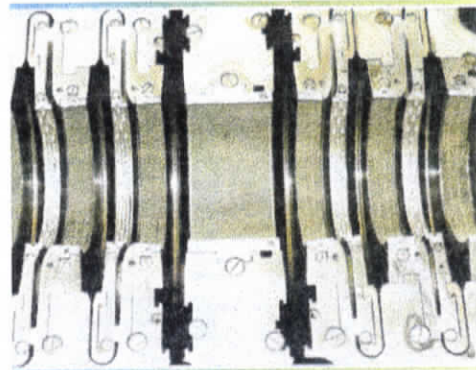


Figure 2.9. diaphragmes

Les diffuseurs peuvent être du type à vortex libre ou à aubes : ces dernières, si d'un côté améliorent le rendement de la transformation, de l'autre, elles réduisent l'élasticité de la machine.

Le diaphragme de refoulement forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.

Les diaphragmes entre étages séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées.

Les diaphragmes, pour des raisons évidentes d'installation dans le rotor, sont divisés en deux moitiés. Fondamentalement ils ne diffèrent pas suivant qu'ils sont installés sur des compresseurs "barrel" ou sur des compresseurs ouverts horizontalement; la seule différence réside dans leur logement dans le corps.

Dans les compresseurs "barrel" les demi-diaphragmes sont reliés entre eux par des tirants de manière à former deux ensembles distincts; ces derniers sont ensuite réunis, après l'installation du rotor, par des vis. L'ensemble est monté axialement dans le corps.

Dans les compresseurs ouverts horizontalement les diaphragmes sont installés un à un dans les deux demi-corps; à cette fin la surface extérieure de chaque diaphragme présente une rainure correspondant à un relief sur le corps. Chaque diaphragme est monté en le descendant dans le demi-corps.

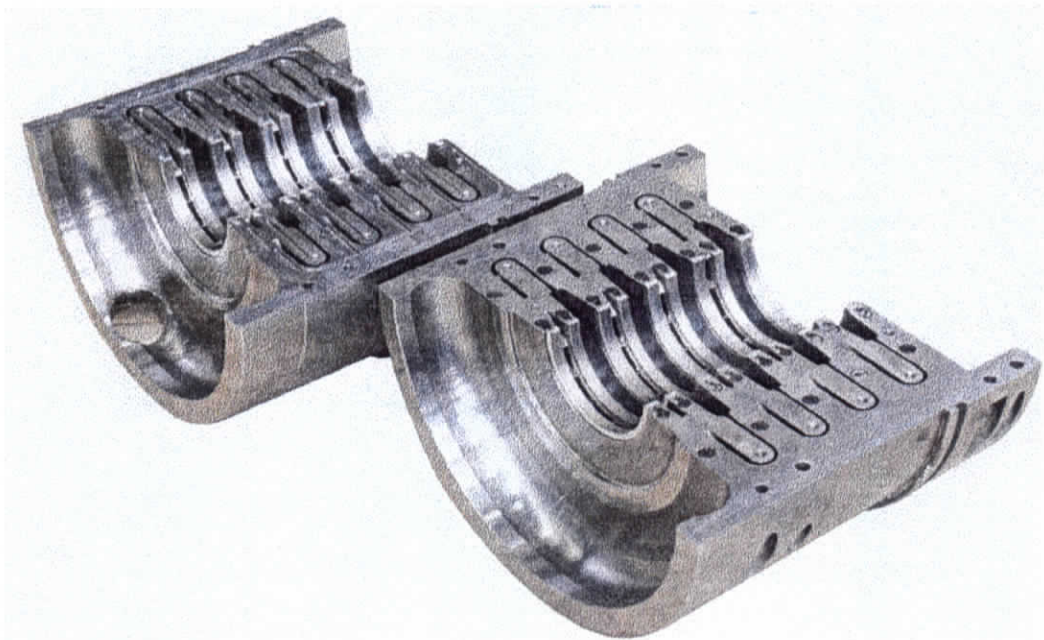


Figure 2.10. Les demi - diaphragmes

II.3.3. Rotor :

La partie rotor du compresseur centrifuge est composée par l'arbre, les roues, le cylindre d'équilibrage, le collet du palier de butée, le moyeu de l'accouplement d'entraînement et par un certain nombre de manchons et de douilles intermédiaires.

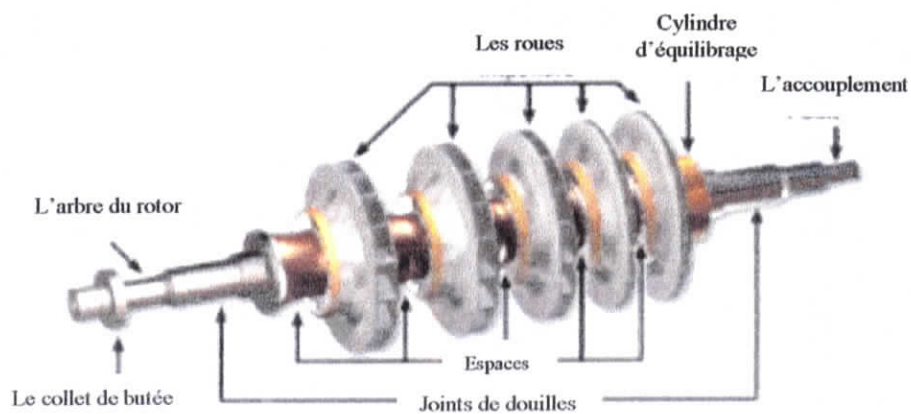


Figure 2.11. Le rotor.

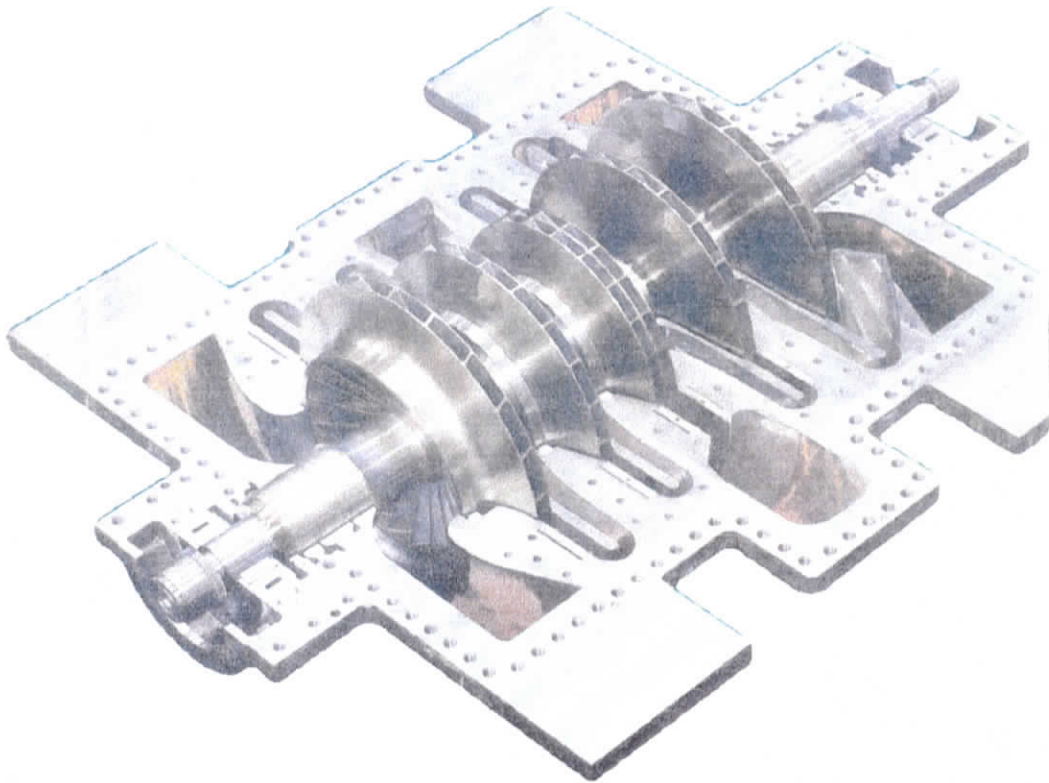


Figure.2.12. Photo du rotor et diaphragme réunis

• **Arbre :**

L'arbre est constitué d'une partie centrale, normalement à diamètre constant, où sont montées les roues et les douilles intermédiaires et de deux extrémités aux diamètres opportunément réduits où travaillent les paliers et les étanchéités d'extrémité

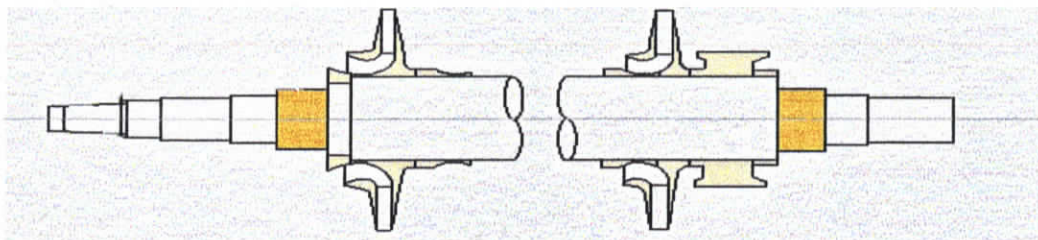


Figure 2.13. L'arbre.

L'arbre est dimensionné de manière à avoir la plus grande rigidité possible en réduisant l'entraxe et en augmentant le diamètre, (dans La mesure où l'étude fluo dynamique le permet) pour obtenir un comportement flexionnel meilleur.

• Roues :

Les roues sont constituées de deux disques, appelés disque et contre disque, unis par des aubes, elles sont calées à chaud sur l'arbre et fixées par une ou deux clavettes. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et pression, la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. La roue est sujette à la pression de refoulement du côté du disque (voir la figure) et de l'autre côté, en partie à la même pression de refoulement et en partie à la pression d'aspiration. On a ainsi une poussée qui se dirige vers l'aspiration.

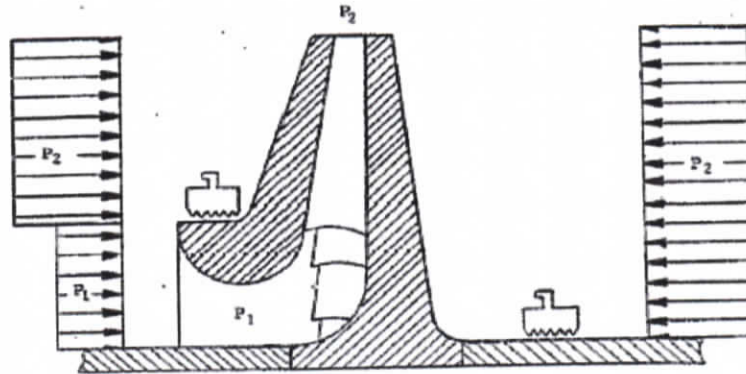


Figure 2.14. Variation de la pression du gaz dans la roue.

Du point de vue de la construction, les roues peuvent être du type ouvert ou fermé. Les roues fermées sont constituées d'un disque, d'un certain nombre d'aubes et d'un contre disque. En général l'aubage est incliné en arrière. Il existe plusieurs méthodes pour joindre ces pièces entre elles mais à présent la seule adoptée par les plus grands constructeurs est le soudage.

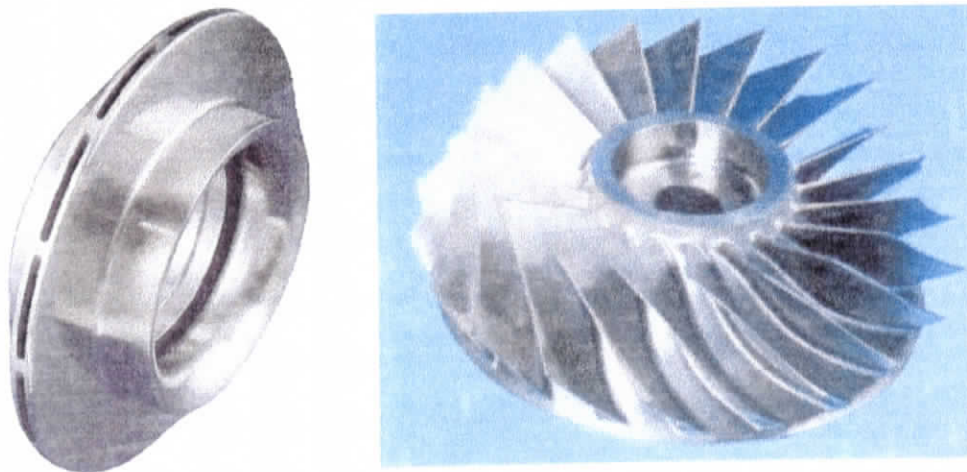


Figure 2.15. Les types de roue (fermée et ouverte).

• Cylindre d'équilibrage :

Pendant le fonctionnement normal, à l'intérieur du compresseur se développe une poussée sur le rotor qui doit être absorbée par le palier de butée.

Cette poussée est due essentiellement à la distribution des pressions agissant sur la roue

Il est évident que l'augmentation de pression développée par la roue produit un effort vers l'aspiration exprimé par le produit de cette dernière par la surface comprise au-dessous de l'étanchéité sur le contre-disque.

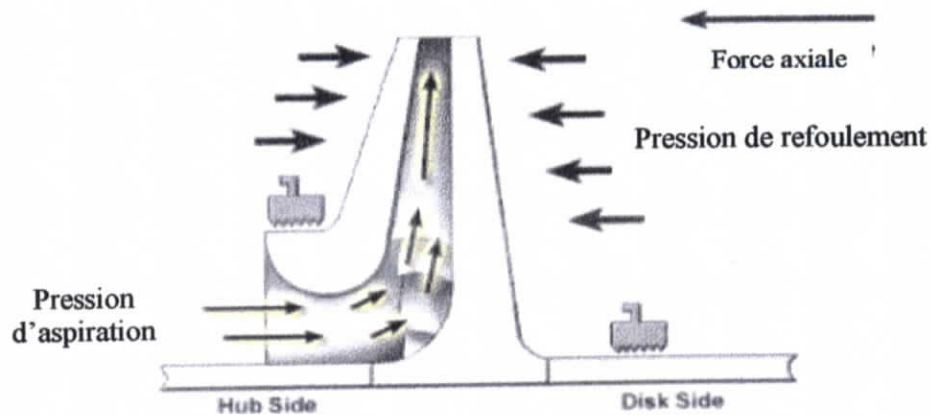


Figure 2.16. Illustration du sens de l'effort produit.

La somme de ces poussées est généralement assez remarquable et souvent dépasse les capacités du palier de butée.

Par conséquent on a prévu un cylindre d'équilibrage; ce dernier est monté après la dernière roue; en mettant sa surface opposée sous la pression d'aspiration et en dimensionnant opportunément son diamètre, on produit une poussée de l'aspiration vers le refoulement telle à équilibrer la poussée provenant des roues.

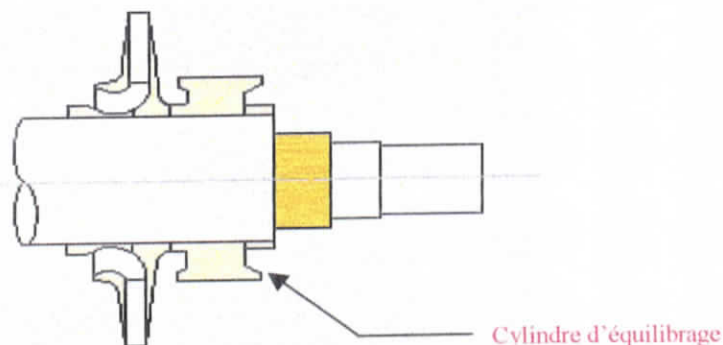


Figure 2.17. Le cylindre d'équilibrage.

L'équilibrage n'est pas complet mais la poussée résiduelle peut être aisément supportée par le palier de butée de manière à ne pas créer des imprécisions sur le positionnement du rotor.

Outre les poussées suscitées, il en existe d'autres, comme la poussée due à la variation de la quantité de mouvement du gaz qui entre axialement dans la roue et sort radialement ou comme la poussée résultant de la non uniformité des pressions agissant sur la roue dans les machines haute pression. Toutefois, ces poussées même si elles doivent être calculées soigneusement, ne sont pas à même à modifier l'essence des choses.

Du point de vue de la forme, il est à noter que la largeur du cylindre d'équilibrage doit être à même de supporter toute la différence de pression développée par le compresseur ; un dimensionnement insuffisant de l'étanchéité entraîne de grosses fuites de gaz vers l'aspiration et une diminution conséquente des performances du compresseur.

II.3.4. Arbre d'accouplement:

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



Figure 2.18. L'arbre d'accouplement.

En général, on utilise des accouplements dentés qui peuvent être à graissage continu ou à remplissage. Les premiers sont à graissage continu à huile, aptes pour les hautes vitesses de rotation et sont pratiquement les plus employés pour les compresseurs. Les deuxièmes sont les accouplements hermétiquement clos qui sont généralement lubrifiés par de la graisse ajoutée de temps en temps : ils sont employés seulement pour coupler les arbres lents.

II.3.5. Collet du palier de butée :

Le collet est construit en acier au carbone type C40. Normalement, il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

II.3.6. Douilles intermédiaires :

Les douilles intermédiaires sont des manchons positionnés entre les roues; elles ont un double but: le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs (en général, elles sont en X15C13, un acier inoxydable contenant 0-15 % de carbone

et 13 % de chrome), l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

II.3.7. Douilles sous les garnitures d'étanchéités à huile :

Les douilles sous la garniture d'étanchéité à huile sont en acier de carbone revêtu de matériaux de dureté élevée (600 Brinell) type Colmonoy.

Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et rayures éventuelles et en outre, peuvent être remplacées facilement.

II.3.8. Etanchéités :

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

• Garnitures à labyrinthe :

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

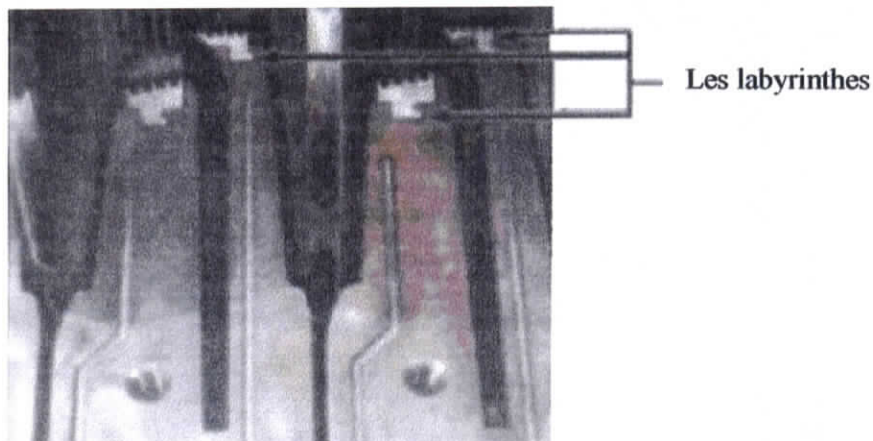


Figure 2.19. Garniture à labyrinthe.

