

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de technologie  
Département Génie Mécanique

## Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

**Filière : Génie Mécanique**  
**Spécialité : Energétique**

### **THEME**

**Amélioration des performances de la station de réinjection de gaz - Rhourde  
El Baguel**

Présenté par :

Ben allal sidali

Promoteur : Mr. BRACHEMI BÉLAID

Mechiche mohamed

Encadreur : Mr. mebarki hasane

**Promotion 2020-2021**

# Remerciements

*En premier, nous remercions le tout puissant ALLAH, notre créateur qui nous a donné la force et le courage de conclure notre travail.*

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur Dr. Brachemi pour nous avoir encadrés durant notre projet de fin d'études et nous avoir conseillé tout le long de notre travail.*

*Nous tenons aussi à remercier chaleureusement les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant d'évaluer et de juger ce Modeste travail.*

*Nos sincères remerciements vont également à tous les enseignants du département génie mécanique qui nous ont appris beaucoup de choses durant notre cycle de formation.*

*Nous tenons à transmettre nos sincères remerciements à notre encadreur Mr. Hasan mebarkí pour toute l'aide et les conseils qu'il nous a apportés durant notre stage.*

# Dédicaces

*Je dédie ce travail premièrement à la mémoire de mon père. Tu représenteras tout au long de mon parcours l'exemple et la voie qui me permettra de réussir ma vie*

*Je dédie ce travail qui n'aura jamais pu voir le jour sans ma cher famille ma mère, mes frères et sœurs, ainsi que mon ami Mohamed et sa famille, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études, Que dieux vous protègent et que la réussite soit toujours à ma portée pour que je puisse vous combler de bonheur.*

*Tous mes amis, particulièrement DJEDDI islam, TIZIOUALOU zakaria, BENTAALA ali, KIDOUCHÉ yahia, OUAGNOUNI hocine, LAZALI nadir, Mehdi djodi , BENDOUHOU Hocine, Hakim maabout , Lyna radi , Salim hadar, Chahinez Rezouani, feriel tamani , Omar mokadem , Rabah teba .*

*Je n'oublierai pas de dédier ce travail à tous ceux ou celles qui ont ne serait-ce qu'un moment partagé ma vie.*

*Sidali*



## Dédicaces

*A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur  
amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières  
tout au long de mes études,*

*A toute ma famille, mes amis pour leur soutien tout au  
long de mon parcours universitaire,*

*Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux  
tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible,*

*Merci d'être toujours là pour moi.*

*Mohamed Mechiche*

# SOMMAIR

## Sommaire

---

Introduction générale	1
<b>Chapitre I :_Etude fonctionnelle de la station REB</b>	
I.1 Présentation de la région REB	2
I.1.1 Situation géographique	2
I.1.2 Présentation de secteur du REB	3
I.2 Installations de production	4
I.2.1 Description de l'usine de REB	4
I.2.2 Phase a ou zone CPF	4
I.2.3 Phase b ou zone TCF5	
I.3 Position du problème	6
I.4 Objectif	7
<b>Chapitre II : Généralités sur la turbine MS5002 Et compresseurs BCL</b>	
Introduction	8
II.1 Solution	8

II.2 Turbine à gaz MS5002 (C-D)	8
II.2.1 Définition	8
II.2.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002 C-D (régime nominale)	9
II.2.3 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE A GAZ MS5002 C ET D	10
II.2.4 Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS 5002	11
II.2.5 Les parties concernés de réhabilitation du model C au D	11
II.2.6 L'Influence des facteurs extérieurs	11
II.2.7 L'Influence des facteurs intérieurs	12
II.3 Les compresseur BCL	12
II.3.1 Définition	12
II.3.2 But de la compression	13
II.3.3 Compresseurs Centrifuges type BCL / 505, 404, 305	13
II.3.5 Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge	14
II.3.6 Courbes de performance d'un compresseur centrifuge	16
Conclusion	18

## **Chapitre III : calcul des performances de la turbine et des compresseurs**

Introduction 19

III.1 Calcul thermodynamique de la turbine MS5002 (c et d) à deux lignes arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation	19
III.1.1 Données de départ	19

III.1.2 Calcul du coefficient d'excès d'air $\alpha$	21
III.1.3 Calcul de la densité	22
III.1.4 Paramètre d'air avant le premier de compresseur	23
III.1.5 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point2a)	25
III.1.6 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion	26
III.1.7 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion	27
III.1.8 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)	27
III.1.9 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)	28
III.1.10 Les paramètres avant le premier étage de la turbine HP	30
III.1.11 Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP	31
III.2 Calcul de Débit et rendement	33
III.2.1 Calcul de Travail massique	33
III.2.2 Le rendement thermique de la TAG	34
III.3 Le calcul thermodynamique d'après les données réelles (sur site)	35
III.3.1 Données du site: (MARK V) des trains de compression C et D	35
III.3.2 Travail massique de la TBP	37
III.3.3 Puissance de la turbine	38
III.3.4 Travail du compresseur WC	38
III.3.5 Puissance utile (pour entraîner la charge)	38
III.3.6 Débit massique des gaz	38
III.3.7 Les résultats après le calcul model c (MS5002 C)	38
III.3.8 Les résultats après le calcul model d (MS5002 D)	39
III.3.9 Tableaux comparatif des résultats obtenus en différentes températures	40
III.4 Courbes de performance de TAG frame 5 cas réel	41

III.4.1 la puissance utile	41
III.4.2 le rendement thermique de la turbine	41
III.5 Interprétation	42
conclusion	42
III.6 Calcul thermodynamique du compresseur centrifuge BCL (505C -404C-305C)	43
III.6.1 Détermination de le constant spécifique de Gaz	43
III.6.2 Détermination de la chaleur spécifique à la composant	44
III.6.3 Détermination du coefficient adiabatique K	45
III.6.4 Calcul du travail adiabatique	45
III.6.5 Calcul du travail poly tropique	46
III.6.6 Calculons le travail poly tropique	46
III.6.7 Calcul de travail réel $W_r$	46
III.6.8 Calcul de rendement adiabatique	47
III.6.9 Calcul de rendement poly tropique $\eta_p$	47
III.6.10 Calcul de la puissance réelle transmise au gaz	47
III.6.11 Calcul de puissance absorbée (Pabs)	48
III.7 Calcul thermodynamique du compresseur centrifuge BCL (505D -404D)	49
III.7.1 Détermination de le constant spécifique de Gaz	49
III.7.2 Détermination de la chaleur spécifique à la composant :	49
III.7.3 Détermination du coefficient adiabatique K	51
III.7.4 Calcul du travail adiabatique	51
III.7.5 Calcul du travail poly tropique	51
III.7.6 Calculons le travail poly tropique	52
III.7.7 Calcul de travail réel $W_r$	52

III.7.8 Calcul de rendement adiabatique	52
III.7.9 Calcul de rendement poly tropique $\eta_p$	53
III.7.10 Calcul de la puissance réelle transmise au gaz	53
III.7.11 Calcul de puissance absorbée (Pabs)	53
III.8 Résultat finale	54
Conclusion	54

## **Chapitre IV : La simulation et le simulateur HYSYS**

Introduction	55
IV.1 Description du Simulateur HYSYS	55
IV.2 Principes de fonctionnement et rôle des simulateurs	56
IV.3 Les modèles thermodynamique de HYSYS	57
IV.3.1 Les équations d'état	57
IV.4 Utilisation de simulateur HYSYS	57
IV.5 Les résultats obtenus	58
IV.5.1 simulation de compresseur Bcl 305	58
IV.5.2 simulation de compresseur Bcl 404	59
IV.5.3 simulation de compresseur Bcl 505	59
Conclusion	60

## Liste des figures

---

Figure- I-1 Situation géographique de REB	2
Figure- I.2 Les collecteurs principaux de REB	3
Figure- I.3 Phase A ou Zone CPF	5
Figure- I.4 Phase B ou Zone TCF	6
Figure- II.1 La turbine à gaz MS 5002	9
Figure- II.2 Schéma de la turbine à gaz MS 5002C	10
Figure- II.3 courbe des performances	12
Figure- II.4 Train de compression	13
Figure-II.5 Compresseur centrifuge BCL	14
Figure-II.6 Schéma de compression dans un étage du compresseur centrifuge	15
Figure- II.7 La courbe caractéristique (pression/débit)	17
Figure-II.8 Courbe Caractéristique (hauteur / débit)	18
Figure- III.1 Schéma de l'installation de TAG à deux arbres	20
Figure- III.2 Diagramme T.S	21
Figure- III.3 Courbe de la puissance utile en fonction de température	41
Figure- III.4 courbe de rendement thermique en fonction	41
Figure- IV.1 Schéma de la simulation de l'unité de compression (BCL 305)	58

Figure- IV.2 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 404)	58
Figure- IV.3 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 505)	59
Figure- IV.4 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 404)	59
Figure- IV.5 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 505)	60

---

Tableau III. 1	Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz turbine	19
Tableau III. 2	Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP	20
Tableau III. 3	Caractéristiques du fluide moteur	20
Tableau III. 4	Pouvoir comburivore G0 du carburant	22
Tableau III. 5	Coefficient d'excès d'air	22
Tableau III. 6	La densité de l'air à l'entrée du filtre	23
Tableau III. 7	Les paramètres statiques au point1b	24
Tableau III. 8	Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point2a)	25
Tableau III. 9	Les paramètres statiques de l'air après le dernier étage du compresseur (2a)	26
Tableau III. 10	Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion	27
Tableau III. 11	Les paramètres du gaz après la chambre de combustion	27
Tableau III. 12	Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)	28
Tableau III. 13	Les paramètres statiques du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)	28
Tableau III.14	Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)	29
Tableau III.15	Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)	30
Tableau III.16	Les paramètres statiques du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)	30
Tableau III.17	Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine HP	31
Tableau III.18	Les paramètres statiques du gaz avant le premier étage de la turbine HP	31
Tableau III. 19	Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine BP	32
Tableau III. 20	Les paramètres statiques du gaz après le dernier étage de la turbine BP	33

Tableau III. 21 Travail massique de la TAG	33
Tableau III. 22 Les débits (de combustible $G_c$ , de l'air $G_a$ , le débit massique des gaz $(G_g)TBp$ )	34
Tableau III. 23 Le rendement thermique de la TAG	34
Tableau III. 24 Taux de compression de compresseur axial	35
Tableau III. 25 Les débits (de combustible $G_c$ , de l'air $G_a$ , le débit massique des gaz $(G_g)TBp$ )	36
Tableau III. 26 Taux de compression de la THP	37
Tableau III. 27 Les résultats après le calcul des paramètres (P, T et $\rho$ model c)	38
Tableau III. 28 Les résultats après le calcul des paramètres (P, T et $\rho$ model d)	39
Tableau III. 29 Les résultats des débits, puissance, travail et rendement pour TAG c et d	39
Tableau III. 30 Tableaux des résultats obtenus en différentes températures pour MS 5002 c	40
Tableau III. 31 Tableaux des résultats obtenus en différentes températures pour MS 5002 d	40
Tableau III.32 Caractéristique de Gaz	43
Tableau III.33 le constant spécifique de Gaz	43
Tableau III.34 la chaleur spécifique	44
Tableau III 35 la masse de chaque composant	44
Tableau III 36 la concentration massique	45
Tableau III.37 la chaleur spécifique	45
Tableau III.38 Le coefficient adiabatique K	45
Tableau III.39 Le travail adiabatique	46
Tableau III.40 Le coefficient poly tropique	46
Tableau III.41 Le travail poly tropique	46
Tableau III .42 Le travail réel	47

Tableau III .43 Le rendement adiabatique	47
Tableau III .44 Le rendement poly tropique	47
Tableau III .45 La masse volumique	47
Tableau III .46 Le débit massique	48
Tableau III .47 la puissance réelle transmise	48
Tableau III .48 la puissance absorbée	48
Tableau III .49 le constant spécifique de Gaz	49
Tableau III .50 la chaleur spécifique	49
Tableau III .51 la masse de chaque composant	50
Tableau III .52 la concentration massique	50
Tableau III .53 la chaleur spécifique	51
Tableau III .54 Le coefficient adiabatique K	51
Tableau III .55 Le travail adiabatique	51
Tableau III .56 Le coefficient poly tropique	52
Tableau III .57 Le travail poly tropique	52
Tableau III .58 Le travail réel	52
Tableau III .59 Le rendement adiabatique	52
Tableau III .60 Le rendement poly tropique	53
Tableau III .61 La masse volumique	53
Tableau III .62 Le débit massique	53
Tableau III .63 la puissance réelle transmise	53
Tableau III .64 la puissance absorbée	54
Tableau III .65 la puissance absorbée	54

## Nomenclature

Variable	Désignation	Unité
T	La température	K
P	La pression	bar
P <sub>u</sub>	Puissance utile	MW
PCI	Pouvoir calorifique inférieure	KJ/kg
G <sub>0</sub>	Pouvoir camburivore	kg/kgc
T*	Température statique	K
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique	Kj/kg.K
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
r	Constant des gaz parfait	J/kg.K
C	La vitesse	m/s
M	La vitesse subsonique	m/s
$\rho^*$	Masse volumique statique	kg/m <sup>3</sup>
P*	La pression statique	bar
W	Le travail	kJ/kg
q	débit volumique reliée aux pertes	m <sup>3</sup> /s
G	débit massique	m <sup>3</sup> /s
Q	La quantité de chaleur	J
Z	Hauteur par rapport au niveau de la mer	m
Q <sub>v</sub>	débit volumique	m <sup>3</sup> /s
P <sub>T</sub>	Puissance total de la turbine	MW
Z	Facteur de compressibilité	/
Abréviation	Désignation	
TAG	Turbine à gaz	
REB	Rhourd el baguel	
TBP	Turbine bas pression	
THP	Turbine haut pression	
GE	General électrique	
MP	Moyen pression	
IGV	L'aube variable a l'admission de compresseur	
VARIABLE GRECQUE	Désignation	Unité
$\lambda_k$	Caractéristique de MEKONOVALOV.	/
$\eta$	Le rendement	%
M	<i>La Masse molaire</i>	kg / K mol
N	La Vitesse de rotation	Tr/min
X <sub>l</sub>	Concentration moléculaire	%
<i>gi</i>	la concentration massique	/
K	coefficient adiabatique	/
E	taux de compresseur BCL	/
$\varepsilon$	taux de compression de turbine	/
$\gamma$	Rapport des chaleurs spécifique	/