Les garnitures à labyrinthe sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement. Au cas où la moindre fuite de gaz ne serait pas admise, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

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

• Garnitures d'étanchéités à huile :

Chaque garniture de bout d'arbre est composée de deux bagues d'acier « antifriction », une bague interne (coté gaz) et une bague externe (coté atmosphère). L'huile d'étanchéité est injectée entre les deux bagues à une pression supérieure d'environ 0.5 bar à la pression du gaz à étancher.

La bague interne supportant une pression différentielle faible engendre un faible débit d'huile contaminée par le gaz. Cette huile peut généralement être recyclée après traitement.

La bague externe supporte une pression différentielle égale à la pression de l'huile d'étanchéité. Le débit d'huile généralement important permet le refroidissement de la bague interne. Cette huile non contaminée retourne directement à la caisse à huile.

• Garnitures mécaniques :

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

Le contact entre le collet et la bague produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissant la garniture avec de l'huile. Pour garantir le graissage de l'interstice contenant le film de lubrifiant entre le collet et la bague il faut avoir une pression différentielle entre huile et gaz assez élevée.



Figure 2.20. Garniture mécanique.

II.3.9. Paliers :

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

Cette solution est adoptée afin de réduire l'entraxe et d'améliorer donc le comportement flexionnel du compresseur.

Dans les machines constituant un train de compression à plusieurs corps et ayant donc deux accouplements la solution suscitée entraînerait une charge due au poids de l'accouplement et du palier de butée sur une des deux extrémités et ceci causerait des problèmes flexionnels étant donné que la concentration de masses se trouve à l'extérieur des paliers porteurs. Dans ce cas le palier de butée est monté à l'intérieur par rapport aux paliers porteurs.

• Paliers porteurs :

A présent les paliers à patins inclinables sont installés sur pratiquement tous les compresseurs. En effet, ils sont plus aptes à faire obstacle aux éventuelles actions de déséquilibre du film d'huile. Leur emploi est subordonné à une étude faite sur ordinateur entraînant la vérification des fréquences de vibration de l'arbre.

Le métal de base adopté dans la construction des paliers est l'acier au carbone. A ce dernier, l'on ajoute, dans les zones de travail des patins, un dépôt en métal blanc anti-frottement, le dépôt est obtenu par fusion et centrifugation.

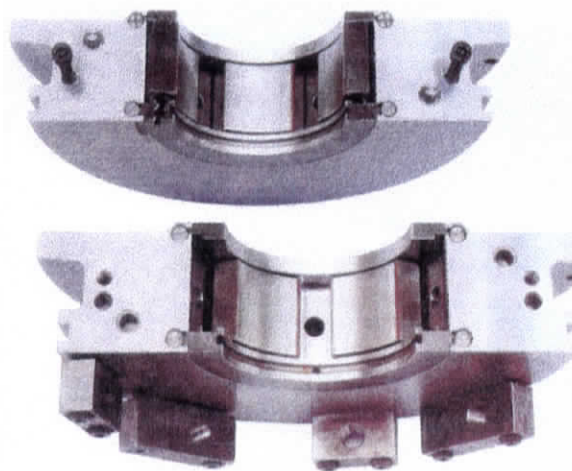


Figure 2.21. Le palier.

• Paliers de butée :

Les paliers de butée installés sur la plupart des compresseurs centrifuges sont du type à patins inclinables et pourvus d'appuis uniforme et répartis de la charge. Les patins travaillent sur un collet qui est monté hydrauliquement sur l'arbre.

Le compresseur, tout en étant étudié de manière à avoir normalement une poussée positive, c.à.d dirigée vers le côté extérieur du palier de butée, est muni de paliers à double effet, pourvus de patins même sur le côté intérieur, pour faire face aux poussées négatives pouvant se produire dans des conditions exceptionnelles (régime transitoire, démarrages.).

Les limites dans le choix du palier à employer sont imposées par la vitesse périphérique du collet qui ne peut pas dépasser 190 m/s et par la charge sur le palier, qui ne doit pas dépasser 50% de la valeur maximum déclarée par le constructeur.

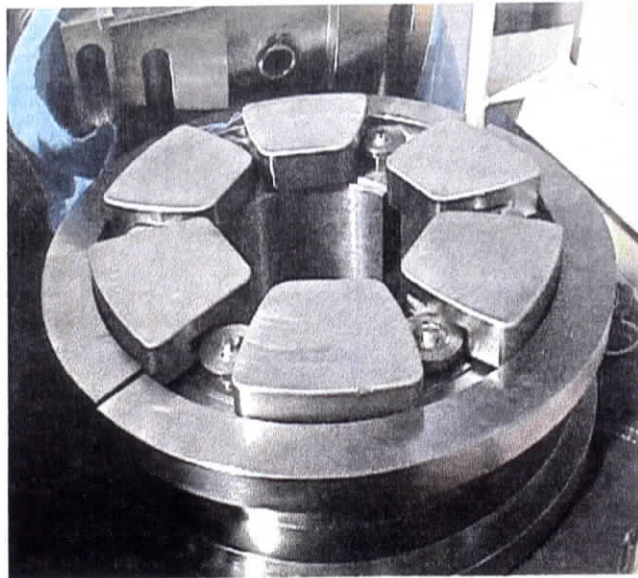
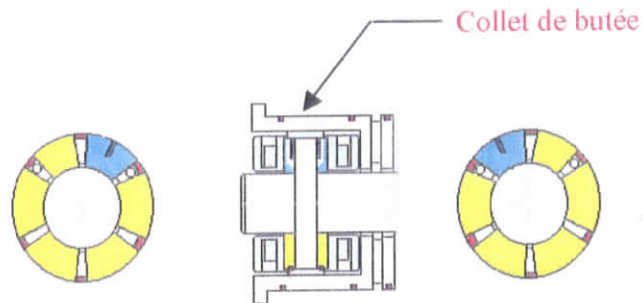


Figure 2.22. Palier de butée.

II.4. Description du K2002/3/4 B :

Notre compresseur tri étagé a tout un équipement auxiliaire qui va avec, pour assurer le bon fonctionnement. Il est entraîné par une turbine à gaz accouplé par un multiplicateur de vitesse (gear box).

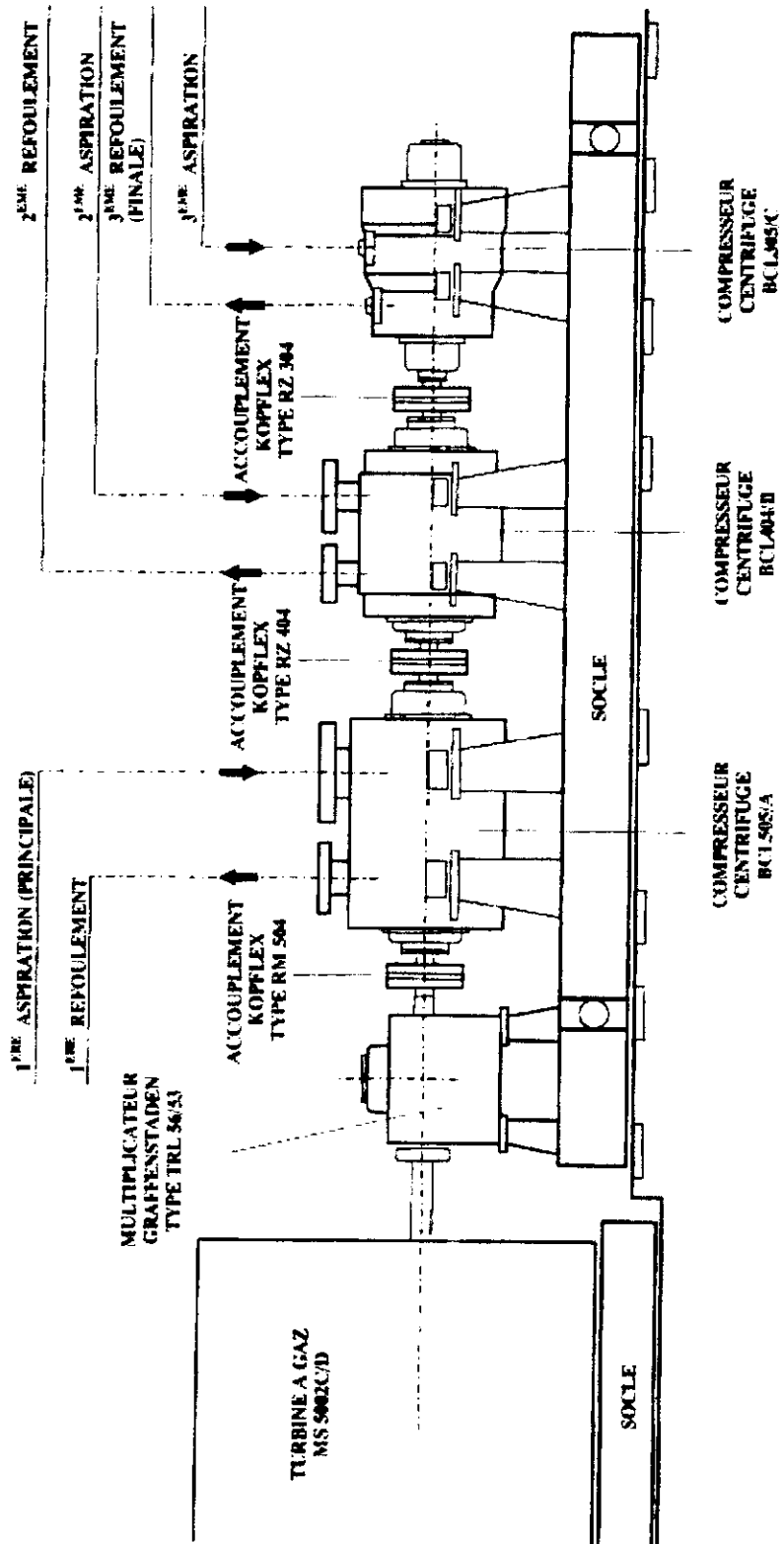


Figure 2.23. Le train de compression K 2002/3/4 B.

II.4.1. Les compresseurs :

Comme nous l'avons décrit auparavant, nos compresseurs sont de type BCL qui appartiennent à NUOVO PIGNONE ayant un corps ouvert verticalement en forme de baril.

1^{er} étage BCL 505 : Compresseur à un étage possédant cinq roues de diamètre 500 mm chacune.

2^{ème} étage BCL 404 : Compresseur à un étage possédant quatre roues de diamètre 400 mm chacune.

3^{ème} étage BCL 305 : Compresseur à un étage possédant cinq roues de diamètre 300 mm chacune.

Les corps de ces compresseurs ont une forme de barillet et sont fermés aux extrémités par deux brides verticales (brides de tête). Ces brides de tête et les surfaces d'accouplement sont usinées avec précision pour un assemblage optimal, ces dernières et le corps sont serrés par des prisonniers pour le BCL 505 et le BCL 404, tandis que pour le BCL 305, ils sont serrés par des secteurs spéciaux (bague anti-coupe) placés en forme radiale, les tuyères d'aspiration et de refoulement sont soudées au corps.

II.4.2. La turbine à gaz :

La présence obligatoire d'un système bielle manivelle et d'un volant moteur ainsi que leur fonctionnement discontinu inévitable dans un moteur à piston rend impossible la concentration d'une grande puissance dans un seul groupe, tout cela réduit le domaine d'emploi des moteurs à pistons. Cet inconvénient est supprimé dans la turbine à gaz. Celle-ci est en effet caractérisée par un rendement élevé, permettant de réaliser de grandes puissances avec un faible encombrement.

Les turbines à gaz sont utilisées dans de grandes installations énergétiques de haute efficacité.

De nos jours, les turbines à gaz sont utilisées dans l'aviation, la marine, la traction ferroviaire et dans les centrales de réinjection de gaz.

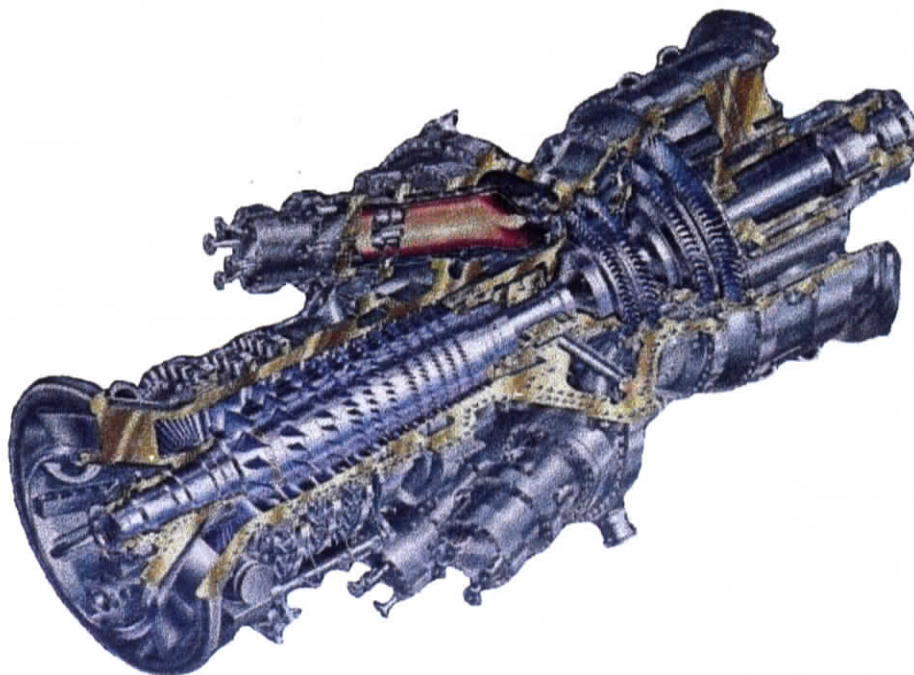


Fig.2.24. Turbine à gaz.

La puissance est évidemment la différence entre la puissance produite par la détente dans la turbine et celle absorbée par le compresseur. Le cycle thermodynamique peut être divisé en trois phases, l'atmosphère se chargeant de la quatrième.

La première phase est la compression, la seconde correspond à l'apport de chaleur dans la chambre de combustion. Une partie de l'air comprimé (de l'ordre de 30 %) est utilisé pour la combustion du combustible gazeux ou liquide, le reste permet de refroidir les parois de la chambre de combustion et mélangé aux gaz chauds ramène la température à une valeur admissible pour la turbine à gaz. La troisième phase est constituée par la détente des gaz chauds.

Pour une installation de turbine à gaz, l'échappement est supposé isobare (car elle est caractérisée par la continuité de son fonctionnement). La pression d'échappement est voisine de la pression atmosphérique.

Dans notre cas, le compresseur est entraîné par une turbine à gaz, La turbine proprement dite, alimentée par les gaz de combustion, fonctionne en détendant ces derniers jusqu'à la pression atmosphérique, libère une certaine quantité d'énergie que l'arbre recueille sous forme mécanique. Compresseur et turbine sont solidaires d'un même arbre qui entraîne par ailleurs la machine réceptrice. Cette dernière ne reçoit donc en fait que l'excès de puissance fournie par la turbine sur la puissance qu'absorbe le compresseur.

Sous sa forme la plus simple, la turbine à gaz comprend trois éléments :

- **Le compresseur axial,**
- **La chambre de combustion,**
- **La turbine.**

• Le compresseur axial :

Le compresseur axial est à 16 étages dont un aubage de pré rotation à l'aspiration et deux aubages redresseurs au refoulement. Le stator est formé de quatre caissons en série bridés entre eux; le premier reçoit le palier porteur avant et le palier de butée; dans les caissons intermédiaires, sont usinées deux chambres pour l'extraction de l'air de refroidissement et d'étanchéité. Le dernier caisson est accouplé à la turbine grâce à une bride verticale.

Tous les caissons sont en deux moitiés (supérieure et inférieure), autrement dit divisés dans la ligne médiane par une bride horizontale afin de faciliter le démontage et l'inspection. Le rotor du compresseur axial se compose de 16 disques unis entre eux par des tirants. L'aubage rotorique est monté avec le pied encastré en "queue d'aronde" à la périphérie des disques. L'aubage statorique est fixé aux caissons à l'aide d'encastresments "en marteau"

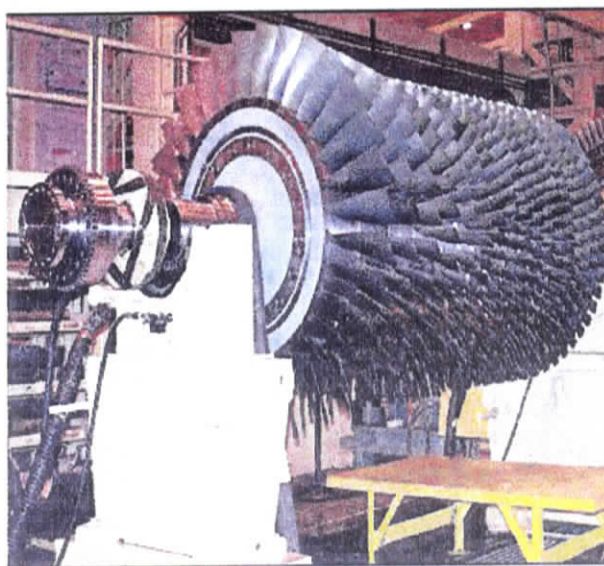


Fig.2.25. Compresseur axial.

• Chambres de combustion :

A l'avant de la turbine, 12 chambres de combustion du type à flux inversé équipent la turbine. Dans chacune est logé un brûleur, un tube de flamme et un convoyeur de gaz. Deux chambres de combustion sont équipées d'autant de bougies rétractables d'allumage, tandis que les deux chambres de combustion opposées sont

équipées de deux révélateurs de flamme. Toutes les chambres de combustion sont reliées entre elles par les tubes de propagation de la flamme; leur fonction est de propager l'allumage de toutes les chambres pendant le démarrage et d'équilibrer ensuite leurs pressions.

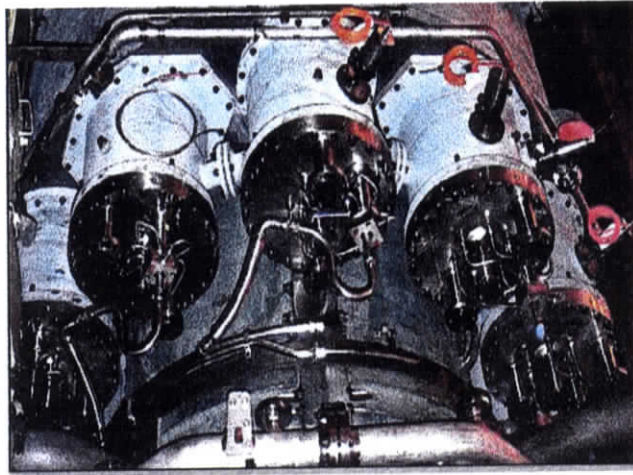


Fig.2.26. Chambres de combustion.

Les différents composants d'une chambre de combustion sont indiqués en particulier par les zones du tube de flamme par où entre l'air primaire (pour la combustion), l'air de refroidissement (un film d'air protégeant le tube de flamme), l'air de dilution (pour réduire la température des gaz à un niveau supportable pour les aubages de la turbine)...

Exception faite de l'enveloppe externe, tous les composants internes des chambres de combustion sont réalisés en acier austénitique et super alliages (AISI 309).

• La turbine :

Les gaz produits par la combustion entrent à haute température dans l'aubage fixe (directrice) du 1^{er} étage (HP) où a lieu la première expansion suivie d'une deuxième et dernière expansion dans le 2^{ème} étage LP.

L'expansion a lieu presque totalement dans l'aubage fixe des deux étages, tandis que l'énergie cinétique élevée des gaz est transformée en énergie mécanique par l'aubage rotorique du 1^{er} et du 2^{ème} étages. Il s'agit donc d'étages "à réaction à haute énergie" c'est-à-dire l'expansion des gaz vers l'extrémité de l'aubage rotorique (dont les profils concaves ont été optimisés à trois dimensions).

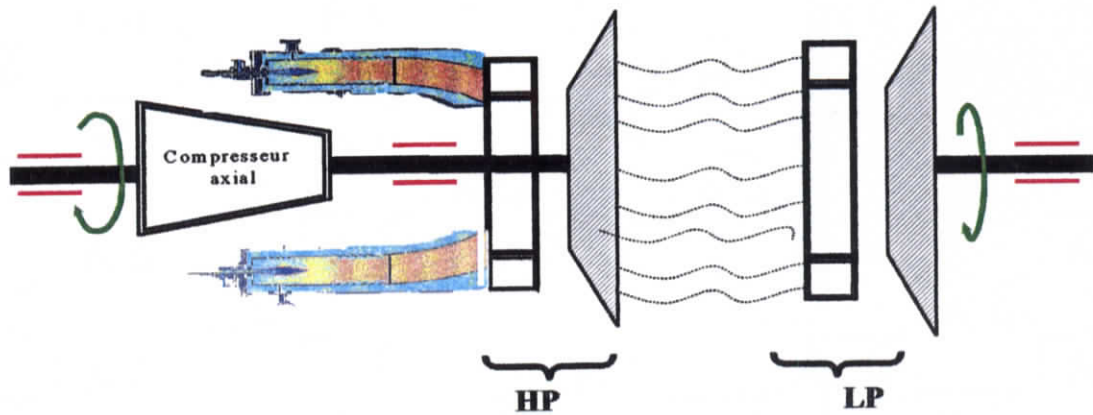


Fig.2.27. Turbine HP et LP

II.4.3. Le multiplicateur :

La vitesse de rotation de la turbine n'est guère suffisante pour vérifier les conditions de refoulement des compresseurs ; pour cela, il a été conçu un multiplicateur à engrenages dont le rapport de vitesse est de 2.23, la roue LP contient 105 dents tandis que la roue HP contient 47 dents.

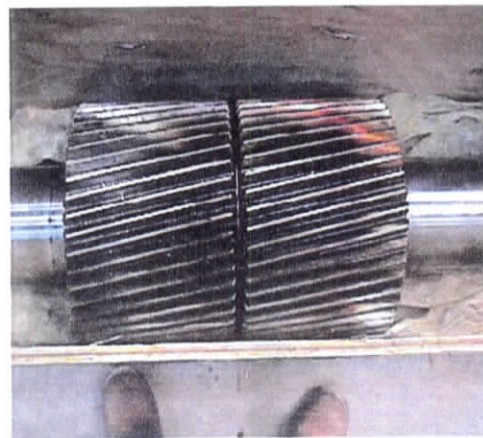
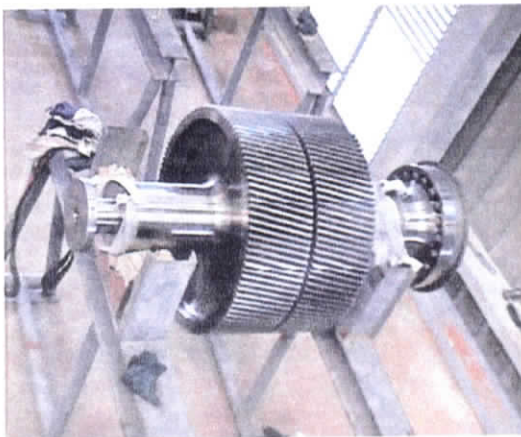


Figure.2.28. Les roues HP et LP

Tuyauterie d'aspiration :

Il ne faut jamais perdre de vue que la plupart des ennuis rencontrés au moment de la mise en route des compresseurs ont pour cause la malpropreté de la tuyauterie d'aspiration ; celle-ci devra donc, impérativement, être débarrassée de toute particule de rouille ou de soudure, puis soigneusement protégée contre l'oxydation. La tuyauterie d'aspiration est constituée de sections démontables afin de faciliter son contrôle.

II.4.5. Système de refroidissement :

Lorsqu'un gaz est comprimé, sa température augmente, par conséquent, sa pression augmente aussi. Afin de dissiper la chaleur générée durant la compression, un échangeur à circulation d'air est nécessaire à l'unité.

Cet échangeur est constitué de faisceaux tubulaires dans lesquels passent le gaz comprimé, l'ensemble est traversé par l'air ambiant sous l'effet d'un ventilateur à pales variables et entraîné par un moteur électrique.

Après que le gaz ait été refoulé du 1^{er} étage (basse pression), il circule à travers les conduites vers l'aéroréfrigérants *E2002 B* où il sera refroidi. Il passera ensuite par un séparateur afin d'y récupérer les liquides qui se sont condensés durant le procédé de refroidissement. Le gaz ainsi refroidi, déshumidifié, passera par un second étage de compression puis il transitera une nouvelle fois par un autre aéroréfrigérants *E2003 B*, déshumidifié et une fois comprimé dans le troisième étage il passera par un derniers aéroréfrigérants pour être refroidi et acheminé vers les puits.

L'huile de lubrification passe aussi par des tubes de petit diamètre dans un échangeur adéquat.

II.4.6. Séparateurs :

Après le montage de la turbine et du compresseur sur leur base commune, les séparateurs sont posés verticalement en amont de chaque étage de compression. Ils ont pour rôle de déshumidifier le gaz avant qu'il ne pénètre dans le compartiment de compression, car le moindre condensât risquerait d'endommager le compresseur.

Le gaz de procédé pénètre dans l'enceinte du séparateur par une conduite coudée vers le bas, pour aller s'écraser contre une chicane horizontale. Les vapeurs de gaz remontent vers le haut de l'épurateur, où elles seront déshumidifiées une nouvelle fois lors de leur passage à travers un filtre à mailles très fines pour être évacuées par un orifice vers les cylindres, tandis que les condensât seront récupérés dans le fond du réservoir et évacués par une canalisation. Le niveau de liquide dans le réservoir est régulé par un flotteur relié à une valve pilote qui agit sur une électrovanne.

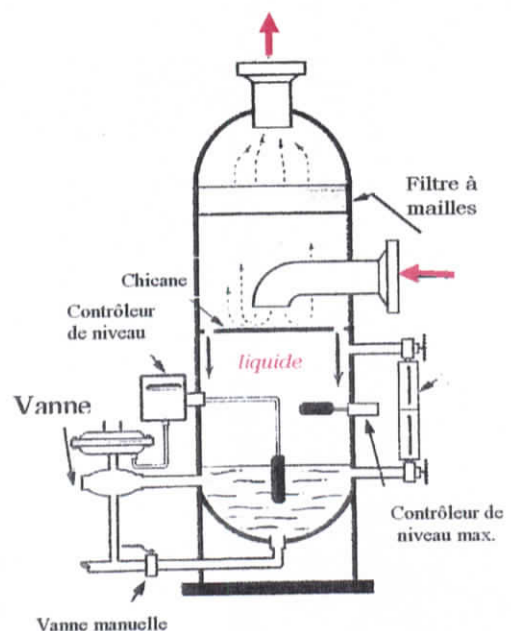


Figure 2.29. Le séparateur

II.4.7. Graissage sous pression :

Dans ce cas, le graissage est utilisé pour lubrifier l'ensemble des paliers, la pression d'huile est obtenue au moyen d'une pompe auxiliaire. Celle-ci est entraînée directement par un moteur électrique, cette dernière est prévue aussi afin de permettre le graissage avant le démarrage.

∇ # ∃ % € X Δ

Φ Γ ϑ Λ Π Θ Σ

CHAPITRE III

ς Ω Ε Ψ ν μ λ

Théorie de calcul et

κ φ η γ θ ε ο χ

paramètres de

β α π ϑ σ ρ τ υ

performance

ω ω ψ ζ f ∞ δ

θ ρ λ ρ γ ι

Présentation générale :

Au cours de ce chapitre, nous tenterons de développer les formules que nous allons utiliser dans nos calculs. Il s'agira donc principalement de calculs conduisant aux performances du compresseur : taux de compression, efficacité polytropique et puissance consommée ainsi que le débit aspiré, etc.

Le compresseur sur lequel notre étude s'est portée est un compresseur à mouvement rotatif. La compression se fait en trois étages ; un étage *basse pression*, un à *moyenne pression*, ainsi qu'un étage *haute pression*. Le gaz sortant d'un étage est à chaque fois refroidi à la valeur ou au voisinage de la température initiale, au moyen d'un aérorefrigérant intermédiaire, avant d'être admis à l'étage suivant.

Le compresseur est entraîné par une turbine à gaz naturel. Ces derniers sont accouplés par un multiplicateur tournant avec un rapport de transmission de 2.23.

Les formules utilisées dans ce qui suit sont conformes aux standards de l'*American Petroleum Institute API 618*.

1^{ère} Partie. Caractéristiques du gaz :

III.1.1. Définition :

On appelle *gaz naturel*, un mélange d'hydrocarbures saturés gazeux tels que le *méthane*, l'*éthane*, le *propane*, les *butanes*, contenant aussi des hydrocarbures liquides tels que les *pentanes*, les *hexanes* et les homologues supérieurs ainsi que d'autres composants tels que l'*oxyde de carbone*, le *dioxyde de carbone*, l'*azote*, l'*hydrogène sulfuré* et peut aussi contenir des traces d'*hydrogène* et d'*oxygène*. Il est produit à partir de couches souterraines poreuses où il se trouve parfois mélangé au pétrole.

En règle générale, le *méthane* est le principal constituant du gaz naturel; il représente environ 70 à 95 % du volume total du mélange, c'est pour cela qu'on emploie souvent l'appellation *méthane* pour désigner le gaz lui-même. Les autres hydrocarbures sont beaucoup moins abondants; ensemble, ils dépassent rarement les 15 à 20 % du mélange.

L'échantillon de gaz naturel sur lequel notre étude a porté est un gaz : sec et doux, composé de 11 constituants comme l'indique le tableau.

Un *gaz* est dit *doux* lorsqu'il ne contient pas de composé sulfuré comme le soufre, le dioxyde de carbone et l'hydrogène sulfuré, qui sont extrêmement toxiques et corrosifs.

Un *gaz* est dit *sec* lorsqu'il est composé en majorité de méthane et d'éthane, avec pas plus de 5% de propane et seulement une petite fraction de butane.

III.1.2. Masse molaire apparente :

On désigne sous le nom de *masse molaire apparente* du mélange de gaz, la relation :

$$M_g = \sum (y_i \cdot M_i) \quad (3.1)$$

<i>Gaz</i>	<i>Symbole</i>	<i>Formule chimique</i>	<i>Masse molaire partielle [kg/kmol]</i>
<i>Methane</i>	C ₁	CH ₄	16,04
<i>Ethane</i>	C ₂	C ₂ H ₆	30,07
<i>Propane</i>	C ₃	C ₃ H ₈	44,09
<i>Iso-butane</i>	iC ₄	iC ₄ H ₁₀	58,12
<i>Normal-butane</i>	nC ₄	nC ₄ H ₁₀	58,12
<i>Iso-pentane</i>	iC ₅	iC ₅ H ₁₂	72,15
<i>Normal-pentane</i>	nC ₅	nC ₅ H ₁₂	72,15
<i>Hexane</i>	nC ₆	nC ₆ H ₁₄	86,17
<i>Heptane</i>	nC ₇	nC ₇ H ₁₆	100,20
<i>Azote</i>	N ₂	N ₂	28,02
<i>Dioxyde de carbone</i>	CO ₂	CO ₂	44,01

Tableau.3.1. Masse molaire apparente [2]

III.1.3. Constante relative des gaz parfaits :

Si l'on connaît la masse molaire apparente M du mélange, la valeur de R s'obtient immédiatement par la formule :

$$R = \frac{\bar{R}}{M_g} = \frac{8314,3}{M_g} \quad (3.2)$$

III.1.4. Conditions critiques :

La frontière entre les zones d'existence d'un corps à l'état liquide et à l'état vapeur ne se justifie que dans la mesure où les deux phases sont physiquement différentes.

Lorsque l'on se déplace sur la courbe de tension de vapeur vers des températures et des pressions élevées, on constate que les caractéristiques des phases liquide et vapeur en équilibre se rapprochent l'une de l'autre. A la limite, les deux phases deviennent identiques dans des conditions qui marquent le point terminal de la courbe de tension de vapeur. Ces conditions sont appelées les *conditions critiques* du corps pur.

Le tableau ci-dessous nous donne les coordonnées critiques des différents constituants du gaz. [2]

Gaz	Symbole	Formule chimique	Pression critique partielle [bar]	température critique partielle [°K]
<i>Methane</i>	C ₁	CH ₄	45,988	190,561
<i>Ethane</i>	C ₂	C ₂ H ₆	48,801	305,411
<i>Propane</i>	C ₃	C ₃ H ₈	42,403	369,772
<i>Iso-butane</i>	iC ₄	iC ₄ H ₁₀	36,335	407,822
<i>Normal-butane</i>	nC ₄	nC ₄ H ₁₀	37,838	425,100
<i>Iso-pentane</i>	iC ₅	iC ₅ H ₁₂	33,812	460,350
<i>Normal-pentane</i>	nC ₅	nC ₅ H ₁₂	33,653	469,650
<i>Hexane</i>	nC ₆	nC ₆ H ₁₄	30,302	506,372
<i>Heptane</i>	nC ₇	nC ₇ H ₁₆	27,400	539,206
<i>Azote</i>	N ₂	N ₂	33,977	126,211
<i>Dioxyde de carbone</i>	CO ₂	CO ₂	73,739	304,111

Tableau.3.2. Coordonnées critiques du gaz.

Les coordonnées critiques du gaz peuvent être approximées moyennant les formules suivantes qu'on appelle coordonnées pseudo critiques :

$$P_{Pc} = \sum y_i \times P_{ci} \quad (3.3)$$

$$T_{Pc} = \sum y_i \times T_{ci} \quad (3.4)$$

III.1.5. Valeurs réduites :

On désigne sous le nom de *coordonnées réduites* ou *variables réduites* les rapports :

$$P_R = \frac{P}{P_{Pc}} \quad (3.5)$$

$$T_R = \frac{T}{T_{Pc}} \quad (3.6)$$

Qui sont les nombres mesurant respectivement la pression et la température si on prend comme unité les constantes critiques correspondantes.

III.1.6. Facteur de compressibilité:

La détermination des écarts entre la compressibilité d'un gaz réel et celle du gaz parfait correspondant peut s'effectuer en introduisant dans l'équation d'état du gaz parfait un coefficient correctif Z , conduisant pour les gaz réels à une équation d'état de la forme : $PV=ZRT$

Le facteur de compressibilité Z est fonction de la pression, de la température ainsi que de la composition du mélange gazeux ; c'est un coefficient sans dimension. Il peut être aussi considéré comme étant le rapport du volume occupé par un gaz réel, à une pression et température données par rapport au volume occupé par un gaz parfait dans les mêmes conditions.

On peut estimer le facteur Z à partir des coordonnées réduites P_R et T_R pour les corps purs en utilisant l'abaque dans l'index. Dans le cas d'un mélange de gaz, les valeurs réduites sont définies par les relations de Kay comme suit :

$$P_{Rg} = \sum (y_i \cdot P_{Ri}) \quad (3.7)$$

$$T_{Rg} = \sum (y_i \cdot T_{Ri}) \quad (3.8)$$

III.1.7. Masse volumique et volume massique :

L'équation d'état pour les gaz réels, définie sous sa forme la plus générale par l'expression : $P \cdot V = Z \cdot R \cdot T$, permet de déterminer la masse volumique ρ et le volume massique v d'un gaz dans un état donné, et dont on connaît la masse molaire M .

La *masse volumique* étant par définition la masse de l'unité de volume, d'où son expression :

$$\rho_g = \frac{M_g}{V_m} = \frac{P}{Z \cdot R \cdot T} \quad (3.9)$$

Avec

V_m : Volume molaire du gaz [$m^3/kmol$],

Le *volume massique* v est alors exprimé par :

$$v = \frac{1}{\rho_g} \quad (3.10)$$

III.1.8. Specific gravity [3] :

Dans les pays anglo-saxons, la densité et la masse volumique signifient respectivement les mots « specific gravity » et « density ».