$\alpha$	Coefficient d'excès d'air	/
$\Delta P$	Les pertes relatives à la pression	Pa
$\xi$	coefficient d'expérience.	/
n	Coefficient polytropique	/
<b>Indices</b>	<b>Désignation</b>	
a	air	
g	gaz	
cc	Chambre combustion	
mec	Mécanique	
u	Utile	
th	thermique	
1, 2, 3,4, 5	Indique la position dans la turbine	
ca	Compresseur axial	
i	Inferieur	
r	Réel	
ad	adiabatique	
p	Polytropique	
v	Volumique	
abs	Absorbée	
c	Combustible	
f	fuites	
qr	débit massique relatif de l'air de refroidissement	
a, b, c,d	Indique la position dans la turbine	
Pa	Pression aspiration	
Pr	Pression refoulement	

---

# INTRODUCTION GENERALE

Dans l'industrie pétrolière, l'exigence à long terme et l'urgence de la qualité des produits finis obligent la SONATRACH à investir massivement pour poursuivre et renforcer le développement des zones dites gazières et augmenter le taux de récupération des réserves existantes. de production, la SONATRACH a récemment adopté une nouvelle politique de coopération étrangère pour augmenter la production afin de maîtriser les nouvelles technologies fournies par ces compagnies pétrolières. Le sujet de notre projet est de améliorer les performances de la turbin a gaz MS5002C ver le model D par échanger le module HP . Le but est d'établir le calcul des performances du compresseur BCL et la turbinMS5002 de vérifier ces paramètres caractéristiques. La phase de recherche sera décrite comme suit:

- Dans un premier chapitre, on présentera d'une façon détaillée le champ de Rhourde El Baguel ainsi on a fait une étude fonctionnel de la station .
- dans le second, on s'intéressera d'une façon générale aux le principe de fonctionnement de la turbine a gaz MS5002 est les compresseur BCL
- Le troisième chapitre, on va faire le calcul des performances du compresseurs et les deux turbin a gaz MS 5002 (calcul thermodynamique, ).
- Le quatrième chapitre, on a opté de faire la simulation avec le logiciel Aspen HYSYS.
- Enfin, nous terminerons cette étude par une conclusion générale.

# Chapitre I

## I.1 Présentation de la région REB

### I.1.1 Situation géographique :

Le champ de Rhourde El Baguel se trouve sur le système de structures qui borde la province d'Illizi et de Ghadamès vers l'Ouest. Sa surface est estimée à 164,05 km<sup>2</sup>. Rhourde El Baguel fait partie de la commune d'El-Borma - Daira Hassi Messaoud – Wilaya de Ouargla.

Les coordonnées géographiques de REB sont les suivantes : X = 6° 54' 00'' à 7° 01' 00'' (Longitude Est).

Y = 31° 20' 00'' à 31° 28' 00'' (Latitude Nord).

L'altitude moyenne du champ est de 170,68 m.

Le mot Rhourde El Baguel signifie «Grande dune»; le champ est situé à 90 km Sud-Est de la ville d'Hassi Messaoud sur la bordure Ouest du bassin de Ghadamès, à environ 1000 km d'Alger. [1]

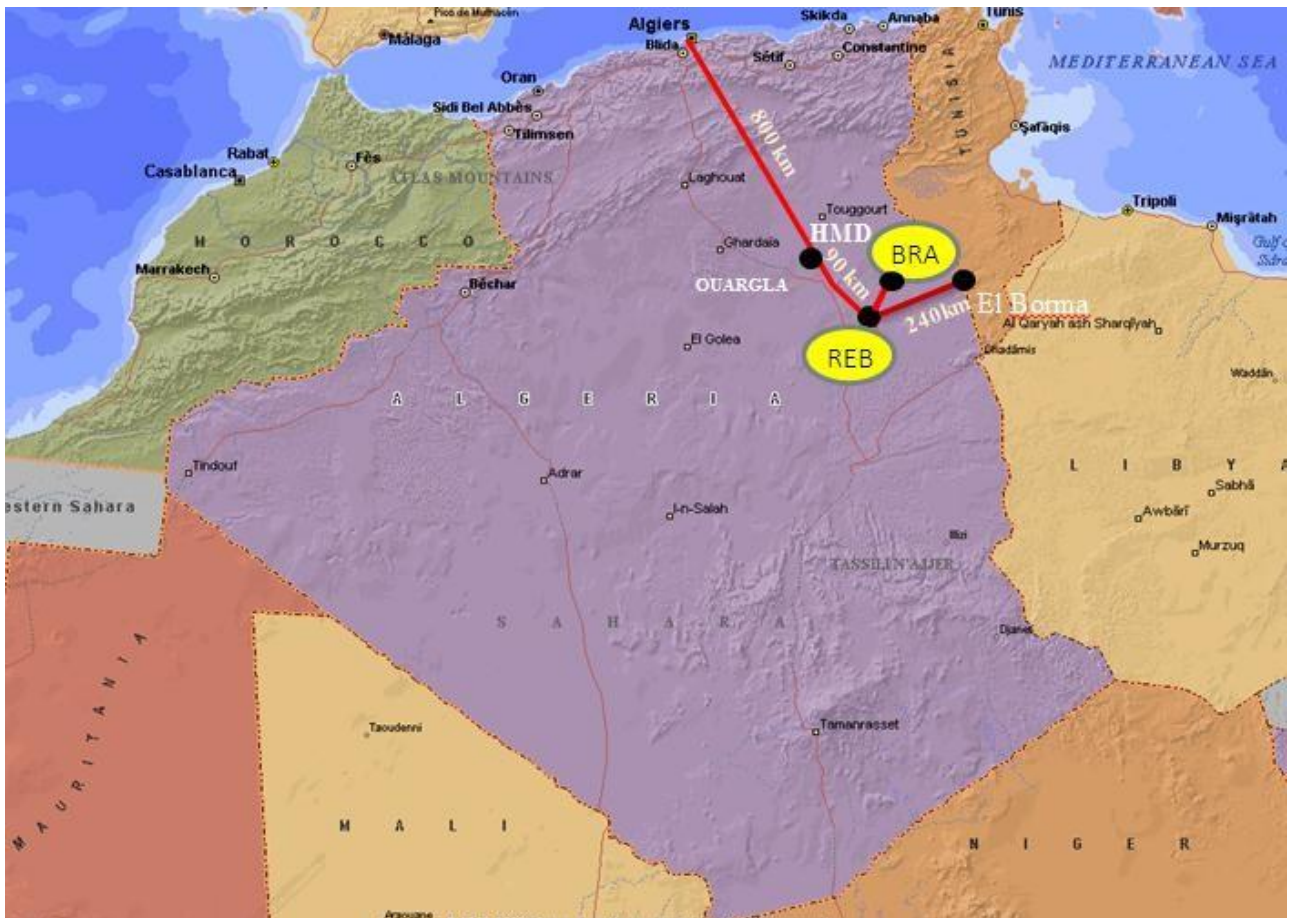


Figure I-1 .Situation géographique de REB [1]

## I.1.2 Présentation de secteur du REB

La société SONARCO exploite le gisement de Rhourde El Baguel, soit 49 puits producteurs d'huile à partir desquels le pétrole brut est produit. De cette huile sont également extraits de l'eau et du gaz : environ 700 millions pieds cube de gaz sont réinjectés chaque jour pour maintenir la pression du gisement.

L'huile issue des puits est rassemblée à l'aide de 3 manifolds (Nord, Plant et Sud), possédant chacun 3 systèmes d'exploitation :

Systeme Haute Pression (HP), Systeme Moyenne Pression (MP), Systeme Basse Pression (BP).

Afin de stabiliser l'huile et de récupérer le gaz, 2 centres d'exploitation ont été mis en place: le centre CPF ou phase A, et le centre TCF ou phase B.

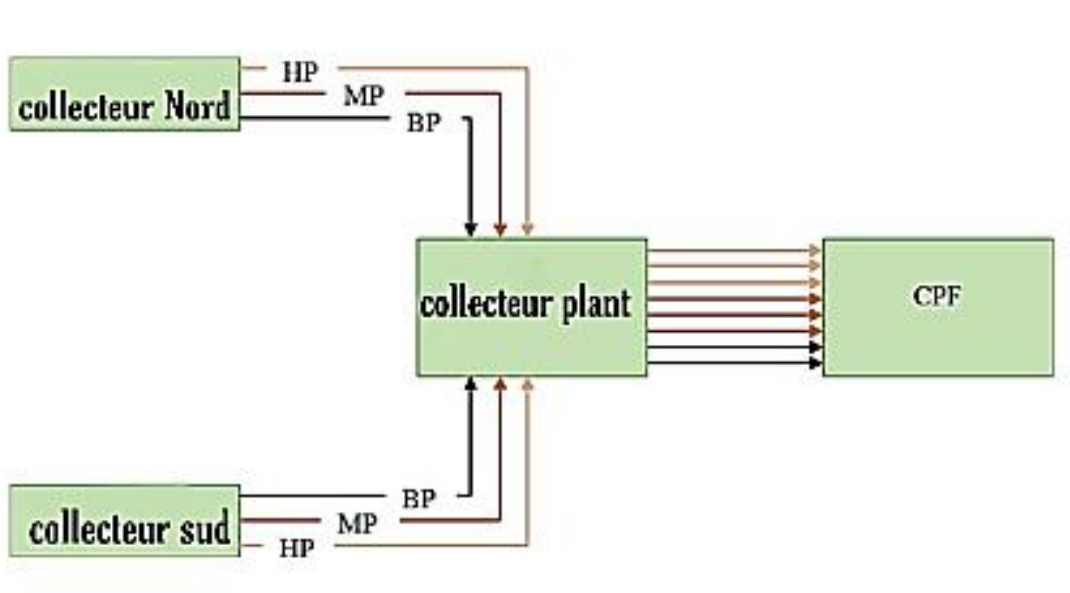


Figure I.2. Les collecteurs principaux de REB [1]

## I.2 INSTALLATIONS DE PRODUCTION

### I.2.1 Description de l'usine de REB :

Le projet de récupération assistée du pétrole brut du gisement de RHOURE EL BAGUEL a pour but d'augmenter la récupération du brut en maximum en injectant du gaz dans les puits injecteurs dont l'unité de production comprend deux phases :

Centre de production huile (Phase A) ou CPF qui contient une unité de traitement, l'optimisation et les utilités ;

Centre de production gaz (Phase B) ou TCF qui assure la compression du gaz miscible à une haute pression .

### I.2.2 Phase A ou Zone CPF :

La Phase A comprend les installations suivantes :

- **Collecteur Nord** conçu avec trois niveaux de pression LP, MP et HP, et reçoit 25 puits.
- **2-Collecteur Sud** conçu avec trois niveaux de pression LP, MP et HP, et reçoit 15 puits.
- **Collecteur Centre** conçu avec trois niveaux de pression LP, MP et HP, et reçoit 10 puits.
- **Un système de collecte des pipes** effluents à partir des manifolds jusqu'au centre de production.
- **Unité de séparation du brut** pouvant traiter les effluents HP, MP et LP, constituée de : Trois séparateurs HP

Six séparateurs MP, divisés en 2 groupes de 3 séparateurs Un séparateur LP

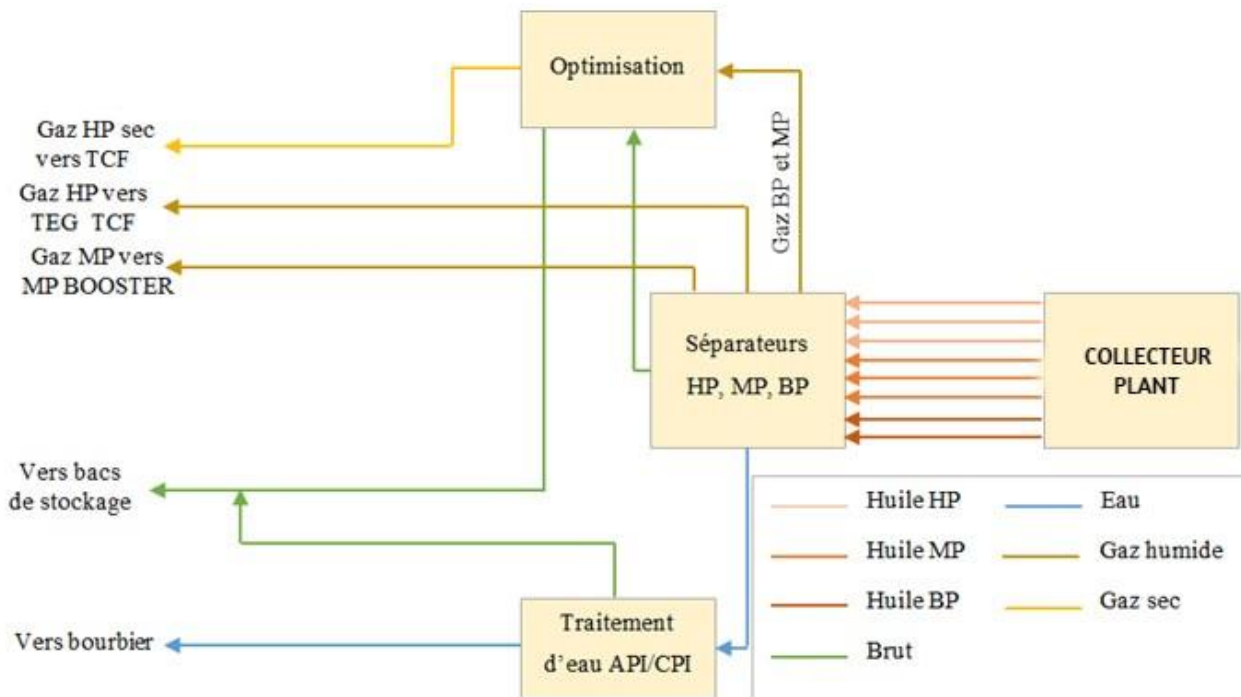


Figure I.3 Phase A ou Zone CPF[1]

## I.2.3 Phase B ou Zone TCF:

Turbo compresseurs facilité, connue par phase B.