La specific gravity est définie pour deux températures standards, soit $60^\circ F$ ($15.56^\circ C$) et a pour symbole *sp.gr* :

$$sp.gr = \rho_4^{20} + 4\alpha \quad (3.11)$$

Tel que :

$$\rho_4^{20} = \frac{\text{poid d'un volume de produit pétrolier à } 20^\circ\text{C}}{\text{poid du même volume d'eau à } 4^\circ\text{C}} \quad (3.12)$$

$$\alpha = 0,001828 - 0,0013 \cdot \rho_4^{20} \quad (3.13)$$

Les valeurs de 'sp.gr' concernant notre gaz sont [2] :

<i>Composition</i>	<i>Specific gravity</i>
<i>Methane</i>	0,5539
<i>Ethane</i>	1,0382
<i>Propane</i>	1,5225
<i>Iso-butane</i>	2,0068
<i>Normal-butane</i>	2,0065
<i>Iso-pentane</i>	2,4912
<i>Normal-pentane</i>	2,4912
<i>Hexane</i>	2,9755
<i>Heptane</i>	3,4598
<i>Azote</i>	0,9672
<i>CO₂</i>	1,5196

Tableau.3.3. les valeurs de 'sp.gr' du gaz

III.1.9. Chaleur spécifique du mélange [3] :

La *chaleur spécifique* est la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré Celsius la température d'un corps. Dans le cas des gaz parfaits, la capacité thermique ne dépend que de la température, alors que dans le cas des gaz réels, les interactions moléculaires rendent la capacité thermique différente de celle des gaz parfaits; elle ne dépend plus uniquement de la température mais aussi de la pression, mais cette influence ne présentant un effet sensible qu'aux très hautes valeurs de la pression, on la considère habituellement comme négligeable.

- *Dans le cas des gaz parfaits :*

La chaleur spécifique d'un gaz parfait est donnée par la relation suivante :

$$C_{Pg}^* = \sum (y_i \cdot C_{Pi}^*) \quad (3.14)$$

- *Pour les gaz réels :*

La chaleur spécifique d'un gaz réel peut être calculée en se référant à la chaleur spécifique du gaz parfait, elle est exprimée comme suit :

$$C_P = C_P^* + \Delta C_P \quad (3.15)$$

Toutefois, la chaleur spécifique du mélange de gaz sera égale à :

$$C_{Pg} = \sum (y_i \cdot C_{Pi}) \quad (3.16)$$

III.1.10. Coefficient adiabatique k :

Une transformation adiabatique est une transformation dans laquelle on n'a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur.

Dans la théorie des compresseurs, les termes adiabatique (pas de transfert de chaleur) et isentropique (entropie constante) sont souvent confondus, ceci est parfois juste pour le contexte dans lequel ils sont utilisés.

La définition actuelle d'une transformation isentropique est une transformation adiabatique et réversible.

Pour une transformation adiabatique :

$$C_v \cdot dT = -P \cdot dv \quad (3.17)$$

$$C_p \cdot dT = v \cdot dP \quad (3.18)$$

En divisant ces deux équations :

$$\frac{dP}{P} = -\frac{C_p}{C_v} \frac{dv}{v} = -k \frac{dv}{v} \quad (3.19)$$

Pour k constante :

$$\ln P = \ln v^{-k} + \ln \text{constante} \rightarrow P v^k = \text{constante} \quad \text{et} \quad k = \frac{C_p}{C_v}$$

$$\text{Puisque } \bar{R} = C_p - C_v \quad \text{et} \quad k = \frac{C_p}{C_v} \rightarrow k = \frac{C_p}{C_p - \bar{R}}$$

On a aussi

$$C_p = \frac{k}{k-1} \bar{R} \quad (3.20)$$

$$C_v = \frac{\bar{R}}{k-1} \quad (3.21)$$

En multipliant le dénominateur et le numérateur de la formule de k par la masse molaire de chaque constituant (*Méthode de Théodore Gresh*), on aura :

$$k_i = \frac{M_i \cdot C_{p_i}}{M_i \cdot C_{p_i} - 8,32} \quad (3.22)$$

Le tableau suivant indique les $M.C_p$ de chaque constituant, aux températures de 100°F (310.93°K) et 150°F (338.71°K). Toute fois, il est à remarquer qu'une interpolation sera nécessaire pour toute température intermédiaire. [2]

composition	unité britannique		unité métrique	
	$M.C_p$ à 150°F (Btu/lb.mol.°R)	$M.C_p$ à 100°F (Btu/lb.mol.°R)	$M.C_p$ à 338.71°K (kJ/kmol.°K)	$M.C_p$ à 310.93°K (kJ/kmol.°K)
<i>Methane</i>	8,95	8,65	7,71	7,45
<i>Ethane</i>	13,78	12,95	11,87	11,15
<i>Propane</i>	9,52	18,17	8,20	15,65
<i>Iso-butane</i>	25,77	23,95	22,20	20,63
<i>Normal-butane</i>	25,81	24,05	22,23	20,72
<i>Iso-pentane</i>	31,66	29,42	27,27	25,34
<i>Normal-pentane</i>	31,86	29,71	27,44	25,59
<i>Hexane</i>	37,93	35,37	32,67	30,47
<i>Heptane</i>	44,00	41,01	37,90	35,33
<i>Azote</i>	6,96	6,96	5,99	5,99
<i>CO₂</i>	9,29	9,00	8,00	7,75

Tableau.3.4. Les $M.C_p$ de chaque constituant du mélange.

L'expérience montre que k varie non seulement avec la température mais aussi avec la pression ; mais l'influence de la pression est de même que pour les chaleurs spécifiques, de faible importance par rapport à celle de la température qui est de loin prédominante.

Il arrive parfois que la composition du mélange soit inconnue et que l'on connaisse sa masse molaire seulement, c'est alors qu'une valeur approximative de k peut être déduite de la courbe 3.1.

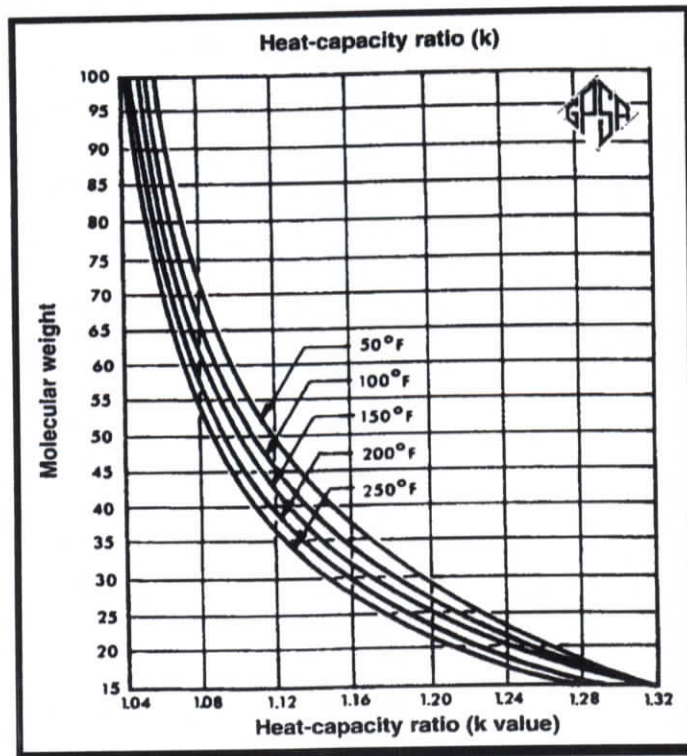


Figure.3.1. Valeurs approximatives du facteur k d'un mélange de gaz.

III.1.11. Coefficient polytropique n [4] :

L'exposant polytropique n peut être également déduit en connaissant deux états différents dans une évolution. Autrement dit, des coordonnées P_a , T_a et P_r , T_r de deux points quelconques de la polytrophe.

On sait que l'évolution polytropique obéit à la loi :

$$P_a \cdot V_a^n = P_r \cdot V_r^n \rightarrow \left(\frac{P_r}{P_a} \right) = \left(\frac{V_a}{V_r} \right)^n \quad (3.23)$$

Et sachant que $PV = ZRT$, on obtient :

$$\frac{Z_a \cdot P_r \cdot T_a}{Z_r \cdot P_a \cdot T_r} = \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{n}} \quad \text{donc}$$

$$n = \frac{\ln \left(\frac{P_r}{P_a} \right)}{\ln \left(\frac{Z_a \cdot T_a \cdot P_r}{Z_r \cdot T_r \cdot P_a} \right)} \quad (3.24)$$

Il est à noter que le coefficient polytropique n est toujours plus petit que k , particulièrement dans les petits diaphragmes du compresseur.

2^{ème} Partie. Calcul de performance :

III.2.1. Taux de compression :

Les taux de compression du premier, deuxième et troisième étage sont :

$$\tau_1 = \frac{P_{r1}}{P_{a1}} \quad (3.25)$$

$$\tau_2 = \frac{P_{r2}}{P_{a2}} \quad (3.26)$$

$$\tau_3 = \frac{P_{r3}}{P_{a3}} \quad (3.27)$$

Le taux de compression global est $\tau = \frac{P_{r3}}{P_{a1}} = \frac{P_{r3}}{P_{a3}} \cdot \frac{P_{a3}}{P_{a2}} \cdot \frac{P_{a2}}{P_{a1}}$

Mais :

$$P_{r1} \approx P_{a2}$$

$$P_{r2} \approx P_{a3}$$

(On a une petite chute de pression entre deux étages due aux pertes de charge et à la séparation du gaz)

Donc

$$\tau = \frac{P_{r3}}{P_{a1}} = \frac{P_{r3}}{P_{a3}} \cdot \frac{P_{a3}}{P_{a2}} \cdot \frac{P_{a2}}{P_{a1}} \approx \frac{P_{r3}}{P_{a3}} \cdot \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \cdot \frac{P_{r1}}{P_{a1}} = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3$$

On dira donc que $\tau = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3$ représente le rapport de compression théorique mais $\tau = \frac{P_{r3}}{P_{a1}}$ représente le rapport de compression réel.

III.2.2. Débit massique :

L'entrée de chaque étage dispose d'un tube de Venturi permettant la mesure de la différence de pression entre l'amont et la gorge de ce dernier. Cette différence de pression nous permet de calculer le débit massique à l'aide de la formule suivante [5] :

$$q_{ma} = 0,0997019 \times C \times E \times d^2 \times F_a \times Y_a \times \sqrt{\frac{\Delta p}{v_a}} \quad (\text{lb/sec}) \quad (3.28)$$

Sachant que :

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (3.29)$$

$$v_a = \frac{Z_a \cdot R \cdot T_a}{P_a} \quad (\text{ft}^3/\text{lb}) \quad (3.30)$$

$$Y_a = \sqrt{\left[\frac{k \times \tau_v^{2/k}}{k-1} \right] \times \left[\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \tau_v^{2/k}} \right] \times \left[\frac{1 - \tau_v^{(k-1)/k}}{1 - \tau_v} \right]} \quad (3.31)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (3.32)$$

$$\tau_v = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.33)$$

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (3.34)$$

(Voir dans l'annexe les différentes valeurs des caractéristiques du tube de Venturi).

III.2.3. Débit volumique :

Le débit volumique n'est rien d'autre que le produit du débit massique par le volume spécifique.

Celui-ci s'écrira soit :

$$Q = q_{ma} \cdot v \quad (3.35)$$

III.2.4. Enthalpie de compression polytropicque [4] :

Pour une compression polytropicque, on a :

$$P_a \times V_a^n = P \times V^n = \text{constante} \quad (3.36)$$

$$\text{Donc : } V = \left(\frac{P_a}{P} \right)^{1/n} \times V_a$$

$$H_p = \int_{P_a}^{P_r} V \cdot dP = \int_{P_a}^{P_r} \left(\frac{P_a}{P} \right)^{1/n} \cdot V_a \cdot dP = \frac{n}{n-1} \cdot P_a \cdot V_a \cdot \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

En utilisant $P \cdot V = Z \cdot R \cdot T$:

$$H_p = \frac{n}{n-1} \cdot Z_a \cdot R \cdot T_a \cdot \left[\left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Et finalement, on obtient :

$$H_p = \frac{n}{n-1} \cdot Z_a \cdot R \cdot T_a \cdot [\tau^{(n-1)/n} - 1] \quad (3.37)$$

III.2.5. Travail réel :

C'est le travail effectif utilisé pour la compression ; nous supposons que la rotation de l'arbre est tellement rapide qu'il n'a pas le temps de dégager de la chaleur, autrement dit, nous négligerons la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur

$$W_{réel} = (H_r - H_a) - Q \approx (H_r - H_a) \quad (3.38)$$

Afin de calculer le travail réel, on sera amené à déterminer la différence d'enthalpie, autrement dit, l'enthalpie aux conditions d'aspiration et de refoulement dans chaque étage en utilisant la méthode empirique ci dessous.

$$H_a = \sum (y_i \cdot H_{ai}) \quad (3.39)$$

$$H_r = \sum (y_i \cdot H_{ri}) \quad (3.40)$$

• Méthode de calcul de H_a et H_r [6] :

La différence entre l'enthalpie molaire d'un gaz parfait H^* et celle d'un gaz réel H dans les mêmes conditions de température et de pression est appelée **enthalpie résiduelle** ou **configurationnelle** :

$$H^R = H - H^* \Rightarrow H = H^R + H^* \quad (3.41)$$

Avec [7] :

$$H^* = (50,2 + 0,105 \cdot T + 0,0001 \cdot T^2)(4 - sp.gr) - 73,8 \quad \text{[kcal/kg]} \quad (3.42)$$

Nous définirons identiquement toute autre quantité résiduelle comme l'écart entre les propriétés molaires d'un gaz parfait et celles d'un gaz réel dans les mêmes conditions de température et de pression, cet écart par rapport à l'idéalité dépend des interactions intermoléculaires.

Pour le volume, la quantité résiduelle de ce dernier s'écrit donc [8] :

$$V^R = V - V^* = V - \frac{\bar{R}T}{P} = \frac{\bar{R}T}{P} \cdot (Z - 1) \quad (3.43)$$

La définition de l'énergie libre de Gibbs est :

$$G = H - T.S \quad (3.44)$$

Pour un gaz parfait cette énergie s'écrit :

$$G^* = H^* - T.S^* \quad (3.45)$$

La quantité résiduelle de cette dernière s'écrit donc :

$$G^R = H^R - T.S^R \quad (3.46)$$

De l'équation suivante [9] :

$$\frac{d}{dT} \left(\frac{G}{RT} \right) = \frac{V}{RT} dP - \frac{H}{R.T^2} dT \quad (3.47)$$

On peut donc écrire [8] :

$$\frac{d}{dT} \left(\frac{G^R}{RT} \right) = \frac{V^R}{RT} dP - \frac{H^R}{R.T^2} dT \quad (3.48)$$

Cette équation est dite **relation fondamentale pour les propriétés résiduelles**.

Les équations qui lient $\left(\frac{V^R}{RT} \right)$ et $\left(\frac{H^R}{R.T^2} \right)$ à $\left(\frac{G^R}{RT} \right)$ sont :

$$\left(\frac{V^R}{RT} \right) = \left[\frac{\partial}{\partial P} \left(\frac{G^R}{RT} \right) \right]_T \quad (3.49)$$

Donc :

$$\left(\frac{G^R}{RT} \right) = \int_0^P \left(\frac{V^R}{RT} \right) dP \quad (3.50)$$

En remplaçant l'équation (3.43) dans l'équation (3.50), on obtient :

$$\left(\frac{G^R}{R.T}\right) = \int_0^P \left(\frac{Z-1}{P}\right) dP \quad (3.51)$$

Et

$$-\left(\frac{H^R}{R.T^2}\right) = \left[\frac{\partial}{\partial T}\left(\frac{G^R}{R.T}\right)\right]_P \quad (3.52)$$

Donc :

$$\left(\frac{H^R}{R.T}\right) = -T \cdot \left[\frac{\partial}{\partial T}\left(\frac{G^R}{R.T}\right)\right]_P \quad (3.53)$$

En remplaçant l'équation (3.51) dans l'équation (3.53), on obtient :

$$\left(\frac{H^R}{R.T}\right) = -T \cdot \left[\frac{\partial}{\partial T}\left(\int_0^P \left(\frac{Z-1}{P}\right) dP\right)\right]_P$$

Et enfin, on obtient :

$$\left(\frac{H^R}{R.T}\right) = -T \cdot \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right) \left(\frac{1}{P}\right) dP \quad (3.54)$$

Pour calculer H , il nous faut les formules de H^* et H^R , pour cela, il nous faut aussi trouver celle de Z en fonction de T .

Redlich et Kwong ont proposé la formule suivante [10] :

$$Z = \frac{1}{1-h} - \frac{a}{b-R.T^{1,5}} \left(\frac{h}{1+h}\right) \quad (3.55)$$

L'équation (3.54) peut s'écrire donc comme suit :

$$\left(\frac{H^R}{R.T}\right) = Z - 1 - \left(\frac{3.a}{2.b.R.T^{1,5}}\right) \ln(1+h) \quad (3.56)$$

Sachant que :

$$a = \sum_i \sum_j y_i \cdot y_j \cdot a_{ij} \quad (3.57)$$

$$b = \sum_i y_i \cdot b_i \quad (3.58)$$

$$h = \frac{b.P}{Z.R.T} \quad (3.59)$$

Les paramètres d'évaluation sont décrits par les équations suivantes :

$$a_{ij} = \frac{0,42748 \cdot \bar{R}^2 \cdot T_{cij}^{2,5}}{P_{cij}} \quad (3.60)$$

$$b_i = \frac{0,08664 \cdot \bar{R} \cdot T_{ci}}{P_{ci}} \quad (3.61)$$

Les pressions et température critiques utilisées dans les équations (3.60) et (3.61) sont données par les équations suivantes [11] :

$$T_{cij} = (1 - K_{ij}) \cdot \sqrt{T_{ci} \times T_{cj}} \quad (3.62)$$

$$P_{cij} = \frac{Z_{cij} \cdot \bar{R} \cdot T_{cij}}{V_{cij}} \quad (3.63)$$

Avec

$$Z_{cij} = \frac{Z_{ci} + Z_{cj}}{2} \quad (3.64)$$

$$V_{cij} = \left(\frac{V_{ci}^{1/3} + V_{cj}^{1/3}}{2} \right)^3 \quad (3.65)$$

La formule de K_{ij} est [12] :

$$K_{ij} = 1 - \left[2 \cdot \frac{\sqrt{V_{ci}^{1/3} \times V_{cj}^{1/3}}}{V_{ci}^{1/3} + V_{cj}^{1/3}} \right]^3 \quad (3.66)$$

III.2.6. Rendement polytropique :

Le rendement polytropique est le rapport des travaux polytropique et réel, et qui s'écrit :

$$\eta_p = \frac{H_p}{W_{réel}} \quad (3.67)$$

III.2.7. Puissance réelle :

C'est le produit du travail absorbé durant la compression du gaz par le débit massique :

$$P_{réelle} = W_{réel} \cdot q_{ma} \quad (3.68)$$

III.2.8. Perte de puissance :

Les pertes de puissance sont des pertes en raison des fuites de gaz au niveau des garnitures ainsi que la puissance perdue à cause des pertes mécaniques comme le frottement et l'échauffement. Elle est donnée comme suit [2] :

$$P_{perdue} = P_{réelle}^{0,4} \quad (3.69)$$

III.2.9. Puissance totale :

La puissance totale est la somme de la puissance réelle et la puissance perdue, elle est exprimée comme suit :

$$P_{totale} = P_{réelle} + P_{perdue} = P_{réelle} + P_{réelle}^{0,4} \quad (3.70)$$

III.2.10. Calcul de similitude [4] :

Pour comparer nos résultats avec ceux du constructeur, il a été nécessaire d'utiliser les lois d'affinité qui servent à corriger toutes les valeurs comme le débit, le travail et la puissance ; ces derniers nous permettront de convertir nos résultats à des vitesses différentes afin qu'ils soient comparables à ceux du constructeur et interpréter toute anomalie et écart.

$$Q_{co} = Q_s \times \left(\frac{N_d}{N_s} \right) \quad (3.71)$$

$$W_{co} = W_s \times \left(\frac{N_d}{N_s} \right)^2 \quad (3.72)$$

$$P_{co} = P_s \times \left(\frac{N_d}{N_s} \right)^3 \quad (3.73)$$

CHAPITRE IV



**Résultats, comparaison
et interprétations**

Présentation générale :

En tenant compte de la composition chimique du gaz et des caractéristiques du compresseur, nous avons mis au point une méthode de développement permettant de faire un calcul de performances du compresseur centrifuge tri étages K2002B, K2003B et K2004B.

Ce modèle de calcul a été élaboré suivant les hypothèses émises par le constructeur et qui sont les suivantes :

- *La chute de pression inter étage est estimée à moins de 3%.*
- *La chute de température au niveau des aéroréfrigérants est estimée entre 60 et 65 %.*
- *Le coefficient adiabatique k varie peu en fonction de la température entre l'aspiration et le refoulement et pour cela, le constructeur prendra la valeur calculée à l'aspiration.*
- *Les pertes de masse entre l'aspiration du 1^{er} étage et du 2^{ème} étage est estimée à 1%, par contre entre 2^{ème} étage et le 3^{ème} étage elles sont estimées à 5%, cela est dû aux chutes de débit qui sont compensées par les vannes de recyclage.*

Dans un premier lieu, nous serons amenés à analyser le gaz afin de déterminer sa composition chimique, sa masse molaire ainsi que la teneur de chaque constituant tout en indiquant sa température et pression à l'aspiration et au refoulement de chaque étage au moment du prélèvement de l'échantillon de gaz.

Ensuite, nous calculerons le débit massique, le travail polytropique et le travail réel de chaque étage pour aboutir au calcul du rendement et de la puissance de chaque étage de compression.

En dernier lieu, nous tracerons des graphiques en utilisant la méthode de similitude afin de comparer nos résultats avec ceux du constructeur pour pouvoir interpréter le disfonctionnement ou bien l'anomalie qui apparaît sur la machine.

1^{ère} Partie. Résultats :

IV.1.1. Paramètres critiques :

Ci-dessous nous noterons la composition du gaz prélevé à l'aspiration du premier étage du compresseur, ainsi que les paramètres critiques et la masse molaire de chaque constituant :

Composition	Fraction molaire [%]	Masse molaire [kg/kmol]	P_c [bar]	T_c [°K]	Z_c	V_c [m ³]	sp.gr
Methane	68,35	16,04	45,99	190,6	0,288	9,9E-05	0,5539
Ethane	14,70	30,07	48,80	305,4	0,285	0,00015	1,0382
Propane	6,86	44,10	42,40	369,8	0,281	0,0002	1,5225
Iso-butane	0,65	58,12	36,34	407,8	0,283	0,00026	2,0068
Normal butane	1,80	58,12	37,84	425,1	0,274	0,00026	2,0065
Iso-pentane	0,29	72,15	33,81	460,4	0,269	0,0003	2,4912
Normal pentane	0,45	72,15	33,65	469,7	0,262	0,0003	2,4912
Hexane	0,16	86,18	30,30	506,4	0,26	0,00036	2,9755
Heptane	0,00	100,20	27,40	539,2	0,263	0,00043	3,4598
Azote	3,51	28,01	33,98	126,2	0,289	8,9E-05	0,9672
CO ₂	3,23	44,01	73,74	304,1	0,275	9,4E-05	1,5196
	100,00	22,91	46,31	229,3	0,286	0,00012	0,7910

Tableau.4.1. Caractéristiques du gaz

IV.1.2. Paramètres de fonctionnement :

Au moment du prélèvement de l'échantillon de gaz, nous lisons sur DCS les pressions et températures d'aspiration et de refoulement de chaque étage, ainsi que la différence de pressions du tube de venturi à l'aspiration de chacun de ces derniers.

	P_a [bar]	P_r [bar]	T_a [°K]	T_r [°K]	Δp [in H ₂ O]
1 ^{er} étage	29,91	80,60	314,90	399,9	52,36
2 ^{ème} étage	77,80	192,10	315,07	398,3	54,92
3 ^{ème} étage	188,20	335,38	314,45	356,0	67,28

Tableau.4.2. Paramètres de fonctionnement

IV.1.3. Débit massique :

En utilisant les formules de (3.28) à (3.34) ainsi que le graphique du facteur de compressibilité et les différentes valeurs des Data sheets du tube de Venturi de l'annexe, on trouve les valeurs suivantes :

	<i>1^{er} étage</i>	<i>2^{ème} étage</i>	<i>3^{ème} étage</i>
<i>d [in]</i>	11,33	8,398	6,214
<i>C</i>	0,984	0,984	0,984
<i>F_a</i>	1,00014	1,00002	1,00002
<i>Y_a</i>	0,997	0,999	0,999
<i>C_p [Btu/lb.mol.°R]</i>	10,4339374	10,4327551	10,43706702
<i>k</i>	1,235	1,235	1,235
<i>τ_v</i>	0,996	0,998	0,999
<i>β</i>	0,63	0,66	0,66
<i>ρ_a [kg/m³]</i>	28,381	85,172	226,7
<i>ρ_r [kg/m³]</i>	59,547	146,24	268,13
<i>Z_a</i>	0,922	0,799	0,728
<i>Z_r</i>	0,933	0,909	0,968
<i>q_m [lb/sec]</i>	131,903	131,332	129,645
<i>q_m [kg/sec]</i>	59,83	59,571	58,806

Tableau.4.3. Débit massique

IV.1.4. Calcul de l'enthalpie polytropique :

L'équation (3.37) montre que le travail polytropique ne dépend que du coefficient polytropique, du facteur de compressibilité à l'aspiration et du taux de compression de chaque étage, les résultats de H_p sont indiqués ci dessous :

	<i>1^{er} étage</i>	<i>2^{ème} étage</i>	<i>3^{ème} étage</i>
<i>n</i>	1,338	1,672	3,443
<i>τ</i>	2,694	2,469	1,782
<i>H_p [kJ/kg]</i>	118,705	99,556	59,288

Tableau.4.4. Enthalpie polytropique

IV.1.5. Calcul du travail réel :

Pour le calcul du travail réel, on doit calculer H^* et H^R . Des équations (3.41), (3.42) et (3.56), on obtient les résultats suivants :

	1 ^{er} étage	2 ^{ème} étage	3 ^{ème} étage
H_o^* [kJ/kmole]	21603,626	21612,417	21580,364
H_r^* [kJ/kmole]	26221,176	26130,15	23780,808
H_o^R [kJ/kmole]	-1387,26	-3932,577	-8979,961
H_r^R [kJ/kmole]	-2376,684	-5289,575	-9058,985
H_o [kJ/kmole]	20216,366	17679,84	12600,403
H_r [kJ/kmole]	23844,491	20840,575	14721,823
$W_{réel}$ [kJ/kmole]	3628,126	3160,734	2121,419
$W_{réel}$ [kJ/kg]	158,355	137,955	92,593

Tableau.4.5. Travail réel

Les valeurs des paramètres : a , b , h , a_{ij} , b_i , T_{cij} , P_{cij} , V_{cij} , Z_{cij} et K_{ij} sont illustrées ci dessous :

	composition	b_i
<i>Methane</i>	68,35	$2,98 \cdot 10^{-5}$
<i>Ethane</i>	14,70	$4,51 \cdot 10^{-5}$
<i>Propane</i>	6,86	$6,28 \cdot 10^{-5}$
<i>Iso-butane</i>	0,65	$8,09 \cdot 10^{-5}$
<i>Normal butane</i>	1,80	$8,09 \cdot 10^{-5}$
<i>Iso-pentane</i>	0,29	$9,81 \cdot 10^{-5}$
<i>Normal pentane</i>	0,45	0,000101
<i>Hexane</i>	0,16	0,00012
<i>Heptane</i>	0,00	0,000142
<i>Azote</i>	3,51	$2,68 \cdot 10^{-5}$
<i>CO₂</i>	3,23	$2,97 \cdot 10^{-5}$
	100	$3,61 \cdot 10^{-5}$

Tableau.4.6. Calcul de b

	Z_{cj}	$V_{cj} \cdot 10^4$ [m ³]	K_{ij}	T_{cj} [°K]	P_{cj} [bar]	a_{ij}
1,1	0,288	3,35	0	190,5611	13,629	10,869
1,2	0,287	3,85	0,006709	239,6271	14,820	17,724
1,3	0,285	4,34	0,021289	259,7997	14,160	22,704
1,4	0,286	4,81	0,038994	267,9037	13,211	26,277
1,5	0,281	4,75	0,036578	274,2075	13,482	27,292
1,6	0,279	5,11	0,050773	281,1456	12,749	30,722
1,7	0,275	5,10	0,050629	284,0143	12,726	31,569
1,8	0,274	5,49	0,066723	289,9097	12,022	35,176
1,9	0,276	5,94	0,085001	293,302	11,319	38,464
1,10	0,289	3,23	0,000464	155,0116	11,499	7,688
1,11	0,282	3,29	0,000107	240,706	17,112	15,524
2,2	0,285	5,01	0	305,4111	14,459	33,316
2,3	0,283	5,58	0,004187	334,6472	14,099	42,939
2,4	0,284	6,14	0,01376	348,0652	13,378	49,928
2,5	0,280	6,07	0,012308	355,885	13,622	51,833
2,6	0,277	6,49	0,021285	366,9804	13,027	58,524
2,7	0,274	6,48	0,021189	370,705	13,002	60,139
2,8	0,273	6,94	0,032363	380,5308	12,421	67,202
2,9	0,274	7,46	0,045946	387,1619	11,829	73,683
2,10	0,287	4,27	0,010669	194,2373	10,866	14,300
2,11	0,280	4,34	0,008497	302,1709	16,223	28,912
3,3	0,281	6,87	0	369,7722	12,566	61,832
3,4	0,282	7,52	0,002805	387,2422	12,081	72,182
3,5	0,278	7,43	0,002166	395,6135	12,281	74,908
3,6	0,275	7,91	0,006707	409,8158	11,848	84,801
3,7	0,272	7,90	0,006652	413,9574	11,823	87,147
3,8	0,271	8,42	0,013557	426,849	11,395	97,625
3,9	0,272	9,01	0,022974	436,265	10,950	107,29
3,10	0,285	5,35	0,027881	210,0078	9,300	20,308
3,11	0,278	5,43	0,024346	327,1742	13,920	41,105
4,4	0,283	8,91	0	407,8222	10,766	92,196
4,5	0,279	8,82	$4,15 \cdot 10^{-5}$	416,3542	10,930	95,634
4,6	0,276	9,35	0,00844	432,9252	10,621	108,502
4,7	0,273	9,35	0,000824	437,2848	10,598	111,497
4,8	0,272	9,93	0,004075	452,5819	10,288	125,167
4,9	0,273	10,58	0,009869	464,3071	9,958	137,849
4,10	0,286	6,47	0,047596	216,0755	7,938	25,551
4,11	0,279	6,57	0,043023	337,018	11,906	51,754
5,5	0,274	8,64	0	425,1	11,213	98,193
5,6	0,272	9,16	0,001259	441,8171	10,885	111,391
5,7	0,268	9,16	0,001235	446,2682	10,859	114,490
5,8	0,267	9,73	0,004934	461,6706	10,532	128,502
5,9	0,269	10,38	0,011177	473,4145	10,186	141,472
5,10	0,282	6,32	0,044944	221,2194	8,188	26,2708

(Suite)

5,11	0,275	6.42	0,040493	344,9927	12,274	53,228
6,6	0,269	10.28	0	460,35	10,019	134,119
6,7	0,266	10.27	$1,13 \cdot 10^{-7}$	464,9767	9,993	137,866
6,8	0,265	10.89	0,001214	482,2269	9,738	154,973
6,9	0,266	11.58	0,004968	495,7452	9,465	170,855
6,10	0,279	7.20	0,060408	226,4811	7,298	31,256
6,11	0,272	7.30	0,055303	353,4703	10,953	63,378
7,7	0,262	10.26	0	469,65	9,972	141,664
7,8	0,261	10.88	0,001238	487,0621	9,716	159,248
7,9	0,263	11.57	0,005015	500,7039	9,443	175,552
7,10	0,276	7.19	0,060253	228,7953	7,289	32,100
7,11	0,269	7.29	0,055153	357,0794	10,936	65,110
8,8	0,260	12.19	0	506,3722	8,980	189,891
8,9	0,262	12.94	0,001276	521,8644	8,770	209,640
8,10	0,275	8.19	0,077523	233,2057	6,498	37,768
8,11	0,268	8.30	0,071818	364,2372	9,761	76,655
9,9	0,263	14.52	0	539,2056	8,119	245,737
9,10	0,276	9.37	0,096906	235,5912	5,772	43,616
9,11	0,269	9.49	0,090633	368,2413	8,683	88,563
10,10	0,289	3.01	0	126,2111	10,067	5,253
10,11	0,282	3.07	0,000126	195,8891	14,968	10,603
11,11	0,275	3.18	0	304,1111	21,848	21,815

Tableau.4.7. calcul des autres paramètres

Et en utilisant les formules (3.57) et (3.59), on trouve : $a = 11,554$

	h_a	h_r
1 ^{er} étage	0,04478	0,093953
2 ^{ème} étage	0,154384	0,230736
3 ^{ème} étage	0,357686	0,423048

Tableau.4.8. calcul de h_a et h_r

IV.1.6. Le rendement polytropique :

De la relation (3.67), on obtient les valeurs suivantes :

	η_p
<i>1^{er} étage</i>	0,7496
<i>2^{ème} étage</i>	0,7217
<i>3^{ème} étage</i>	0,6403

Tableau.4.9. calcul de η_p

IV.1.7. Puissance totale :

	$P_{réelle}$ [kW]	P_{perdue} [kW]	P_{totale} [kW]
<i>1^{er} étage</i>	9474,39	38,96	9513,35
<i>2^{ème} étage</i>	8218,15	36,80	8254,95
<i>3^{ème} étage</i>	5444,98	31,22	5476,20

Tableau.4.10. calcul des puissances

2^{ème} Partie. Comparaison :

Dans cette partie, nous allons illustrer nos résultats dans les courbes de performance du constructeur, à savoir rendement, travail réel, enthalpie polytropique et puissance réelle, mais il faudra tout d'abord corriger nos résultats afin qu'ils soient comparables à ceux du constructeur, pour cela, nous utiliserons les formules (3.71), (3.72) et (3.73) sachant que :

$$N_d = 10257 \text{ RPM}$$

$$N_s = 9995 \text{ RPM}$$

De la formule (3.35) et (3.71), on obtient les résultats suivants :

	<i>1^{er} étage</i>	<i>2^{ème} étage</i>	<i>3^{ème} étage</i>
Q_a (ft ³ /min)	4466,746	1481,99	549,636
Q_{aco} (ft ³ /min)	4583,834	1521,843	564,045

Tableau.4.11. Débits volumiques et leurs valeurs corrigées

Des formules (3.67), (3.72) et (3.73), on obtient les résultats suivants :

	1 ^{er} étage	2 ^{ème} étage	3 ^{ème} étage
η_p	0,7496	0,7217	0,6403
H_p [ft-lb/lb]	39713,2	33306,7	19835
H_{pco} [ft-lb/lb]	41822,5	35076	20889
$W_{réel}$ [ft-lb/lb]	52979,189	46150,34	30977,66
$W_{réel\ co}$ [ft-lb/lb]	55791,957	48605	32622
$P_{réelle}$ [HP]	12705,37	11020,72	7301,84
$P_{réelle\ co}$ [HP]	13730,9311	11910,2983	7891,23728

Tableau.4.12. paramètres de performance et leurs valeurs corrigées

IV.2.1. Le premier étage :

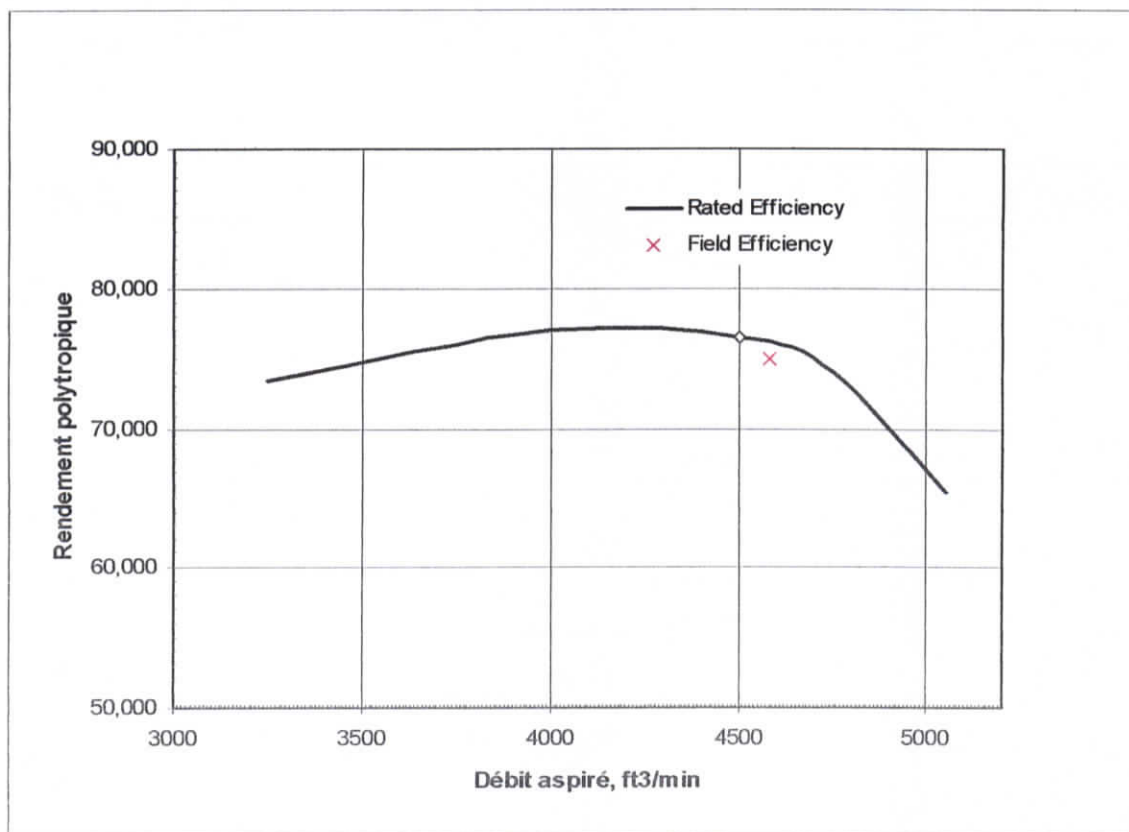


Figure.4.1. Variation du rendement polytropique en fonction du débit aspiré 1^{er} étage