Cette unité a pour but de comprimer le gaz sec jusque 420 bars et l'injecter dans le puits injecteurs afin de pousser le pétrole vers les puits producteurs, il a aussi un but d'élever la pression du gisement.

La Phase B comprend les installations suivantes :

- 1- Compresseur MP
- 2- Quatre trains de déshydratation de gaz
- 3- Quatre trains turbocompresseurs de trois étages
- 4- Un pipeline d'importation du gaz d'injection
- 5- Un système de desserte cheminant ZINA FILTRE
- 6- Unité Du Gaz Combustible
- 7- la torche a haute pression

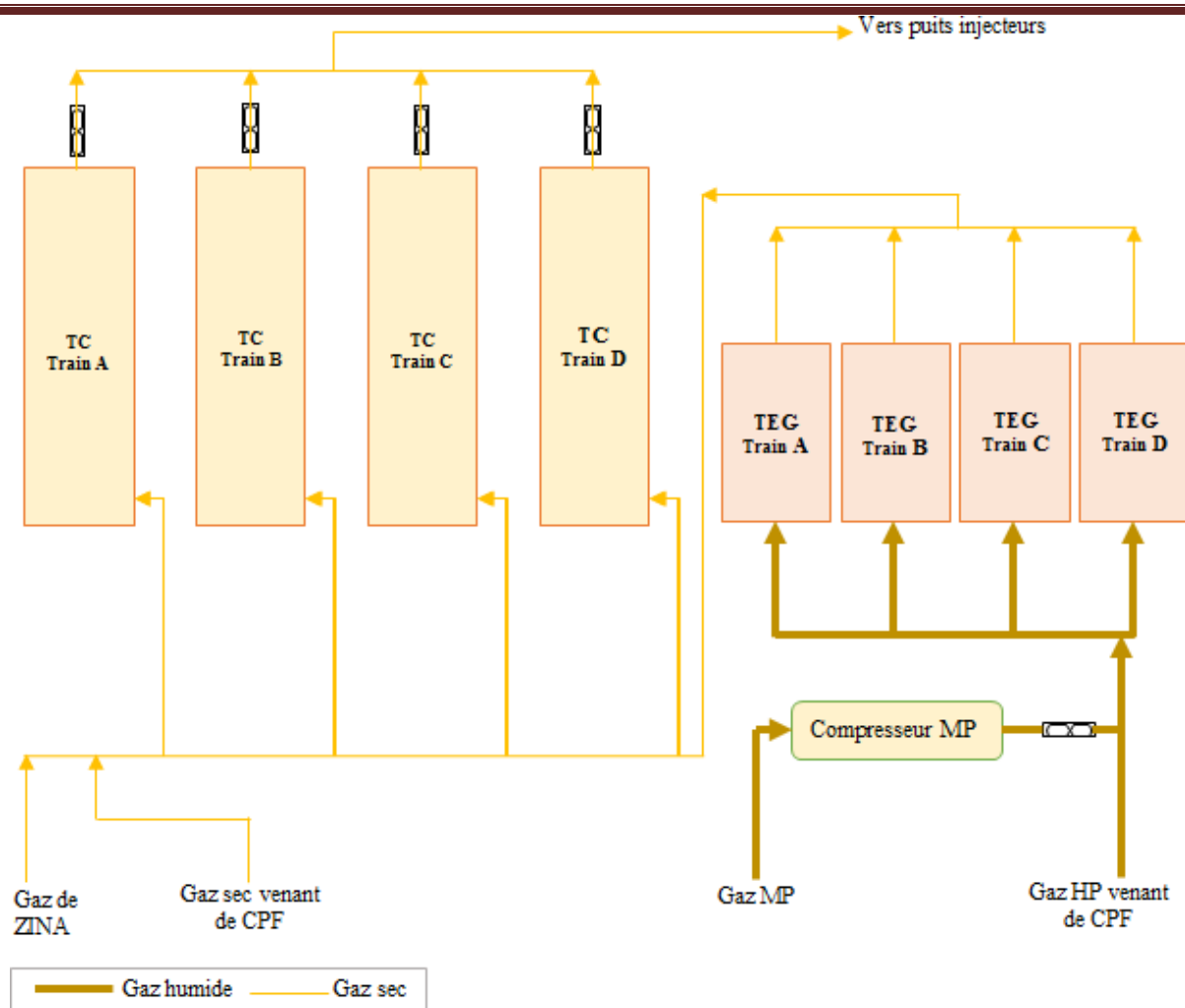


Figure I.4.Phase B ou Zone TCF [1]

### I.3 POSITION DU PROBLEME :

L'un des problèmes que nous avons rencontrés les Pertes de production suite à la fermeture des puits producteurs d'huile lors du déclenchement ou d'indisponibilité d'un ou plusieurs trains de compression

Cette perte de production est justifié par la diminution du rendement des TAG par effet de la température ambiante.

Le centre TCF consiste à augmenter la pression du gisement par injection de gaz miscible.

On a dans l'unité de compression de gaz quatre trains de compressions A, B, C, D identiques

Ces quatre turbines marchent en permanence à fin d'assurer la réinjection de totalité de gaz associée environ de 18 sm<sup>3</sup>/j

Chaque arrêt ou bien intervention de maintenance conduit directement vers perte de production est justifié par une chute de puissance nécessaire pour réinjecter suffisamment de gaz.

### **I.4 OBJECTIF :**

- ❖ Augmentation de la capacité d'injection des train HP au niveau TCF.
- ❖ arriver à fonctionner avec trois (03) train de compression durant toute l'année.
- ❖ Assurer la maintenance des turbocompresseurs sans impact sur la production.
- ❖ Eviter le torchage du gaz surtout durant les périodes de chaleur.

# Chapitre II

## Introduction

Dans notre région, la réinjection de gaz naturel dans le puits est une solution adoptée pour compenser la pression insuffisante du gisement, augmentant ainsi la production et maximisant les retombées économiques

Les turbines a gaz du model frame 5 (C et D) qui entraînent les compresseurs de réinjection font ce travail en assurant une production environ de (19000 barrel). Ces quatre turbines marchent en permanence à fin d'assurer ce taux de production .Chaque arrêt ou bien intervention de maintenance conduit directement vers une baisse d'extraction du pétrole causée par une chute de puissance nécessaire pour réinjecter suffisamment de gaz associé.

## II.1 SOLUTION :

La solution la plus convenable pour nous est de faire une conversion d'une turbine de modèle MS5002C vers une MS5002D, autrement dire augmenter la puissance de 28MW jusqu'à 32MW .L'idée fondamentale de cette approche est basé sur plusieurs scénarios dans les deux saisons hivernale et estivale.

## II.2 TURBIN A GAZ MS5002 (C-D) :

### II.2.1 Définition

Une turbine à gaz, également appelée turbine à gaz, est une machine thermique tournante appartenant à la famille des moteurs à combustion interne. Sa fonction est de générer de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans les hydrocarbures. Une turbine à gaz est un moteur thermique qui effectue différentes étapes de son cycle thermique dans une série d'organes traversés par un flux continu de fluide gazeux moteur. C'est la différence fondamentale avec le moteur à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Sous tous les angles, il peut être vu comme un système autosuffisant ; il absorbe l'atmosphère et la comprime dans son propre compresseur, augmentant l'énergie de l'air dans sa chambre de combustion, et lors de la détente de la partie turbine Convertissant cette énergie en énergie mécanique utile La sortie mécanique transmet la puissance utile connectée au récepteur (alternateur, pompe centrifuge, compresseur de gaz, etc.) de la manière suivante.

## Généralités sur la turbine à gaz et compresseur

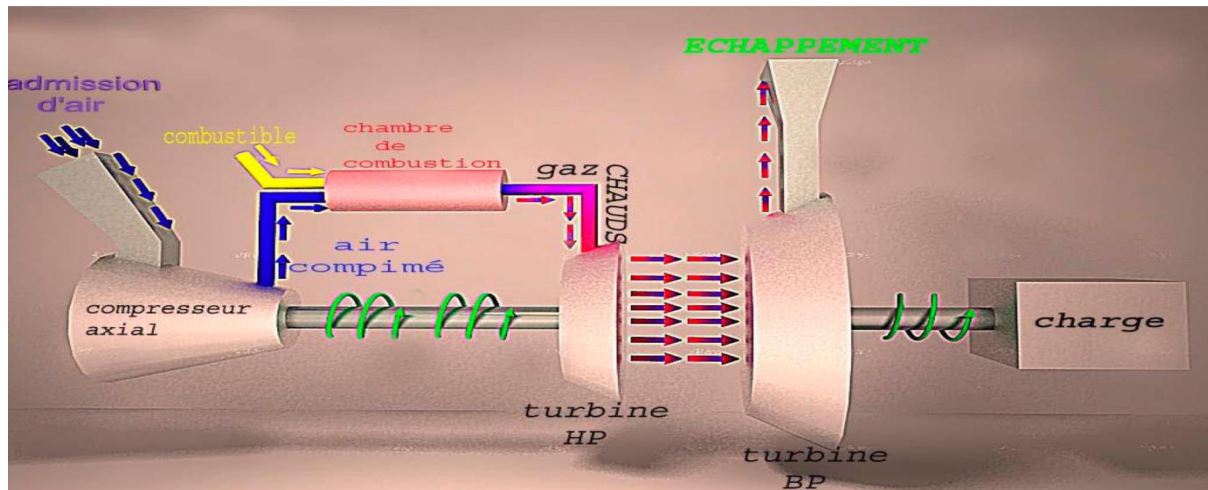


Figure II.1 La turbine à gaz MS 5002

### II.2.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002 C-D (régime nominale) :

	MS 5002C	MS 5002D
Marque	Générale électrique ( Nuovo Pignone)	Générale électrique ( Nuovo Pignone)
Série du model	MS 5002C	MS 5002D
Vitesse de la roue HP	5100 tr/min	5100 tr/min
Vitesse de la roue BP	4903 tr/min	4700 tr/min
Commande	MARK V SPEED TRONIC	MARK V SPEED TRONIC
Mécanisme de froidissement	Engrenage réducteur à rochet	Réducteur avec vireur
Sortie de base	38000hp	43700hp
Température d'aspiration (°C)	15°C	15°C
Pression d'échappement(PSI)	14,7	7
Nombre des étages du compresseur axial	16	17

Tableau II .1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002 C-D

## II.2.3 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE A GAZ MS5002 C ET D :

Grâce au dispositif de démarrage, le rotor de la turbine/compresseur haute pression atteint d'abord 20 % et 40 % du modèle de vitesse d. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est acheminé vers la chambre de combustion, où le carburant est évacué sous pression (voir Figure 1). L'étincelle à haute pression enflamme le mélange air-carburant. (La chambre de combustion continuera à brûler après l'allumage). Le gaz chaud augmente la vitesse du rotor de la turbine haute pression/du compresseur. À son tour, cela augmentera la pression de refoulement du compresseur. Lorsque la pression commence à s'accumuler, le rotor de la turbine basse pression commence à tourner et les deux rotors de la turbine accélèrent jusqu'à la vitesse de fonctionnement. Les produits de combustion (gaz haute pression et haute température) sont d'abord détendus par une turbine haute pression, puis détendus par une turbine basse pression, puis rejetés dans l'atmosphère.

En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sorti (voir Fig.1) . Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'utilisation de deux roues de turbine indépendantes permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge, tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur. Axial.

Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre .

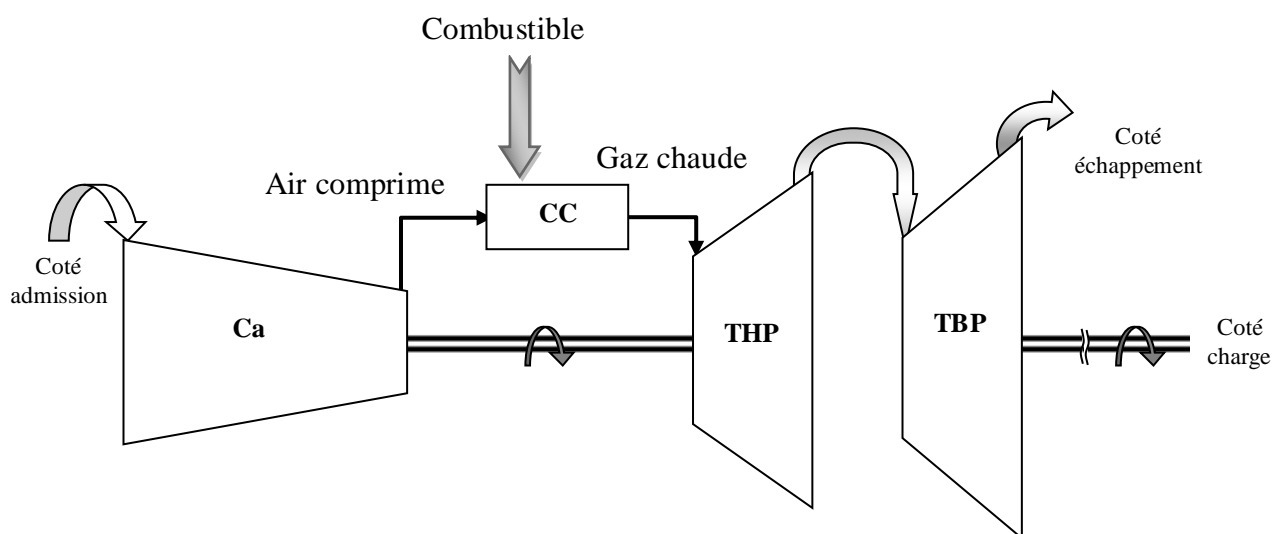


Figure .II.2 Schéma de la turbine à gaz MS 5002C.