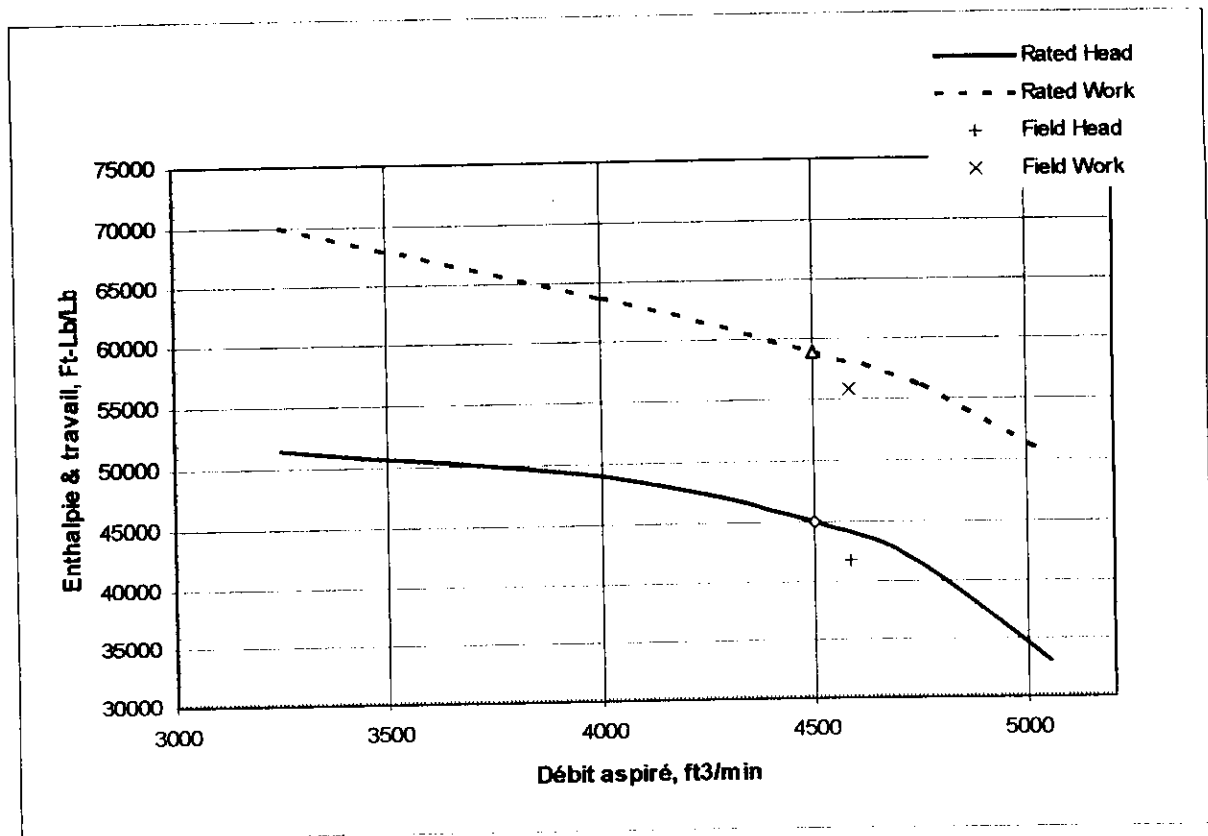


Figure.4.2. Variation du travail et enthalpie en fonction du débit aspiré
1^{er} étage

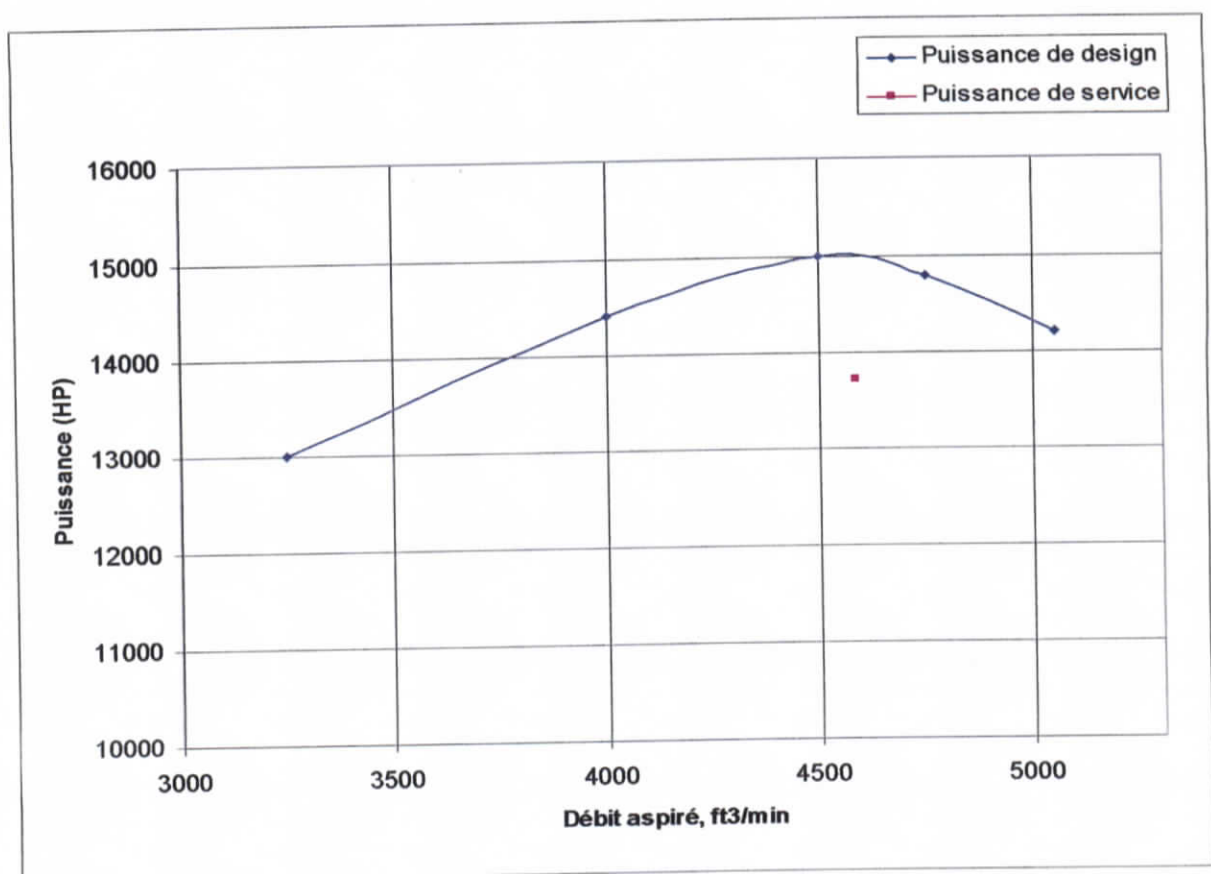


Figure.4.3. Variation de la puissance en fonction du débit aspiré 1^{er} étage

IV.2.2. Le deuxième étage :

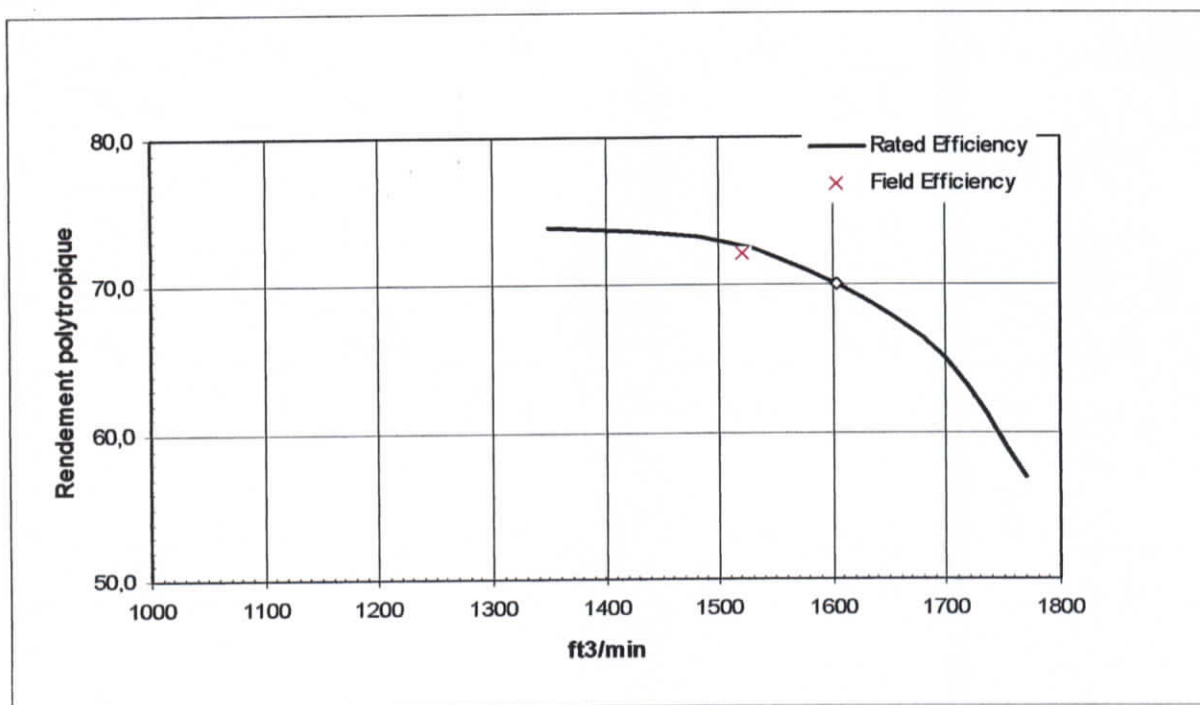


Figure.4.4. Variation du rendement polytropique en fonction du débit aspiré 2^{ème} étage

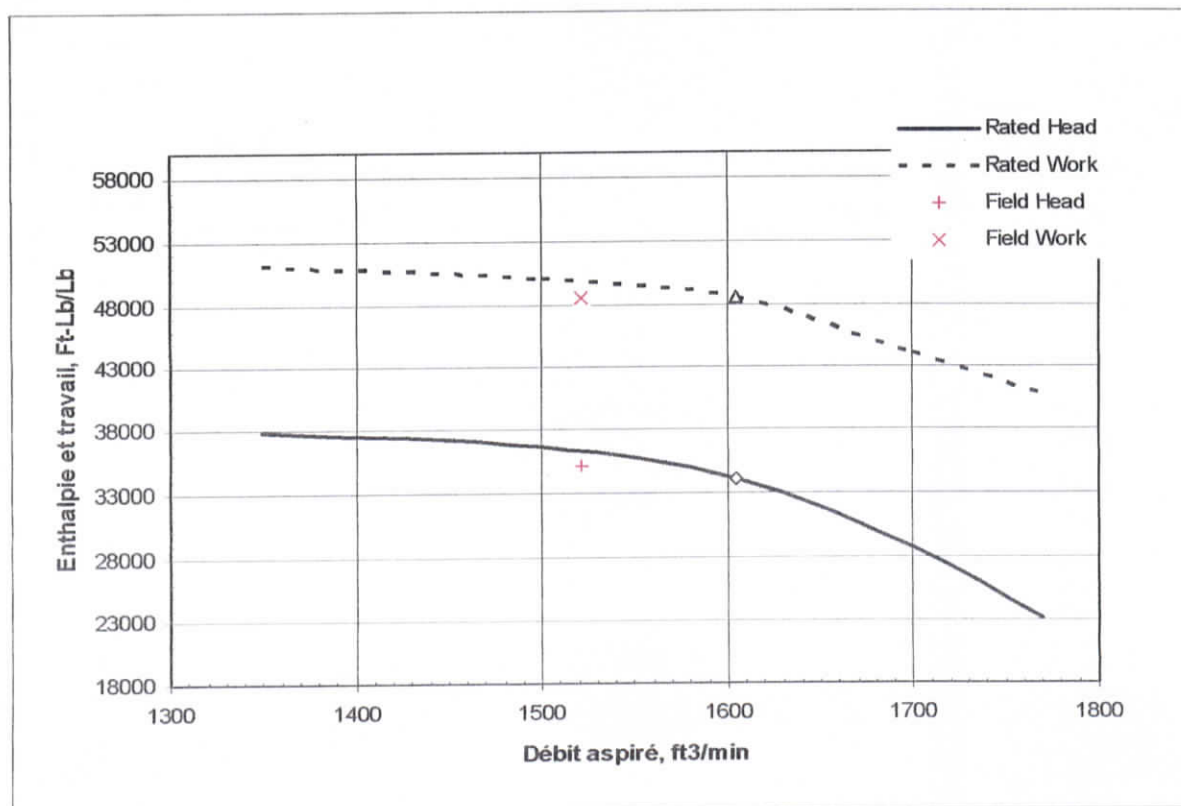
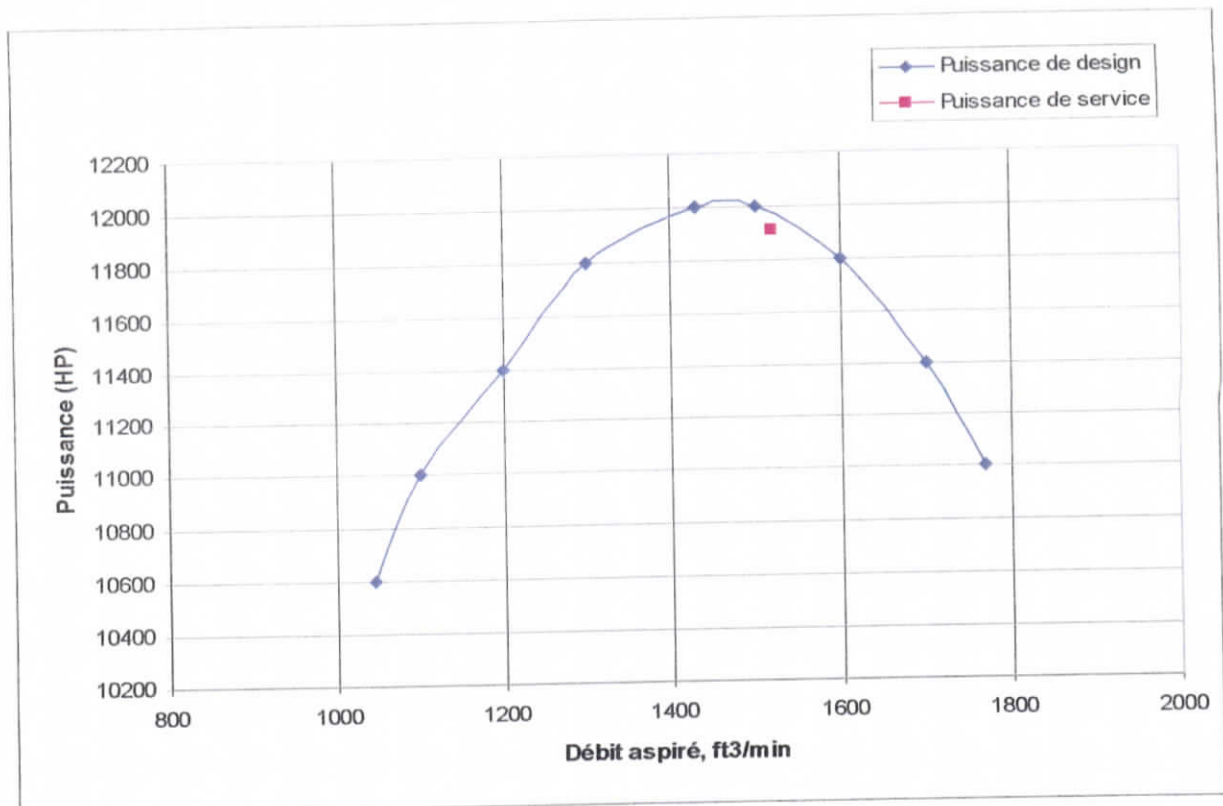
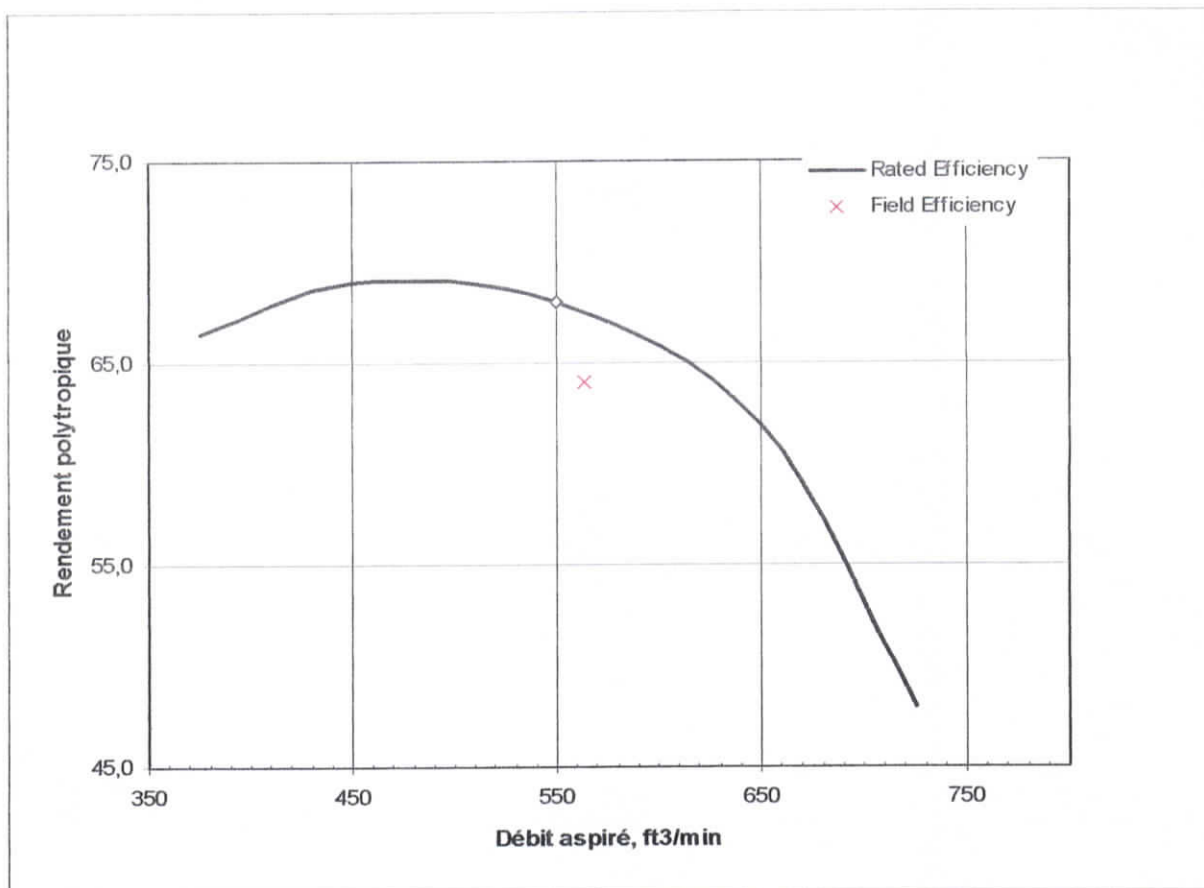


Figure.4.5. Variation du travail et enthalpie en fonction du débit aspiré 2^{ème} étage



*Figure.4.6. Variation de la puissance en fonction du débit aspiré
2^{ème} étage*

IV.2.3. Le troisième étage :



*Figure.4.7. Variation du rendement polytropique en fonction du débit aspiré
3^{ème} étage*

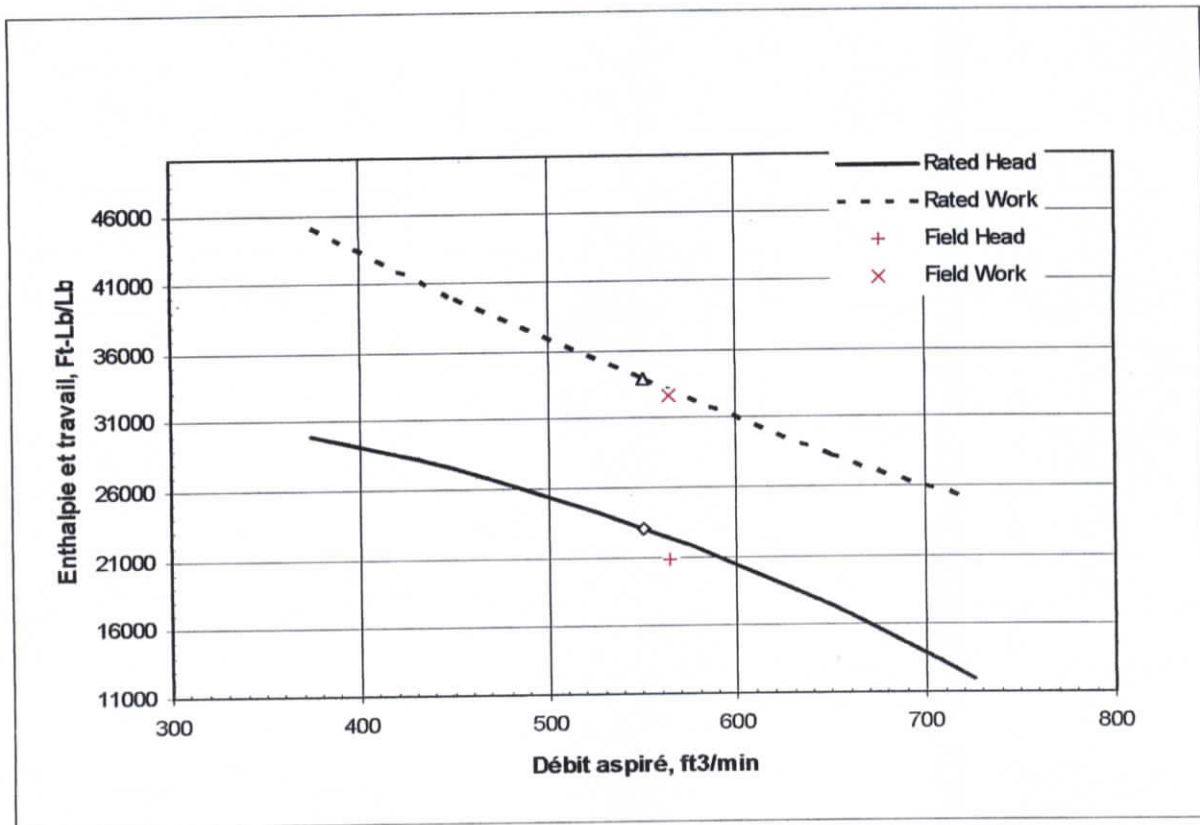


Figure.4.8. Variation du travail et enthalpie en fonction du débit aspiré 3^{ème} étage

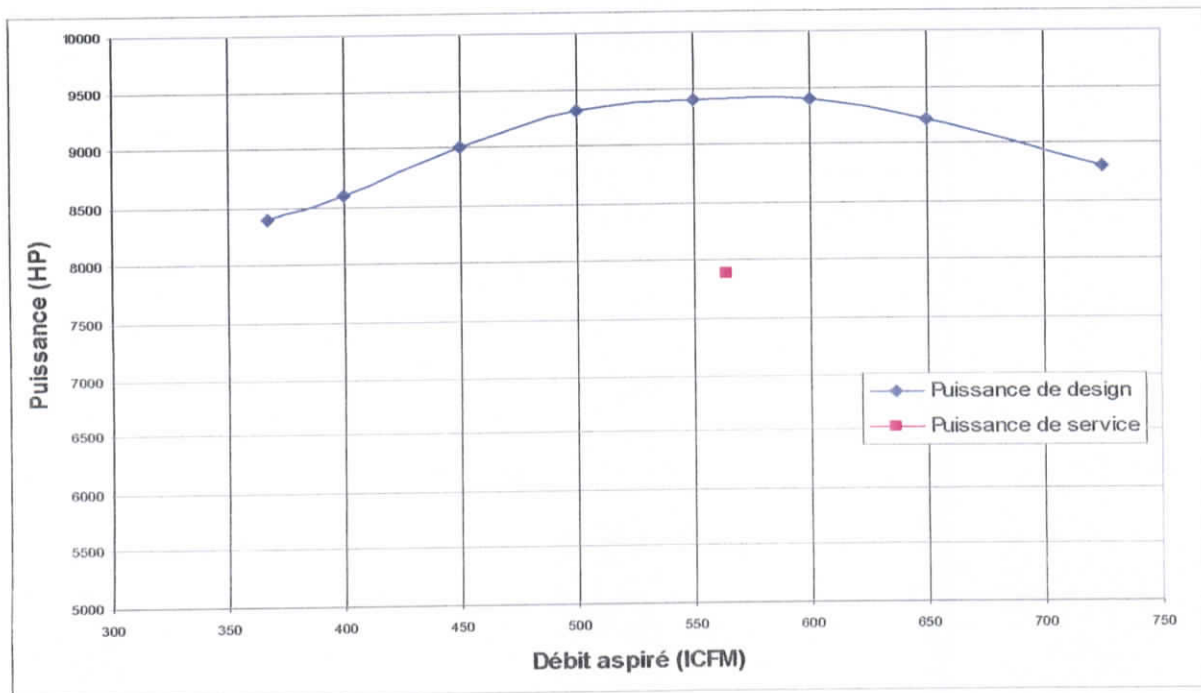


Figure.4.9. Variation de la puissance en fonction du débit aspiré 3^{ème} étage

3^{ème} Partie. Interprétation :

	<i>Débit aspiré</i> [ft ³ /min]	<i>Rendement</i> [%]	<i>Travail</i> [Ft-lb/lb]	<i>Puissance</i> [HP]
1^{er} étage				
<i>Design</i>	4583,834	76,25	58000	15000
<i>Service</i>		74,96	55791,957	13730,93
<i>Ecart %</i>		1,96	3,8	8,46
2^{ème} étage				
<i>Design</i>	1521,843	72,5	50000	11960
<i>Service</i>		72,17	48605	11910,2983
<i>Ecart %</i>		0,455	2,79	0,415
3^{ème} étage				
<i>Design</i>	564,045	67,5	33000	9416,66
<i>Service</i>		64,03	32622	7891,237
<i>Ecart %</i>		5,14	1,145	16,2

Tableau.4.13. Les écarts

IV.3.1. Le premier étage :

En aspirant à une pression de 29.91 bars et à une température de 41.75°C et pour un débit de 4583.83 [ICFPM], le compresseur d'après le constructeur ne devra pas refouler le gaz au 1^{er} étage à une pression dépassant 93 bars et une température de 131 °C. En réalité la machine refoule à une pression de 80.6 bars et à une température de 126.75°C. Cette différence de pression au refoulement correspond a un travail supplémentaire absorbé qui servira à vaincre les pertes de charges engendrées par les petites fuites à travers les garnitures et les labyrinthes.

En ce qui concerne le rendement, on remarquera que notre compresseur fonctionne avec une divergence de 1.96 % par rapport au rendement du constructeur pour le même débit et la même vitesse de rotation. Cet écart est tolérable au regard des erreurs de calcul. La puissance a marqué un écart de 8.46 % ce qui est acceptable vu qu'on ne dépasse pas la marge limite, cette dernière dépendant du travail absorbé comme il a été expliqué ci-dessus.

IV.3.2. Le deuxième étage :

En ce qui concerne les pressions et températures à l'aspiration du second étage, elles ne dépendent que du refoulement du premier étage ; au niveau de ce dernier il a été indiqué au refoulement une pression de 80.6bars. le compresseur est censé alors aspiré au 2^{ème} étage à une pression de 78.18 bars. Cela est le cas du point de vue pratique, puisque l'affichage indique une pression de 77.8 bars. Cette petite différence signifie que les pertes de charges présentent les 3 % dans l'aeroréfrigérant (hypothèse constructeur), ce qui nous fera conclure qu'il y a un bon écoulement dans les conduites du circuit, provoquant à son tour un bon refroidissement comme l'indiquent les températures relevées.

Les limites de refoulement exigées par le constructeur pour un débit de 1521.84[ICFPM] sont les suivantes : la pression est de 193.5 bars et la température est de 123°C , dans ce cas notre compresseur vérifie ces conditions.

De même, on remarquera que le débit massique aspiré au 1^{er} étage est de 7914.16 Lb/mn tandis que le débit aspiré au second est de 7879.92 Lb/mn; le déficit noté n'est rien d'autre que du condensât produit lors du refroidissement dans les aéros à pressions constantes et récupéré à travers les séparateurs.

Pour ce qui est du rendement, l'écart de 0.455 % par rapport au résultat du constructeur est tolérable.

Le travail a marqué un écart de moins de 2.79 % par rapport à celui du constructeur pour le même débit et la même vitesse, cela est acceptable tant qu'on ne dépasse pas la limite tracée par le constructeur ; la puissance absorbée par le compresseur indique un écart de 0.415 % par rapport à celui du constructeur, ce qui est toléré et prouve que notre compresseur fonctionne correctement.

IV.3.3. Le troisième étage :

Au 3^{ème} étage, notre compresseur aspire à 188.2 bars et 41.3 °C. D'après le design, il ne devra pas dépasser les 386.1 bars et les 101.66 °C au refoulement pour un débit de 564.05 [ICFPM] et une vitesse de 9995 RPM ; cette condition est vérifiée puisque il refoule à 335.38 bars et 82.85 °C .

Le rendement est de 64.03 % avec une divergence de 5.14 % par rapport au constructeur ; cet écart est tolérable.

On sait que tous les paramètres sont interdépendants, à savoir, le taux de compression, les températures et le débit. Ces derniers conditionnent le rendement, le travail requis, et la puissance absorbée, dans notre cas nous constatons que notre compresseur marche paisiblement, on peut même dire qu'il travaille dans la plage de fonctionnement tolérée par le constructeur; malgré le taux de compression qui est bas, le travail qui diverge de 1.15 % par rapport au seuil du constructeur, ainsi que la puissance.

Des calculs effectués ci-dessus, nous remarquons que :

- la différence entre le débit massique aspiré au premier, deuxième puis troisième étage, alors qu'il devrait être constant. Donc, il y a un dépôt de condensât (gaz lourd) dans les ballons d'aspiration du deuxième et troisième étage dû au refroidissement du gaz par les aéros. Ce qui génère la modification de la fraction molaire des composants du gaz utilisé influant ainsi sur les pressions et températures pseudo-critiques, et automatiquement sur les coefficients adiabatique et polytropique, autrement dit, sur le travail ainsi que la puissance et le rendement.

- le gaz aspiré par le train de compression provient d'un mélange entre le gaz du champs (REB) qui a une masse molaire d'environ 24 kg/kmole et le gaz ZINA avec une masse molaire d'environ 19 kg/kmole. D'après les analyses d'échantillons effectuées par le laboratoire dans un laps de temps très court, on a remarqué l'hétérogénéité du gaz c'est à dire une différence de composition de gaz.

Avant de clôturer le calcul de performance, il est indispensable que nous étudions la déviation du rendement de service par rapport à celui du constructeur et, cela, sur un intervalle de 3 mois afin de déterminer l'état de la machine et, pour cela, nous avons dressé le tableau suivant :

déviaton	22 Mars 2003	10 Avril 2003	04 Juin 2003
1 ^{er} étage	1,29	1,47	1,63
2 ^{eme} étage	0,33	1,00	2,10
3 ^{eme} étage	3,47	3,70	5,50