## II.2.4 Les différentes sections principales de la turbine à gaz MS 5002 :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002 sont :

- Section de compression. 16 étage pour le model C et 17 étage pour le model D
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion). On a 12 chambres
- Section turbine (la roue HP et BP).
- Section d'échappement
- La partie auxiliaire.

## II.2.5 Les parties concernées de réhabilitation du model C au D :

Pour faire une réhabilitation du model C vert model D i faut changer le module HP ;les partie concernes de transformation sont :

1-IGV.

2-Compresseur axial.

3-La directrice 1 er étage.

4-Section d'admission.

5- Ensemble enveloppe de combustion.

6-Le palier N°2.

7-Section d'échappement.

## II.2.6 L'Influence des facteurs extérieurs :

### ➤ La température ambiante

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

Il est clair sur le graphique ci-dessous que lorsque la température ambiante augmente la puissance dégagée diminue et la consommation spécifique augmente.

Les performances d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque plus que la température ambiante diminue plus que la masse d'air admise dans le compresseur augmente ce qui influe directement sur les performances .Pour une température de 50°C, en enregistre une diminution de 20% de puissance.

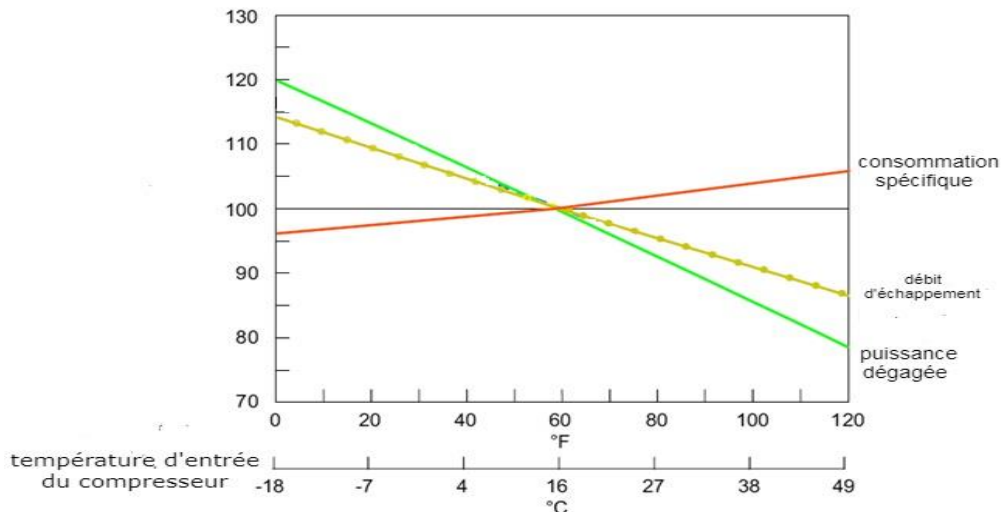


Figure .II.3 courbe des performances

## ➤ La pression atmosphérique :

Si La pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de Référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse volumique) et la puissance utile est Proportionnellement réduite

## ➤ L'humidité Relative :

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente

## II.2.7 L'Influence des facteurs intérieurs :

- Chutes de pression dans la section d'admission
- Chutes de pression dans le système d'échappement
- Type de combustible

## II.3 Les compresseur BCL :

### II.3.1 Définition:

Un compresseur est une machine dont la fonction est d'augmenter la pression du fluide compressible qui la traverse, ce qui signifie que le fluide est comprimé lorsque la pression augmente. Le gaz est un fluide compressible qui nécessite un compresseur, alors qu'en fait les liquides incompressibles nécessitent une pompe

# Généralités sur la turbine à gaz et compresseur

Pour des taux de compression très faibles, le gaz peut être considéré comme incompressible. Ensuite, utilisez un souffleur ou un ventilateur.

Le compresseur augmente la pression du gaz pour :

- Atteindre un niveau de pression déterminé par des procédés bien définis.
- Compresseur les pertes de charges liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau.

## II.3.2 But de la compression :

L'unité de compression et réinjection de gaz TCF, a été réalisée dans le but d'augmenter le taux de récupération des réserves de pétrole brut du gisement du de Rhourde El Baguel.

Le projet consiste à augmenter la pression du gisement par injection de gaz miscible.

On a dans l'unité de compression de gaz quatre trains de compressions A, B, C, D identiques ; et chaque train est un ensemble de trois compresseurs centrifuges couplés sur un même arbre et entraînés par une seule turbine à gaz MS 5002 (fabriqués par Nuovo Pignone).

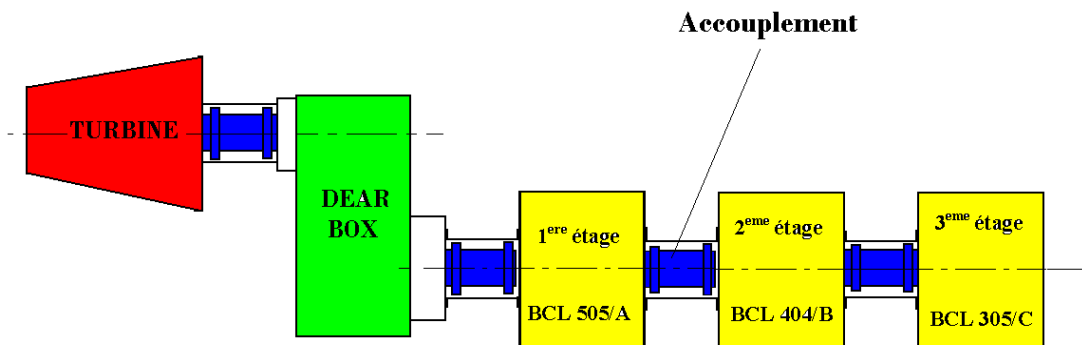


Figure II.4. Train de compression [1]

## II.3.3 Compresseurs Centrifuges Type BCL / 505, 404, 305 :

Les compresseurs faisant l'objet de ces spécifications sont :

- **BCL 505/A** : C'est un compresseur avec un étage de compression et un diamètre nominal de 500 mm a un arbre avec cinq roues.
- **BCL 404/B** : C'est un compresseur avec un étage de compression et un diamètre nominal de 400 mm a un arbre avec quatre roues.

- **BCL 305/C** : C'est un compresseur avec un étage de compression et un diamètre nominal de 300 mm a un arbre avec cinq roues.

Les corps des compresseurs BCL 505/A, et BCL 404/B ont été conçus pour une pression supérieure à la standard. Le compresseur BCL 305/C a été conçu pour une très haute pression. [2]

### II.3.4 Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration. Il pénètre dans la chambre annulaire appelée volute d'aspiration (pour éviter les turbulences à l'entrée de la roue) et converge uniformément dans toutes les directions radiales dans la chambre annulaire du côté opposé à l'aspiration par rapport à la bride d. Il y a une ailette pour empêcher la formation de tourbillons de gaz. Ensuite, le gaz pénètre dans la membrane d'aspiration et pénètre dans la première roue à la vitesse  $C_1$  et à la pression  $P_1$  (les roues sont constituées de deux disques, appelées disque et contre disque, unis par des aubes, elles sont calées à chaud sur l'arbre et fixées par une ou deux clavettes)

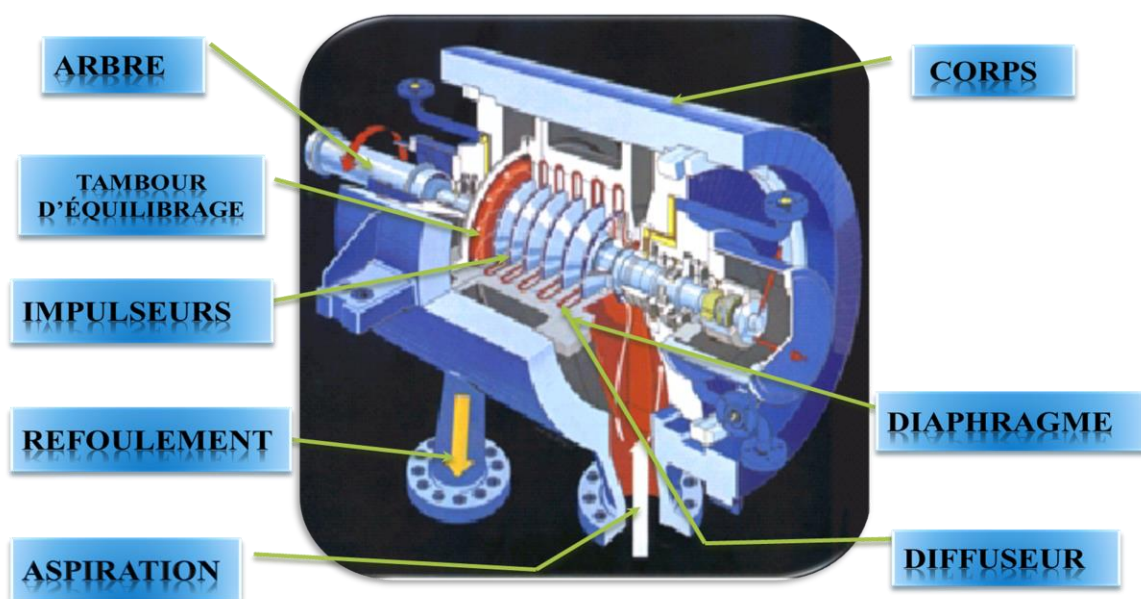


Figure II.5 compresseur centrifuge BCL[1]

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse à la valeur  $C_2$ , et la pression à la valeur  $P_2$  qui est légèrement supérieur à  $P_1$ . La vitesse de la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz passe dans une chambre circulaire appelée diffuseur où la vitesse sera réduite à la valeur

## Généralités sur la turbine à gaz et compresseur

C3 qui est inférieure à C2, et cette diminution de vitesse contribue à une élévation de pression à la valeur P3 qui est supérieure à P2 ;

Puis le gaz parcourt le canal de retour; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes, qui ont pour tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

puis le gaz parcourt le canal de retour; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes qui ont pour tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante. [5]

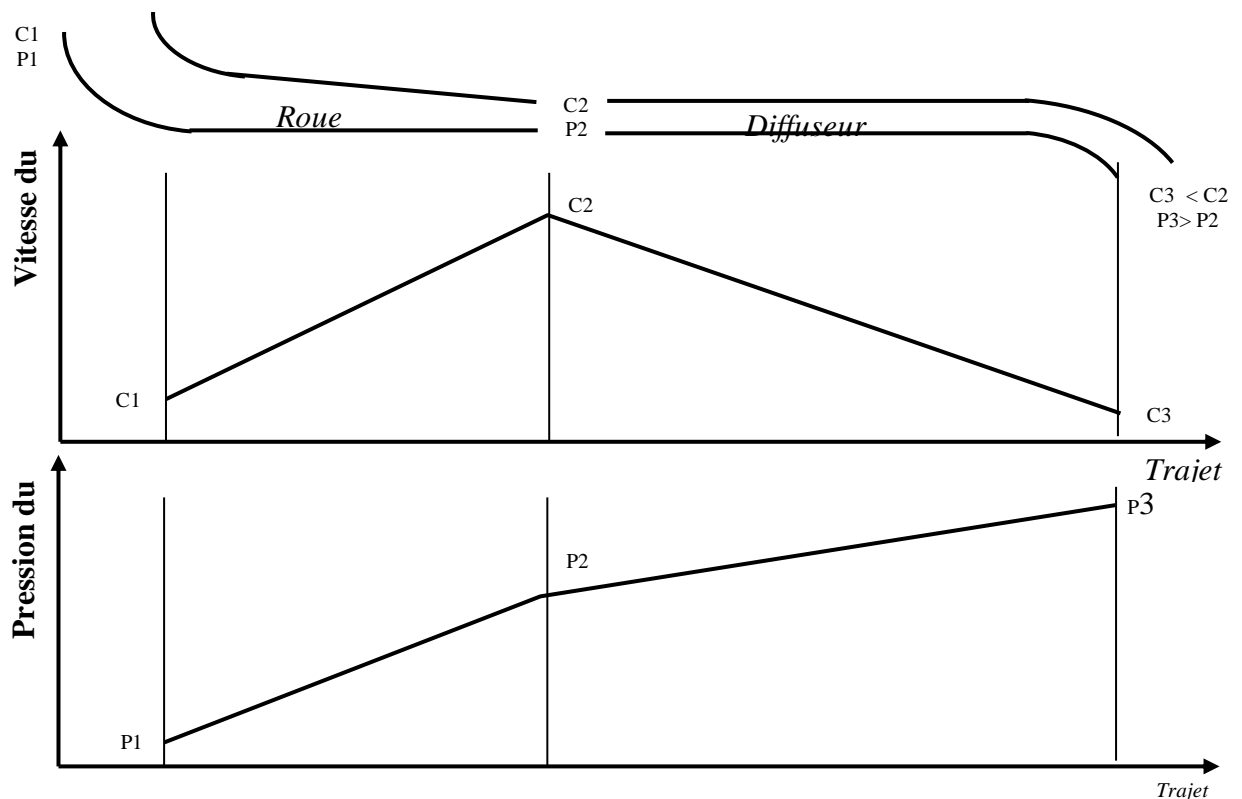


Figure II.6 schéma de compression dans un étage du compresseur centrifuge

---

## Généralités sur la turbine à gaz et compresseur

---

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

Pour réduire au minimum les fuites internes de gaz, des joints à labyrinthes de deux ou plusieurs segments de bague, sont montées sur le diaphragme. La dernière roue de l'étage (par étage on entend la zone de compression entre deux brides consécutives) envoie le gaz dans un diffuseur qui l'amène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement.

La volute de refoulement est une chambre circulaire collectant le gaz de la périphérie des diffuseurs, le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à tourner dans la volute et qui l'envoie à la bride de refoulement.

Le piston d'équilibrage est monté sur l'arbre après la dernière roue. Il sert à équilibrer l'ensemble des poussées des deux roues.

### **II.3.5 Courbes de performance d'un compresseur centrifuge :**

Les courbes de performances sont fréquemment appelées également courbes pression / volume ou hauteur / débit. Quel que soit leur dénomination, leur but est le même, à savoir représenter graphiquement comment la pression et la puissance varient avec le débit.

#### **➤ Limites d'utilisation importantes :**

De plus, la courbe caractéristique pression/ volume représente également les limites d'utilisation importantes. La plus importante est le point de pompage ou limite de débit minimum en dessous duquel le compresseur devient instable. Cette instabilité se manifeste par des pulsations dont le débit et la pression peuvent créer de graves dégâts au compresseur.

C'est pourquoi; on utilise un système d'anti-pompage pour maintenir constamment le débit au-dessus de la valeur limite correspondant au pompage. La zone de pompage et sa limite sont clairement indiquées sur les courbes. Si ce n'était pas le cas, il faut savoir que l'extrémité gauche des courbes correspond à la limite de pompage.

Du côté droit, les courbes se terminent normalement avant d'atteindre la condition limite appelée « Stone Wall » ou étranglement. D'habitude, il n'est pas nécessaire d'installer un moyen de contrôle évitant d'opérer près de cette limite car l'étranglement n'engendre aucun dommage à la machine. Cependant, comme chaque règle a ses explications, l'installation

## Généralités sur la turbine à gaz et compresseur

éventuelle d'un système de contrôle et protection en cas d'étranglement ne doit jamais être négligée lors de la conception des systèmes de contrôle relatif à la machine.

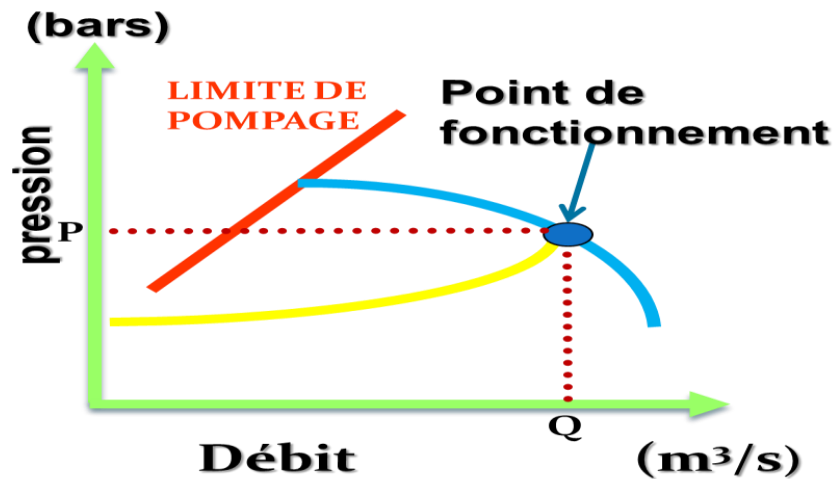


Figure II.7. La courbe caractéristique (pression/débit)

### ➤ Utilisation de la courbe :

L'axe vertical situé à gauche représente la hauteur exprimée en pourcentage de la valeur nominale. Un point situé en haut du quadrant correspond à une grande hauteur. L'échelle horizontale représente le débit exprimé aussi en pourcentage du débit nominal ; un point situé à droite correspond à un débit important. La courbe montre que quand la hauteur augmente, le débit diminue.

Supposant que le compresseur refoule dans un système demandant un niveau de pression égale à 100 % de la hauteur nominale et qu'il travaille également à 100 % de débit comme indiqué sur le graphe. Si le système en aval du refoulement utilise moins de gaz que la quantité sortant du compresseur, la pression dans la ligne de refoulement va augmenter. La courbe montre que lorsque la pression ou la hauteur exprimée en mètre de gaz augmente, le débit à travers le compresseur diminue. Si l'on suppose maintenant que la hauteur au refoulement atteint 102 % de la valeur nominale pour maintenir le débit, la courbe de performance nous montre que pour 102 % de hauteur, le débit n'est plus que 90 % de sa valeur normale. Si la pression dans le système aval atteint 104 % de hauteur, le compresseur pour maintenir le débit réduit le volume à 70 % de la valeur nominale. Nous voyons sur le graphe que le point de fonctionnement correspondant à 104 % de hauteur est plus près de la ligne de pompage située à l'extrême gauche de la courbe que le point précédant correspondant à 102 % de hauteur. Quand la hauteur nécessaire pour maintenir le débit augmente, le point de

## Généralités sur la turbine à gaz et compresseur

fonctionnement du compresseur se rapproche de la limite de pompage. En se référant au graphe, le compresseur considéré commence à pomper pour 105 % de hauteur. Le débit correspondant à ce point de pompage est 50 % du débit nominal.

Quand les conditions d'exploitation atteignent ce point, le système automatique contrôle et de protection intervient pour éviter d'entrer dans la zone de pompage. Afin d'éviter tout incident en se rapprochant trop près du point de pompage, le système doit être calibré de façon à entrer en action avant même d'atteindre cette zone de pompage.

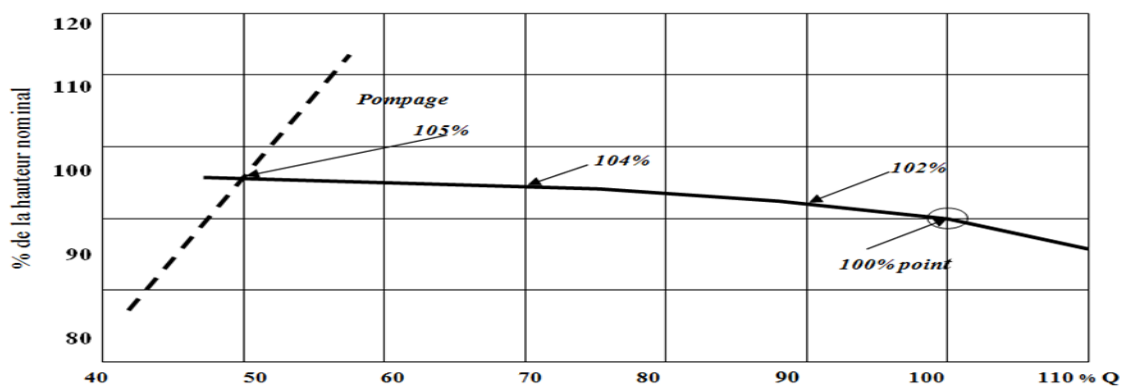


Figure II.8. Courbe Caractéristique (hauteur / débit)

### Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons mené une étude claire sur les turbines à gaz MS5002 C et D. En expliquant le principe de fonctionnement et en définissant les caractéristiques des différentes parties de la turbine, ainsi que les différents compresseurs BCL entraînés par la turbine.

# Chapitre III

# Calcul des performances de la turbine et compresseurs

## Introduction:

En général, les turbines à gaz sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standard, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité celles-ci travaillent dans des conditions différentes (régions aux conditions climatiques différentes).

A- D'après les données standard du constructeur;

B- D'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de l'ITG. [11]

### • Partie 1

## III.1 Calcul thermodynamique de la turbine MS5002 (c et d) à deux lignes arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation:

### III.1.1 Données de départ:

- Paramètres de l'air ambiant:

Model c et d

Température de l'air ambiant	Pression de l'air ambiant
288 K	1.013 bars

- Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz turbine

	$\varepsilon$	$\eta_{ic}$	$\eta_{cc}$	$T_3$	$\eta_{mc}$	$\eta_{iTHP}$	$N_{THP}$
Model c	8	0,87	0,97	1239 k	0,98	0,88	5100tr/mn
Model d	10,75	0,87	0,97	1259 ,15 K	0,98	0,88	4100tr/mn

Tableau III. 1 Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz turbine

- Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP :

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

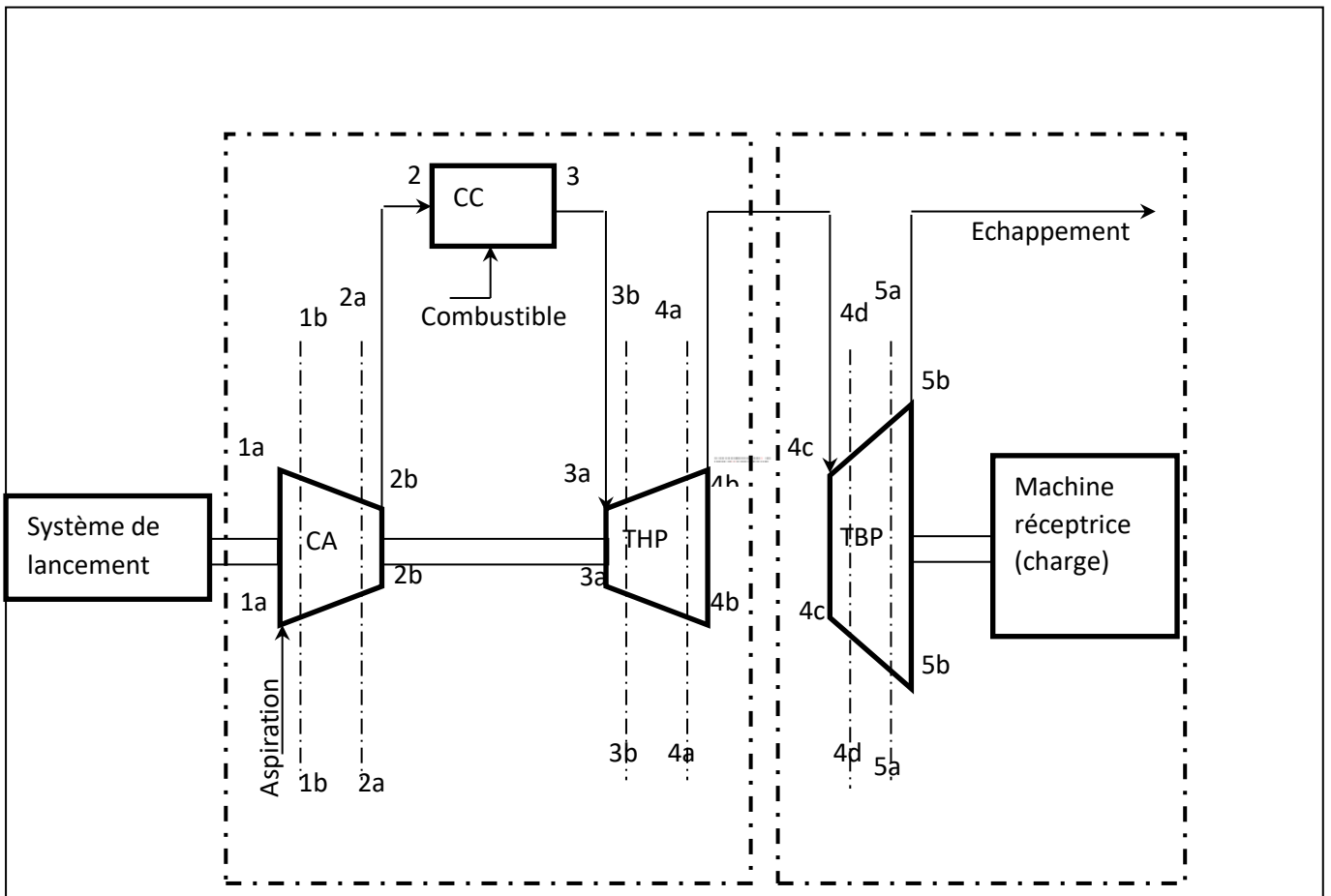
	$\eta_{iTBP}$	$\eta_m$	$N_{TBP}$	$P_u(MW)$
Model c	0,88	0,98	4900tr/mn	28,34
Model d	0,88	0,98	4670 tr/mn	31,58

Tableau III. 2 Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP

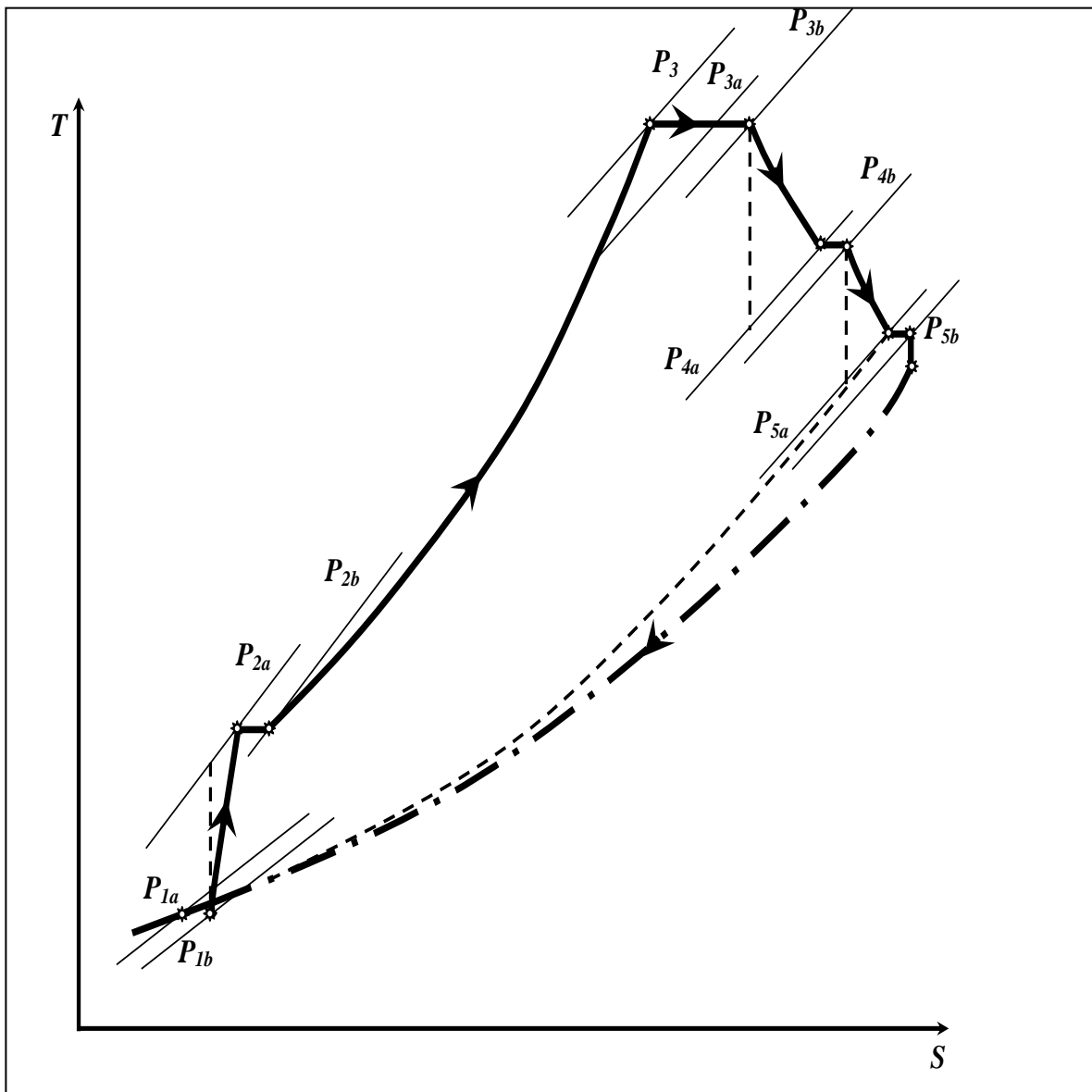
➤ Caractéristiques du fluide moteur:

	PCI
Model c	45578Kj/kg
Model d	45924Kj/kg

Tableau III. 3 Caractéristiques du fluide moteur



(Fig.1) schéma de l'installation de TAG à deux arbres



(Fig.2) Diagramme T.S

### III.1.2 Calcul du coefficient d'excès d'air $\alpha$ :

Pouvoir comburivore  $G_0$  du carburant :  $G_0 = \lambda_k \cdot PCi$

Ou :  $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$  : Caractéristique de MEKONOVALOV.

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

	G <sub>0</sub>
Model c	15,57kg/kgc
Model d	15,68 kg/kgc

Tableau III. 4 Pouvoir comburivore G<sub>0</sub> du carburant

➤ Coefficient d'excès d'air  $\alpha$  :

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCI \cdot \eta_{cc} \approx \alpha \cdot G_0 \cdot C_{pa}(T_3 - T_{2a}^*)$$

Et on a :  $T_{2a}^* \left( 1 + \frac{\varepsilon_c^{m-1}}{\eta_c} \right)$

$$T_{1b}^* = T_1^* = 288,15 \text{ K}$$

Avec :  $m = \frac{\gamma-1}{\gamma}$

	$m$	$T_{2a}^*$	$C_{pa}$ (kj/kg.K )	$\alpha$
Model c	0,288	559,765 K	1118	3,77
Model d	0,288	613,30	1126	3,94

Tableau III. 5 Coefficient d'excès d'air

Soit :  $\alpha = 4$

### III.1.3 Calcul de la densité:

La densité de l'air à l'entrée du filtre :

$$T_1^* = T_0 = 288,15 \text{ K}$$

$$\rho_1 = \rho_1^* = \frac{P_1^*}{r \cdot T_1^*}$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

	$\rho_1 (kg/m^3)$
Model c	1,225
Model d	1,225

Tableau III. 6 La densité de l'air à l'entrée du filtre

### III.1.4 Paramètre d'air avant le premier de compresseur:

➤ La pression :  $P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P$

Où :  $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$

$\Delta P_1$  : pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

$\Delta P_2$  : pertes de pression dans la conduite.

$\Delta P_3$  : pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

- La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est d'habitude à 50 à 250 mmH<sub>2</sub>O, on prend  $\Delta P_1 = 0,01 \cdot 10^5$  Pa.

- Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air  $C_a$  qui est de 30 à 50 m/s.

En prend  $C_a = 40$  m/s ; les pertes de pression sont égales à :

$$\Delta P_2 = \xi \frac{l}{d} \rho \frac{C_a^2}{2}$$

Où :  $l$  et  $d$  sont la longueur et le diamètre de la conduite.

$\xi$ : coefficient d'expérience.

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale à  $\Delta P_2 = 50$  mmH<sub>2</sub>O =  $0,005 \cdot 10^5$  Pa

- La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2}$$

Où :  $\eta$  : rendement du diffuseur.

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

$C_{1a}$  et  $C_{1b}$  : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur, la vitesse  $C_{1b}$  est à la sortie du diffuseur (ou avant le premier étage du compresseur) varie de 100 à 200 m/s.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ( $M < 1$ ).

Le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

Prenons :  $C_{1b} = 100$  m/s et  $\eta = 0,9$  ;

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} 1,225 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 571,6 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,01 + 0,005 + 0,00571) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,0206 \text{ bar.}$$

➤ Les paramètres d'arrêt au point b sont alors :

$$P_{1b}^* = P_1^* - \Delta P = (1,013 - 0,0206) \cdot 10^5 \Rightarrow \Delta P_{1b}^* = 0,9924 \text{ bar}$$

$$T_{1b}^* = T_1^* = 288,15 \text{ K}$$

$$\rho_{1b}^* = \frac{P_{1b}^*}{r T_{1b}^*} = \frac{0,9924 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

	$P_{1b}^*$ (bar)	$T_{1b}^*$ (K)	$\rho_{1b}^*$ (kg/m <sup>3</sup> )
Model C	0,9924	288,15	1,2
Model D	0,9924	288,15	1,2

Tableau III. 6 La densité de l'air à l'entrée du filtre

➤ Les paramètres statiques au point 1b:

	$P_{1b}$ (bar)	$T_{1b}$ (K)	$\rho_{1b}$ (kg/m <sup>3</sup> )
Model c	0,934	283,01	1,15
Model d	0,934	283,01	1,15

Tableau III. 7 Les paramètres statiques au point 1b

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

$$T_{1b} T_{1b}^* \frac{C_{1b}^2}{2C_p}$$

$$P_{1b} = P_{1b}^* \left[ \frac{T_{1b}}{T_{1b}^*} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\text{Où: } m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,286$$

$$\text{Et } \rho_{1b} = \frac{p_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = \frac{0,934 \cdot 10^5}{287 \cdot 283,01} = 1,15 \text{ kg/m}^3$$

### III.1.5 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur

(point2a) :

Les paramètres d'arrêt :

➤ La pression d'arrêt :

$$P_{2a}^* = \mathcal{E}_{cr} \cdot P_{1b}^*$$

➤ La température d'arrêt :

Evaluons la température à la sortie du compresseur à  $T_{2a} = 559,556\text{K}$  alors la température moyenne de l'air dans le compresseur :

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2}$$

En utilisant cette température moyenne et les graphique :  $C_p = f(t)$  et  $\gamma = f(t)$ , déterminons les valeurs moyennes de  $C_p$ ,  $\gamma$  et  $m$

$$r = m \cdot C_p$$

$$\text{Et } \rho_{2a}^* = \frac{p_{2a}^*}{r \cdot T_{2a}^*} = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{283,01 + 559,556}{2} = 421,466^\circ\text{K}$$

	$C_p$ (J/kg.k)	$m$	$r$ (q)	$P_{2a}^*$ (bar)	$T_{2a}^*$ (K)	(kg/m <sup>3</sup> ) $\rho_{2a}^*$
Model c	1022	0,277	284,093	7,93	559,556	4,99
Model d	1009	0,285	287,612	10,66	613,300	6,04

Tableau III. 8 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point2a)

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

➤ Les paramètres statiques:

La vitesse de l'air après le dernier étage du compresseur, d'habitude varie de 100 à 150 m/s.

Prenons cette vitesse  $C_{2a}=120$  m/s, alors les paramètres statiques sont :

$$T_{2a} = T_{2a}^* - \frac{C_{2a}^2}{2C_p}$$

$$P_{2a} = P_{2a}^* \left[ \frac{T_{2a}}{T_{2a}^*} \right]^{m_a}$$

$$\rho_{2a} = \frac{p_{2a}}{r \cdot T_{2a}}$$

	$C_P$ (J/kg.k)	$m$	$P_{2a}$ (bar)	$T_{2a}$ (K)	$\rho_{2a}$ (kg/m <sup>3</sup> )
<i>Model c</i>	1020	0,270	7,58	552,862	4,84
<i>Model d</i>	1026	0,290	10.23	606.17	5.67

Tableau III. 9 Les paramètres statiques de l'air après le dernier étage du compresseur (2a)

### III.1.6 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion :

$$P_2^* = P_{2a}^* - \Delta P$$

$$\text{Où : } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Tel que :  $\Delta P_1$  : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{2a}^* \cdot \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2}$$

Où :  $\eta = 0,5$  à  $0,7$  ; rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

$C_{2b} = 40$  m/s : vitesse dans la conduite

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) 4,99 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 12780,6 \text{ Pa}$$

$\Delta P_2$  : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b :2) ;

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a}^* = 0,01 \cdot 7,93 \cdot 10^5 = 0,793 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

D'où:  $\Delta P = 0,207 \text{ bar}$

$$P_2^* = P_{2a}^*$$

$$T_2^* = T_{2a}^*$$

$$\rho_2^* = \frac{P_2^*}{r \cdot T_2^*}$$

	(bar) $P_2^*$	(K) $T_2^*$	(kg/m <sup>3</sup> ) $\rho_2^*$
Model c	7,73	559,556	4,73
Model d	10.40	613.30	5.71

Tableau III. 10 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion

### III.1.7 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion:

On évalue les paramètres aérodynamique pendant l'apport jusqu'à 1% de la chambre de combustion ;

$$P_3^* = P_2^* - \zeta \cdot P_2^* = 7,73 - 0,01 \cdot 7,73 = 7,65 \text{ bar}$$

$$T_3^* = 1239 \text{ K} \Rightarrow \begin{cases} \gamma = 1,321 \\ C_p = 1191 \text{ j/Kg.K} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,242 \\ r = 289,41 \text{ j/Kg.K} \end{cases}$$

$$\rho_3^* = \frac{P_3^*}{r \cdot T_3^*} = \frac{7,65 \cdot 10^5}{289,41 \cdot 1239} = 2,13 \text{ kg/m}^3$$

	$C_p$ (J/kg.K)	$m$	$P_3^*$ (bar)	$T_3$ (K)	$\rho_3^*$ (kg/m <sup>3</sup> )
Model c	1191	0,242	7,65	1239	2,13
Model d	1140	0,239	10,29	1259,15	2,85

Tableau III. 11 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion

### III.1.8 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):

$$P_{3b}^* = P_3^* - \Delta P; \text{ où } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

$\Delta P_1$  : pertes de pression d'arrêt dans la conduite :  $\Delta P_1 = 0,005$  bar

$\Delta P_2$  : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la THP

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a}^* \frac{c_{3b}^2 - c_{3a}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} 2,13 \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1245,256 \text{ Pa} = 0,0124 \text{ bar}$$

$$T_{3b}^* = 1239 \text{ K}$$

$$\rho_{3b}^* = \frac{P_{3b}^*}{r \cdot T_{3b}^*}$$

	(bar) $P_{3b}^*$	(K) $T_{3b}^*$	(kg/m <sup>3</sup> ) $\rho_{3b}^*$
Model c	7,63	1239	2,13
Model d	10,29	1259,15	2,85

Tableau III. 12 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)

➤ Les paramètres statiques:

$$T_{3b} = T_{3b}^* - \frac{c_{3b}^2}{2C_p}$$

$$P_{3b} = P_{3b}^* \left[ \frac{T_{3b}}{T_{3b}^*} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r \cdot T_{3b}}$$

	$C_p$ (J/kg.k)	$m$	$P_{3a}$ (bar)	$T_{3b}$ (K)	$\rho_{3b}$ (kg/m <sup>3</sup> )
model c	1191	0,241	7,50	1233,92	2,12
model d	1140	0,289	10,08	1253,70	2,805

Tableau III. 13 Les paramètres statiques du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)

### III.1.9 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP):

Le rapport des pressions de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine) :

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

$$M_a \cdot W_c \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mcr}}\right) = M_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP}$$

Où :  $M_a$  et  $M_g$  : débit massique de l'air et des gaz ;

$W_c$  et  $W_{THP}$  : travaux massique du compresseur et de la turbine HP ;

$\eta_{mcr}$  et  $\eta_{mTHP}$  : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécanique (dans le palier par exemple).