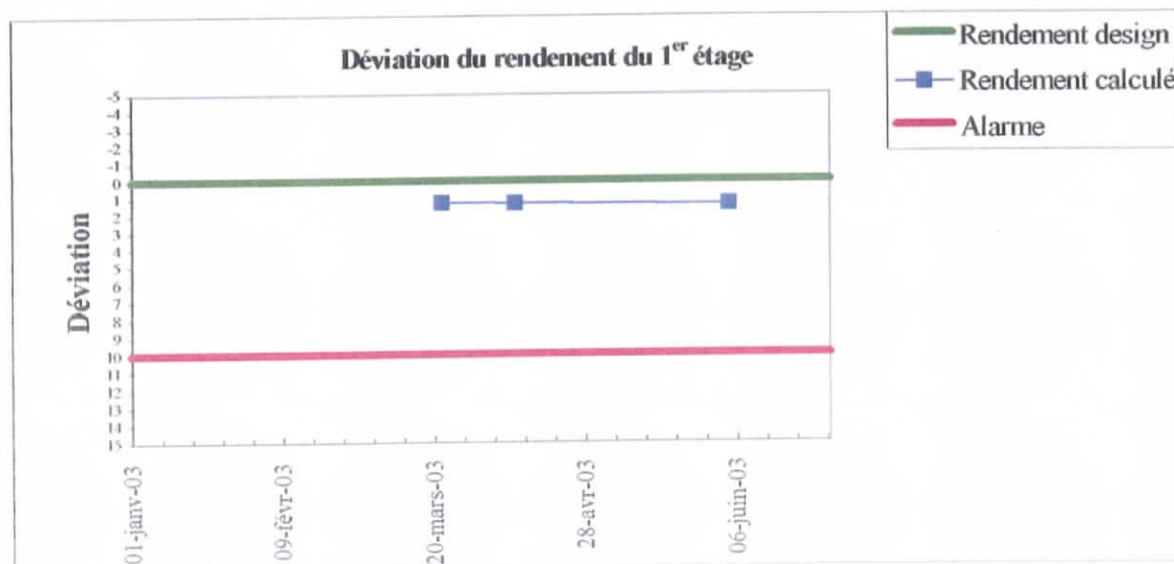


Figure 4.10. Déviation du rendement polytropique du 1^{er} étage

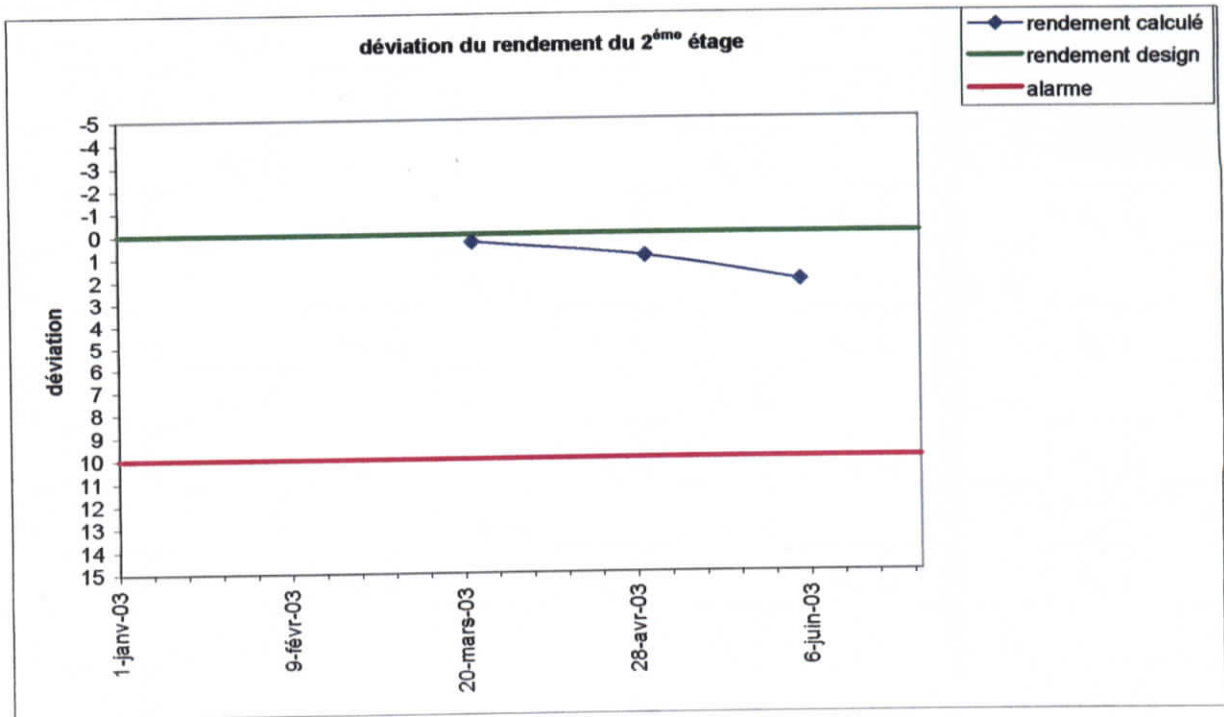


figure.4.11. Déviatiion du rendement polytropique du 2^{ème} étage

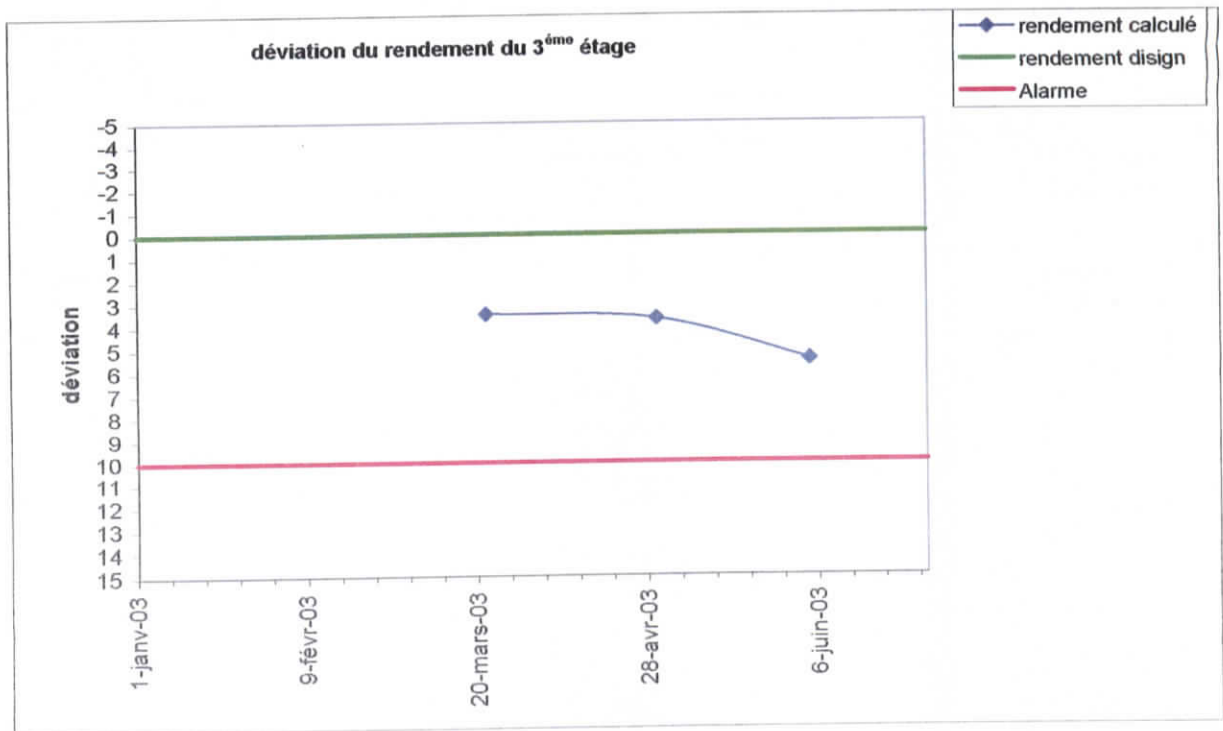
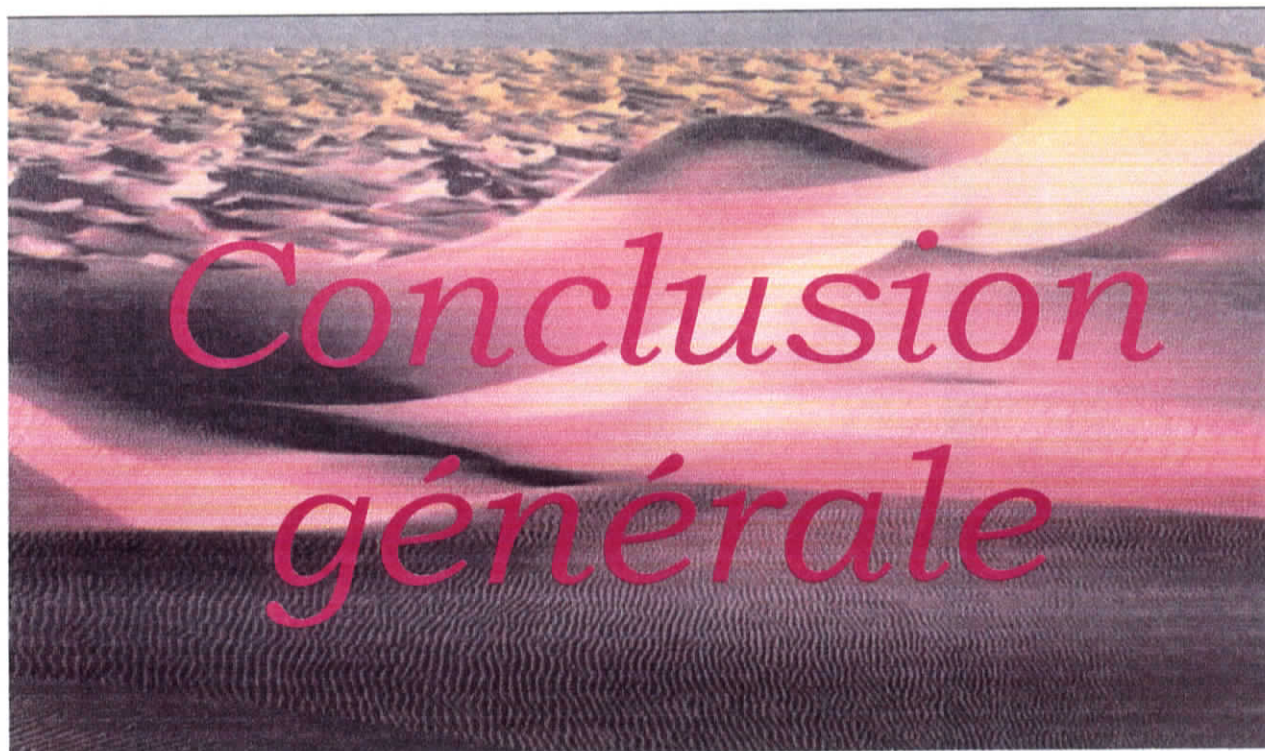


Figure 4.12. Déviatiion du rendement polytropique du 3^{ème} étage

Pour ce qui est des écarts de rendement, on remarquera durant notre stage que le $\Delta\eta$ est relativement petit, ce qui signifie que nos compresseurs sont en bon état. Cet écart doit augmenter progressivement dans le temps, et si ce dernier croît brusquement on sera amené à effectuer un calcul de performance bien précis en prélevant le gaz au point le plus proche à l'aspiration, ainsi que les pressions et températures au moment où la machine est en régime stable. Si nos résultats indiquent un rendement faible, dans ce cas là, l'intervention et la révision sont indispensables afin de cerner les causes de cette chute de rendement qui peuvent être par exemple :

- *Dépôt de polymères.*
- *Encrassement.*
- *Corrosion.*
- *Recirculation (mauvaise étanchéité).*



Dans ce mémoire, nous avons effectué une présentation détaillée des installations pétrolières de Rhourde El Baguel où nous avons séjourné près de trois mois en vue d'effectuer les expériences et les observations sur l'équipement, objet de notre mémoire, à savoir les compresseurs centrifuges K2002/3/4 B de puissance 45000 kW.

Dans un deuxième temps, nous avons développé toute la partie théorique relative au fonctionnement des compresseurs centrifuges.

Dans la partie expérimentale au cours de laquelle nous avons effectué, durant les trois mois de notre présence sur le site, des observations et des relevés de données (pression, température, vitesse de rotation, composition du gaz, etc...) lors du fonctionnement des trains de compression.

Les résultats expérimentaux ainsi obtenus ont été comparés aux valeurs design fournies par le constructeur.

Nous avons ainsi pu établir une étroite corrélation entre ces deux types de valeurs, les valeurs expérimentales se situant à l'intérieur de l'écart admis par le constructeur.

Ces résultats satisfaisants attestent du bon fonctionnement de l'équipement, de son fonctionnement optimum et de sa parfaite maintenance.

Au regard des résultats obtenus, nous considérons avoir atteint notre objectif qui était l'étude du fonctionnement et des performances d'un compresseur de grandes puissances, en fonctionnement permanent dans une importante unité industrielle.

Cette étude facilitée et optimisée par l'existence du DCS au niveau de ces installations, permet aux exploitants d'effectuer aisément la maintenance prédictive dont les avantages vont bien au delà de la classique maintenance préventive.

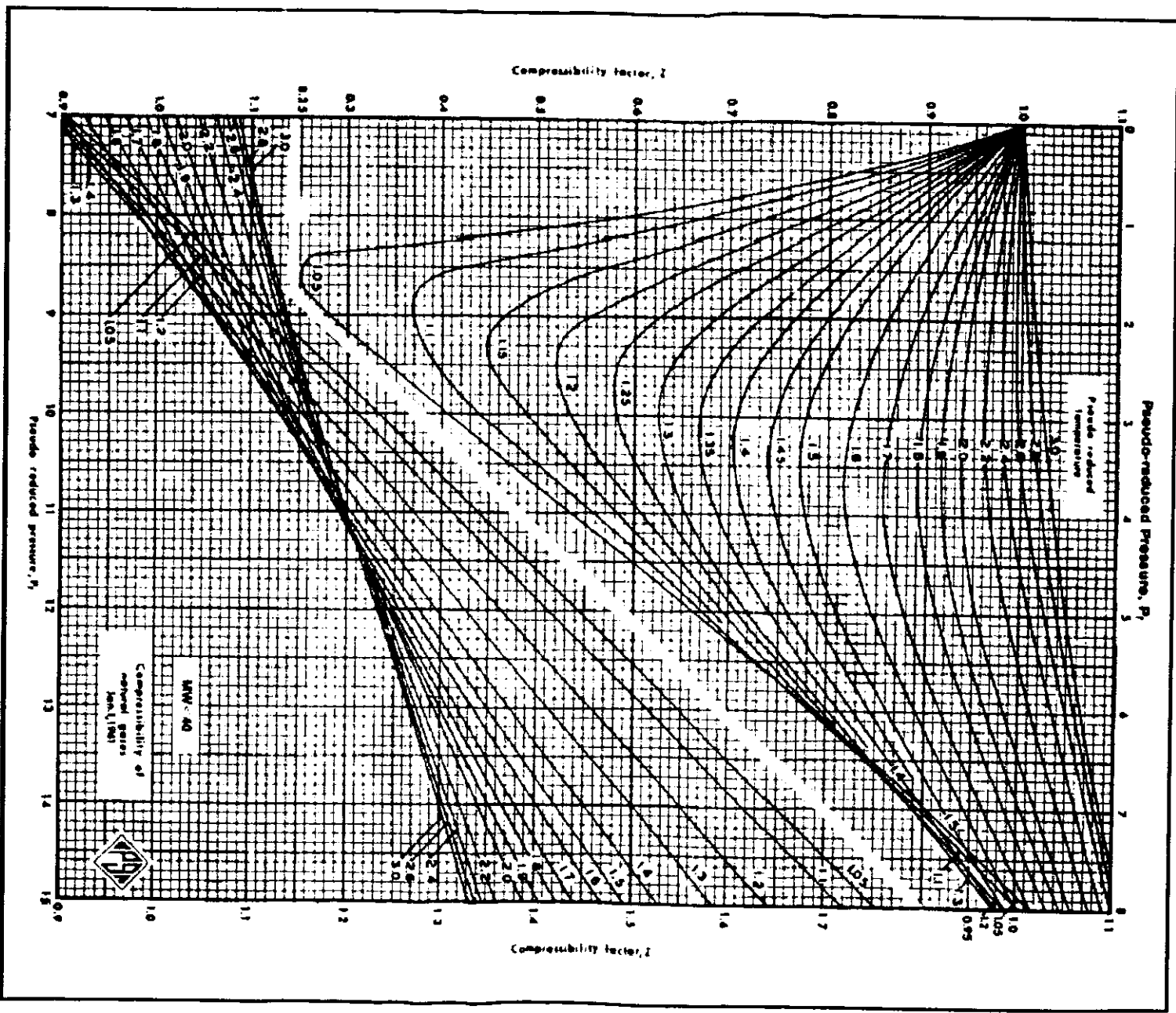
Les avantages attendus de la maintenance prédictive, portent sur l'économie, la productivité, la rentabilité, la fiabilité et la réduction des risques d'arrêts et de pannes.

Annexes

*Facteur de compressibilité
Data sheets du tube de Venturi*



Compressibility Factors for Natural Gas¹





Flow Products, Inc

9720 Katy Road
P.O. Box 19097
Houston, Texas 77224
Telephone: (713) 467-6000
Fax: (713) 827-3680

May 6, 1997

Calculation for Bore - Venturi Fabricated Inlet - Gas - ASME/ISO-5167-1:1991(E) Method

Customer : ARCO EL-DJAZAAR CO.
Cust P.O.: 6355-BID2-0211-02 ✓
Tag NO : FE-6702 A,B,C,D ✓

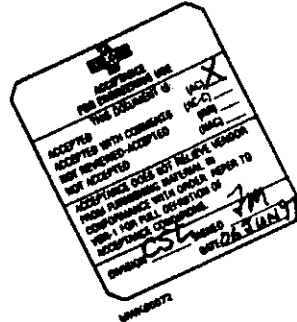
Daniel SO : XM-36244
vCalc NO : 97-824 C ALU

Stream Name : NATURAL GAS

Maximum Flow	468,753.22 SCM/H	400,000.00 Kg/H
Normal Flow	388,097.20 SCM/H	331,174.00 Kg/H
Operating Viscosity	0.0130 Cps	
Reynolds No. (normal flow)	19,774,834 (Pipe)	
Operating Temperature (Tf)	26.70 Deg C	
Operating Pressure (Pf)	37.98 Bars (UpStream)	
Operating Specific Heat Ratio	1.300	
Base Specific Gravity (Gb)	0.69770 (Real Customer Input)	
Meter Maximum Differential (hw)	3,800.00 mmH ₂ O	
Meter Normal Differential	2,604.81 mmH ₂ O	
Base Temperature (Tb)	15.56 Deg C	
Base Pressure (Pb)	1.01325 Bars (a)	
Zb	1.00000 (Pacific Energies)	
Zf	0.89620 (Pacific Energies)	
Barometric Pressure	0.98000 Bars (a)	
Pipe Diameter (D)	455.6252 mm (17.9380")	
Bore (d)	287.8163 mm at 20°C (11.3314")	
Drain Hole	0.0000 mm (0.0000")	
Venturi Material Carbon Steel (SAE 1020)		
Meter Type Dry		

Details

Beta	0.63170
Fa	1.00014
Fh	1.00000
Fm	1.00000
	0.99515 (normal flow)
C	0.98400 (normal flow)
K	1.07314



$Q_h = 0.000670171 * K * F_a * F_h * F_m * Y1 * d^2 * T_b / P_b * \sqrt{Z_b * h_w * P_f / (Z_f * T_f * G_b)}$

$W_h = 0.233545 * K * F_a * F_h * F_m * Y1 * d^2 * \sqrt{h_w * P_f * G_b / (Z_f * T_f)}$

NOTE : Pressures and Temperatures in equations are in absolute units. Licensed to : Daniel Industries

DANIEL

Flow Products, Inc

May 6, 1997

9720 Katy Road
P.O. Box 19097
Houston, Texas 77224
Telephone (713) 467-6000
Fax (713) 827-3880

Calculation for Bore - Venturi Fabricated Inlet - Gas - ASME/ISO-5167-1:1991(E) Method

Customer : ARCO EL-DJAZAIR CO.
Cust P.O. : 6355-BID2-0211-02 ✓
Tag NO : FE-6703 A,B,C,D

Daniel SO : XM-36244

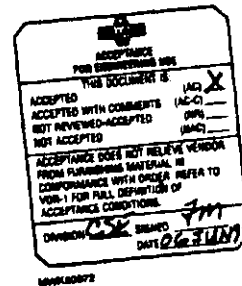
Calc NO : 97-825 CMLC

Stream Name : NATURAL GAS

Maximum Flow	468,753.22 SCM/H	400,000.00 Kg/H
Normal Flow	388,097.20 SCM/H	331,174.00 Kg/H
Operating Viscosity	0.0170 Cps	
Reynolds No. (normal flow)	21,377,392 (Pipe)	
Operating Temperature (Tf)	21.10 Deg C	
Operating Pressure (Pf)	99.08 Bars (UpStream)	
Operating Specific Heat Ratio	1.300	
Base Specific Gravity (Gb)	0.69770 (Real Customer Input)	
Meter Maximum Differential (hw)	3,800.00 mmH ₂ O	
Meter Normal Differential	2,604.81 mmH ₂ O	
Base Temperature (Tb)	15.56 Deg C	
Base Pressure (Pb)	1.01325 Bars (a)	
Zb	1.00000 (Pacific Energies)	
Zf	0.75184 (Pacific Energies)	
Barometric Pressure	0.98000 Bars (a)	
Pipe Diameter (D)	322.3000 mm (12.6890")	
Bore (d)	213.3012 mm at 20°C (8.3977")	
Drain Hole	0.0000 mm (0.0000")	
Venturi Material Carbon Steel (SAE 1020)		
Meter Type Dry		

Details

Beta	0.66181
Fa	1.00002
Ph	1.00000
Fm	1.00000
Y1	0.99805 (normal flow)
C	0.98400 (normal flow)
K	1.09458



$$Q_h = 0.000670169 \cdot K \cdot F_a \cdot F_h \cdot F_m \cdot Y_1 \cdot d^{2.5} \cdot T_b / P_b \cdot \sqrt{Z_b \cdot h_w \cdot P_f / (Z_f \cdot T_f \cdot G_b)}$$

$$W_h = 0.233545 \cdot K \cdot F_a \cdot F_h \cdot F_m \cdot Y_1 \cdot d^{2.5} \cdot \sqrt{h_w \cdot P_f \cdot G_b / (Z_f \cdot T_f)}$$

NOTE : Pressures and Temperatures in equations are in absolute units. Licensed to : Daniel Industries

6355-REB-VN-AC-1163