Admettant que :  $\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0,98$  et en premier approximation

$$M_a = M_g$$

Alors nous obtenons :

$$W_c = \eta_{mcr} \cdot \eta_{mTHP} \cdot W_{THP} ;$$

$$m = \frac{\gamma-1}{\gamma} ; \quad r = m \cdot Cp$$

$$Cp_a \cdot T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\varepsilon_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} \cdot Cp_g \cdot T_{3b}^* \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{-m_g}),$$

$$r = m Cp_a$$

	$C_{Pa}$ (J/kg.k)	$C_{Pg}$ (J/kg.k)	$m_a$	$m_g$	$\varepsilon_{THP}$
Model c	1026	1165	0,279	0,243	2,41
Model d	1056	1165	0,290	0,243	3,30

Tableau III.14 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)

$$\frac{P_{3b}^*}{P_{4a}^*} = \varepsilon_{THP} \Rightarrow P_{4a}^* = \frac{P_{3b}^*}{\varepsilon_{THP}}$$

$$(T_{4a}^*)_s = \varepsilon_{THP}^{m_g} \frac{T_{3b}^*}{\varepsilon_{THP}^{m_g}}$$

$$T_{4a}^* = T_{3b}^* - \eta_{THP} (T_{3b}^* - (T_{4a}^*)_s)$$

$$\rho_{4a}^* = \frac{P_{4a}^*}{r \cdot T_{4a}^*}$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

	$(T_{4a}^*)_S$ (K)	$P_{4a}^*$ (bar)	$T_{4a}^*$ (K)	$\rho_{4a}^*$ (kg/m <sup>3</sup> )
Model c	999,70	3,16	1028,442	1,052
Model d	941,94	3,10	979,98	1,030

Tableau III.15 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)

➤ Les paramètres statiques :

$$T_{4a} = T_{4a}^* - \frac{C_{4a}^2}{2.C_P}$$

$$P_{4a} = P_{4a}^* \left( \frac{T_{4a}}{T_{4a}^*} \right)^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r.T_{4a}}$$

	$C_P$ (J/kg.k)	$m$	$P_{4a}$ (bar)	$T_{4a}$ (K)	$\rho_{4a}$ (kg/m <sup>3</sup> )
model c	1183	0,248	3,122	1025,030	1,035
model d	1183	0,248	3,05	976,55	1,020

Tableau III.16 Les paramètres statiques du gaz après le dernier étage de la turbine (THP)

### III.1.10 Les paramètres avant le premier étage de la turbine HP:

➤ La pression d'arrêt :

$$P_{4d}^* = P_{4a}^* - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3)$$

$\Delta P_1$  : Les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a}^* \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1 - 0,6) \rho_{4a}^* \frac{90^2 - 40^2}{2}$$

$\Delta P_2$  : les pertes de pression dans la conduite (4b :4c)

$$\Delta P_2 = 0,005.P_{4a}^* = 0,005.3,16.10^5 = 1582,38 \text{ Pa}$$

$\Delta P_3$  : les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la TBP.

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta}{\eta} P_{4a}^* \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2}$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

On prend:  $T_{4d}^* = T_{4a}^*$

$$\rho_{4d}^* = \frac{P_{4d}^*}{r \cdot T_{4d}^*}$$

	r	P <sub>4d</sub> <sup>*</sup> (bar)	T <sub>4d</sub> <sup>*</sup> (K)	(kg/m <sup>3</sup> ) ρ <sub>4d</sub> <sup>*</sup>
Model c	295,85	3,127	1028,844	1,035
Model d	306	3,055	979,02	1,019

Tableau III.17 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine HP

➤ Les paramètres statiques :

$$T_{4d} = T_{4d}^* - \frac{C_{4d}^2}{r \cdot C_p}$$

$$P_{4d} = P_{4d}^* \left[ \frac{T_{4d}}{T_{4d}^*} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_{4d}}$$

	r	P <sub>4d</sub>	T <sub>4d</sub>	ρ <sub>4d</sub>
Model c	295,85	3,055	1026,711	1,005
Model d	306	2,98	972,98	1,026

Tableau III.18 Les paramètres statiques du gaz avant le premier étage de la turbine HP

### III.1.11 Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP:

La pression statique à la sortie du silencieux P<sub>5</sub> et égale à la pression atmosphérique P<sub>1</sub>.

Si la vitesse à la sortie du silencieux C<sub>5</sub>= 20 m/s et ρ<sub>5</sub>= 0,45 Kg/m<sup>3</sup> nous avons alors :

$$P_5^* = P_5 - \rho_5 \frac{C_5^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 - 0,45 \frac{20^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est  $C_{5a} = 90$  m/s et que la perte de pression dans la partie 5a :5b et 5b :5 sont égal à 1,5%.

$$P_{5a}^* (1-0,015) = P_5^* \Rightarrow P_{5a}^* = \frac{P_5^*}{(1-0,015)} = \frac{1,0139}{(1-0,015)} = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la TBP est :  $\varepsilon_{TBP}^* = \frac{P_{4d}^*}{P_{5a}^*}$

$$(T_{5a}^*)_s = \frac{T_{4d}^*}{\varepsilon_{TBP}^*}$$

$$T_{5a}^* = T_{4d}^* - \varepsilon_{TBP} (T_{4d}^* - (T_{5a}^*)_s)$$

$$\rho_{5a}^* = \frac{P_{5a}^*}{r \cdot T_{5a}^*}$$

	$\varepsilon_{TBP}$	$(T_{5a}^*)_s$	r	$P_{5a}^*$ (bar)	$T_{5a}^*$ (K)	$P_{5a}^*$ (Kg/m <sup>3</sup> )
Model c	3,04	814,74	288,26	1,029	814,74	0,437
Model d	2,97	749,02	306	1,0275	766,54	0,438

Tableau III. 19 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine BP

➤ Les paramètres statiques :

$$T_{5a} = T_{5a}^* - \frac{C_{5a}^2}{2 \cdot C_p}$$

$$P_{5a} = P_{5a}^* \left[ \frac{T_{5a}}{T_{5a}^*} \right]^{\frac{1}{m}}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}}$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

	r	C <sub>P</sub> (J/kg.k)	m	P <sub>5a</sub> (bar)	T <sub>5a</sub> (K)	ρ <sub>5a</sub> ( kg/m <sup>3</sup> )
Model c	288,26	1119	0,257	1,009	811,21	0,431
Model d	306	1183	0,257	1,01	763,11	0,433

Tableau III. 20 Les paramètres statiques du gaz après le dernier étage de la turbine BP

### III.2 Calcul de Débit et rendement :

#### III.2.1 Calcul de Travail massique

$$WTBP = C_{pg} \cdot T_{4d} \cdot \eta_{TBP} [1 - (\varepsilon_{TBP})^{-mg}]$$

	C <sub>p</sub>	γ	mg	WTBP (KJ/Kg)
Model c	1146	1,33	0,248	251,365
Model d	1123	1,35	0,260	238,49

Tableau III. 21 Travail massique

Sur l'arbre de la machine réceptrice, a puissance est égale à Pu=28,348 , le débit massique des gaz (G<sub>g</sub>)<sub>TBP</sub> sera :

$$Pu = \eta_m \cdot G_g \cdot WTBP \Rightarrow G_g = \frac{Pu}{\eta_m \cdot WTBP}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion:

$$\eta_{cc} \cdot P_{ci} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_{pc}(T_3 - T_c)$$

$$\text{Car : } P_{ci} \cdot G_c \cdot \eta_{cc} = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_{pa} (T_3 - T_2) + G_c \cdot C_{pc} (T_3 - T_c)$$

η<sub>cc</sub> : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

$$q_c: \text{débit massique relatif du combustible : } q_c = \frac{G_c}{G_a}$$

$$q_r: \text{débit massique relatif de l'air de refroidissement : } q_r = \frac{G_r}{G_a}$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

$q_f$ : débit massique relatif des fuites :  $q_f = \frac{G_f}{G_a}$

$$q_c = \frac{Cp_a \cdot (T_3 - T_2) \cdot (1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc} \cdot Pci - Cp_c \cdot (T_3 - T_c)}$$

Et :

$$q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a(1 - q_r - q_f) + G_c}{G_a} = 1 - q_f - q_r - q_c$$

$$q_g = 1 - 0,05 - 0,01 - q_c$$

D'où le débit d'air:

$$G_a = \frac{G_g}{q_g}$$

➤ Le débit massique de combustible sera :  $G_c = G_a \cdot q_c$

	$Cp_a$ (KJ/kg.K)	m	$G_g$ (kg/S)	$q_c$	$G_a$ (kg/S)	$G_c$ (kg/S)
Model c	1,118	0,249	115,032	0,0186	124,855	2,331
Model d	1,118	0,249	135,11	0,0165	146,30	2,413

Tableau III. 22 Les débits (de combustible, de l'air  $G_a$ , le débit massique des gaz ( $G_g$ )<sub>TBP</sub>)

### III.2.2 Le rendement thermique de la TAG :

$$\eta_{th} = \frac{Pu}{Q_{cc}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{Pci \cdot G_c}$$

	$\eta_{th}$
Model c	27,21 %
Model d	29,1 %

Tableau III. 23 Le rendement thermique de la TAG

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

### III.3 Le calcul thermodynamique d'après les données réelles (sur site):

#### III.3.1 Données du site: (MARK V) des trains de compression C et D

	$T_0$ (K)	$T_{2a}$ (K)	$P_{2a}$ (bar)	$T_{5a}$ (K)
MODEL C	308,15	580,15	6,8	769,15
MODEL D	308,15	608,15	8,7	797,95

A l'admission du compresseur, la pression de l'air est estimée par :

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P$$

Où  $P_1$  est la pression atmosphérique à l'endroit où la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude ( $Z$ ) comme suit :

$$P_1 = p - \left[ 1 - \frac{0,0065 \cdot Z}{T} \right]^{5,255}$$

Pour notre turbine, on a :

$$\begin{cases} P = 1,013 \text{ bars} \\ T = 288,15 \text{ K} \\ Z = 171 \text{ m} \end{cases} \Rightarrow P_1 = 0,992 \text{ bar}$$

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P = 0,992 - 0,0256$$

$$P_{1b} = 0,972 \text{ bar}$$

$$P_{2a} = \varepsilon_{ca} \cdot P_{1b} \Rightarrow \varepsilon_{ca} = \frac{P_{2a}}{P_{1b}}$$

$$P_2 = P_{2a} - \sum_1^2 \Delta P_i$$

$$P_3 = P_2 - \zeta \cdot P_2$$

	$\varepsilon_{ca}$	$P_2$ (bar)	$P_3$ (bar)
Model c	6,995	6,615	6,548
Model d	8,95	8,515	8,42

Tableau III. 24 Taux de compression de compresseur axial

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

La masse volumique de l'air à température de 15°C,  $\rho_{air} = 1,225 \text{ kg/m}^3$

On détermine par la suite le débit volumique qu'est toujours constant quel que soit la température d'admission

$$Q_{vair} = G_{air} / \rho_{air}$$

$T_1 = 308,15 \text{ }^\circ\text{K}$  et  $P_{atm} = 0,992 \text{ bar}$

$$\rho_{air} = \frac{P_{am}}{r_{air} \times T_1}$$

On calcule le débit massique correspondant par la formule :

$$G_{air} = Q_{vair} \cdot \rho_{air}$$

Le débit du combustible doit changer afin de garder le même dosage, il est calculé par la formule:

$$G_c = \frac{G_c}{G_{air}} \Big| T = 288,15 \text{ K} \times G_{air}$$

	$Q_{vair}$	$\rho_{air} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$G_{air} \text{ (kg/s)}$	$G_c \text{ (kg / s)}$
Model c	114.476	1,126	114.476	2,142
Model d	118,10	1,1216	132,46	2,151

Tableau III. 25 Les débits (de combustible  $c$  , de l'air  $G_a$ , le débit massique des gaz  $(G_g)_{TBp}$ )

La température  $T_{3b}$  se calcule par la formule de bilan énergétique de la chambre

de combustion donné dans :

$$T_{3b} = \frac{G_c \cdot PC_i \cdot \eta_{cc}}{G_{air} \cdot cp} + T_{2a} = \frac{2,142 \cdot 45578 \cdot 0,97}{114.476 \cdot 1,161} + 580.15$$

$$CP_a \cdot T_{1b} \cdot \frac{1}{\eta_{ic}} \cdot (\varepsilon_c^{m.air} - 1) = \eta_{mec} \cdot \eta_{mTHP} \cdot CP_g \cdot T_{3b} \cdot \eta_{iTHP} \cdot (1 - \varepsilon_{THP}^{-m.gaz})$$

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

	C <sub>pa</sub> ( KJ/kg.K)	C <sub>pg</sub> ( KJ/kg.K)	m <sub>air</sub>	m <sub>gaz</sub>	ε <sub>THP</sub>
Model c	1026	1183	0,281	0,253	2,60
Model d	1066	1189	0,281	0,253	3,20

Tableau III. 26 Taux de compression de la THP

$$P_{3b} = P_3 - \Delta P$$

$$\Delta P = 0,017$$

$$P_{4a} = \frac{P_{3b}}{\varepsilon_{THP}}$$

$$P_{4d} = P_{4a} - \sum_1^3 \Delta P_i$$

Avec  $\Delta P_i = 0,03875$

$$T_{4a} = \frac{T_{3b}}{\varepsilon_{THP}}$$

Avec :  $mg = 0,239$

$$T_{4b} = T_{3b} - \eta_{iTHP} (T_{3b} - T_{4a})$$

$$p_5 = p_1 - \rho_5 \frac{C_5^2}{2}$$

$$P_{5a} = \frac{P_5}{1-0,015}$$

### III.3.2 Travail massique de la TBP :

$$W_{TBP} = CP_g \cdot T_{4d} \cdot \eta_{iTHP} (1 - \varepsilon_{TBP}^{-mg})$$

	C <sub>pa</sub>	m
Model c	1184	0,255
Model d	1164	0,245

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

### III.3.3 Puissance de la turbine :

$$P_T = (G_{air} + G_c) \cdot C_{P_g} \cdot T_{3b} - T_{5a}$$

ou :  $C_{P_g}(T_{3b}, T_{5a}) = 1,191 \frac{KJ}{kg} \cdot K$  Pour Model c

$C_{P_g}(T_{3b}, T_{5a}) = 1,191 \frac{KJ}{kg} \cdot K$  Pour Model d

### III.3.4 Travail du compresseur $W_C$ :

$$W_c = \frac{G_{air} \cdot C_{P_{air}}(T_{2a} - T_{1b})}{\eta_m}$$

### III.3.5 Puissance utile (pour entraîner la charge) :

$$P_U = P_T - W_c$$

### III.3.6 Débit massique des gaz :

On a :  $P = \eta_{mTBP} \cdot G_g \cdot W_{TBP} \Rightarrow G_g = \frac{P_u}{\eta_{mTBP} \cdot W_{TBP}}$

### III.3.7 Le rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{P_{C_i} \cdot G_c}$$

### III.3.7 Les résultats après le calcul model c (MS5002 C)

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=0,972 \text{ bar}$	$T_1=308,15K$	$\rho_1= 1,1026 \text{ kg/m}^3$
$P_2=6,615 \text{ bar}$	$T_2= 580,15K$	$\rho_2= 3.99 \text{ kg/m}^3$
$P_3=6,531 \text{ bar}$	$T_3=1229,124K$	$\rho_3= 1,823 \text{ kg/m}^3$
$P_4=2,47 \text{ bar}$	$T_4=1009,169K$	$\rho_4= 0,846 \text{ kg/m}^3$
$P_5=1,0068 \text{ bar}$	$T_5=769,15K$	$\rho_5= 0,451 \text{ kg/m}^3$

Tableau III. 27 Les résultats après le calcul des paramètres (P, T et  $\rho$  model c)

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

### III.3.8 Les résultats après le calcul model d (MS5002 D)

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=0,972 \text{ bar}$	$T_1=308,15\text{K}$	$\rho_1= 1,099 \text{ kg/m}^3$
$P_2=8,95 \text{ bar}$	$T_2= 608,15\text{K}$	$\rho_2= 5,127 \text{ kg/m}^3$
$P_3=6,352 \text{ bar}$	$T_3=1260,463\text{K}$	$\rho_3= 1,755 \text{ kg/m}^3$
$P_5=1,0068 \text{ bar}$	$T_5=797,995\text{K}$	$\rho_5= 0,439 \text{ kg/m}^3$

Tableau III. 28 Les résultats après le calcul des paramètres (P, T et  $\rho$  model d)

	$W_{TBP}$	$G_a$	$G_c$	$G_g$	$P_u$	$\eta_{th}$
Model c	212,032 kj/kg	114,764kg/s	2,142kg/s	111,543kg/s	25,73MW	24,21%
Model d	208,43 kj/kg	132,46kg/s	2,151kg/s	132,526kg/s	27,07MW	27 ,9%

Tableau III. 29 Les résultats des débits, puissance, travail et rendement pour TAG c et d

## Calcul des performances de la turbine et compresseurs

---

### III.3.9 Tableaux comparatif des résultats obtenus en différentes températures:

-MS5002 C

$T_0$ (K)	$G_c$ (kg/s)	$G_a$ (kg/s)	$G_g$ (kg/s)	$W_{TBP}$ (kj/kg)	$\eta_{th}$ (%)	model c $P_u$ (MW)
$T_0= 288,15$ $\varepsilon = 8$	2,331	124,855	115,032	251,365	27,21	28,34
$T_0= 308,15$ $\varepsilon = 6,995$	2,142	114,764	111,534	212,032	24,21	25,73

Tableau III. 30 Tableaux des résultats obtenus en différentes températures pour MS 5002 c

-MS5002 D

$T_0$ (K)	$G_c$ (kg/s)	$G_a$ (kg/s)	$G_g$ (kg/s)	$W_{TBP}$ (kj/kg)	$\eta_{th}$ (%)	$P_u$ (MW)
$T_0= 288$	2,413	146,30	135,11	238,49	29,1	31,58
$T= 308,15$	2,151	132,46	132,52	208,43	27,9	27,07

Tableau III. 31 Tableaux des résultats obtenus en différentes températures pour MS 5002 d

## III.4 Courbes de performance de TAG frame 5 cas reel :

### III.4.1 la puissance utile :

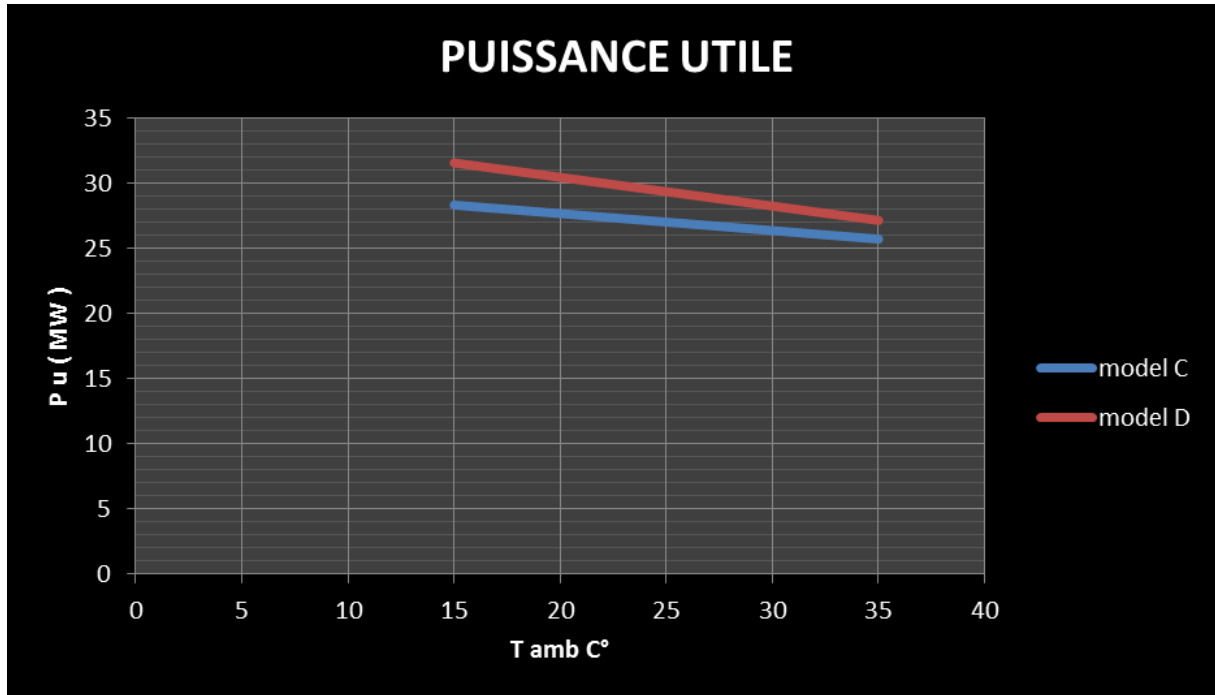


Figure- III.3 courbe de la puissance utile en fonction de température

### III.4.2 le rendement thermique de la turbine :

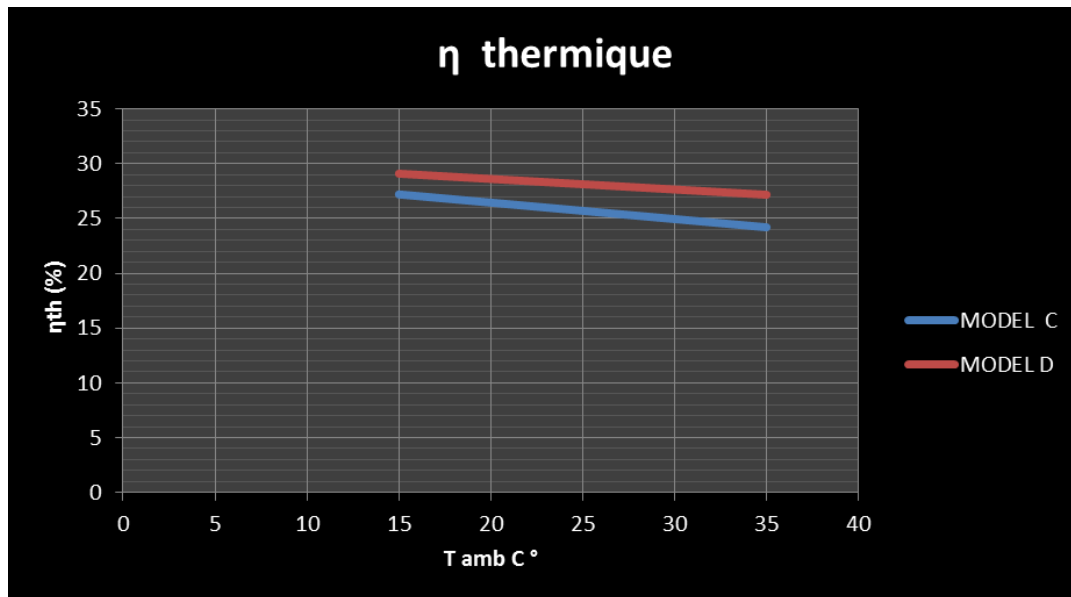


Figure-

III.4 courbe de rendement thermique en fonction

### III.5 Interprétation :

A partir des courbes de performance on peut voir clairement l'influence très importante de l'élévation de température ambiante de l'air car cela résulte en une diminution de la masse volumique de l'air donc une baisse de débit se provoque la réduction de la puissance utile et de rendement. Cette sensibilité à la variation de la température influe négativement sur l'exploitation de TAG.

### Conclusion :

A partir de ce calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de l'élévation de la température de l'air ambiant car cela entraîne une diminution de la masse volumique de l'air aspiré par le compresseur et donc une baisse du débit massique cela provoque la réduction de la puissance utile et de rendement. On constate que cette diminution du rendement est de l'ordre de 9 % pour ms5002c et 4% pour ms5002D ce qui est très important, cette sensibilité à la variation de la température influe négativement sur l'exploitation de la turbine.

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

- Partie 2

### III.6 Calcul thermodynamique du compresseur centrifuge BCL (505C - 404C-305C):

✓ Donnée de départ :

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
Pa (bar)	30.33	100	155.90
Pr (bar)	74.6	275	224
Ta (K)	298.8	307.44	312.7
Tr (K)	390.25	392	347.1
Qv (m <sup>3</sup> /S)	1.442	0.6347	0,5462
Z	0.947	0.945	0,750
M (kg / K Mol)	23.72	21.26	24.13
N (tr / min)	9505	9505	9505

✓ Caractéristique de Gaz :

Désignation symbole des composants	Concentration moléculaire X <sub>i</sub> %	Masse molaire M (kg / K mol)
Méthane C <sub>1</sub> (CH <sub>4</sub> )	87,58	16,04
Ethane C <sub>2</sub> (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	08,31	30,07
Propane C <sub>3</sub> (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	01,92	44,09
ISO butane iC <sub>4</sub> (IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	0,425	56,10
Normal butane n C <sub>4</sub> (nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	0,465	58,12
ISO pentane iC <sub>5</sub> (IC <sub>5</sub> H <sub>10</sub> )	0,145	72,15
Normal pentane n C <sub>5</sub> (nC <sub>5</sub> H <sub>10</sub> )	0,057	72,15
Hexane N <sub>6</sub>	0,01	86,17
Azote N <sub>2</sub>	0,58	28,02
Dioxyde de carbones CO <sub>2</sub>	0,445	44,01

Tableau III.1 Caractéristique de Gaz

#### III.6.1 Détermination de le constant spécifique de Gaz :

RM : constante universelle des Gaz parfait  $R\mu = 8314$  (J / Kg K).

$$R_{mel} = \frac{R\mu}{\mu_{mel}}$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
R <sub>mel</sub> (KJ / Kg K.)	0,3505	0,39106	0,34455

Tableau III.2 le constant spécifique de Gaz

### III.6.2 Détermination de la chaleur spécifique à la composant : P=const de Gaz Cp mel :

Nous avons les chaleurs spécifiques de chaque composant  $C_{pi}$ .

<i>Composants de Gaz</i>	<i>Chaleur spécifique à P= const. (KJ / Kg<sup>0</sup>K)</i>
<i>Méthane C<sub>1</sub></i>	2.204
<i>Ethane C<sub>2</sub></i>	1.714
<i>Propane C<sub>3</sub></i>	1.624
<i>ISO butane iC<sub>4</sub></i>	1.618
<i>Normal butane n C<sub>4</sub></i>	1.620
<i>ISO pentane iC<sub>5</sub></i>	1.620
<i>Normal pentane n C<sub>5</sub></i>	1.601
<i>Hexane N<sub>6</sub></i>	1.617
<i>Azote N<sub>2</sub></i>	1.031
<i>Dioxyde de carbones Co<sub>2</sub></i>	0.8403

Tableau III .3 la chaleur spécifique

Nous avons  $C_{p\ mel} = \sum c_{pi} g_i$ .

#### ○ Détermination de la concentration massique (gi) :

$$g_i = \frac{m_i}{m_{mel}}$$

	BCL 505-404-305
mc1(Kg / K Mol)	14.050
mc2(Kg / K Mol)	2.498
mc3(Kg / K Mol)	0.846
mic4(Kg / K Mol)	0.238
mnc4(Kg / K Mol)	0.270
mic5(Kg / KMol)	0.104
mnc5(Kg / K Mol)	0.041
mN6(Kg / K Mol)	0.0086
mN2(Kg / K Mol)	0.162
mCo2(Kg / K Mol)	0.196

Tableau III .4 la masse de chaque composant

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

- **Calculons les concentrations massiques de composant gi :**

En déterminer la masse de chaque composant mi .

$$X_i = \frac{m_i}{M_i}$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
gc1	0.5923	0.6609	0.5822
gc2	0.1053	0.1175	0.1035
gc3	0.0356	0.0397	0.0350
gic4	0.0100	0.0111	0.0098
gnc4	0.0114	0.0127	0.0112
gic5	0.0044	0.0049	0.0043
gnc5	0.0017	0.0019	0.0017
Gn6	0.00036	0.0004	0.00035
GN7	0.0068	0.0076	0.0067
gCo2			

Tableau III .5.la concentration massique

- **Calculons la chaleur spécifique de mélange :**

$$C_{p_{mel}} = \sum c_{pi} \times g_i$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
C <sub>p<sub>mel</sub></sub> (KJ / Kg k.)	1.605	1.791	1.5722

Tableau III .6. la chaleur spécifique

### III.6.3 Détermination du coefficient adiabatique K :

$$K = \frac{C_{p_{mel}}}{C_{p_{mel}} - R_{mel}}$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
K	1,28	1,28	1,28

Tableau III .7. Le coefficient adiabatique K

### III.6.4 Calcul du travail adiabatique :

$$w_{ad} = \frac{K}{K-1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_a \left( E^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right)$$

E = taux de compresseur

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

$$E = \frac{P_r}{P_a}$$

Donc :

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$W_{ad}$ (KJ/Kg)	99.3	129.44	30.66

Tableau III .8 . Le travail adiabatique

### III.6.5 Calcul du travail poly tropique :

On détermine le coefficient poly tropique : n.

$$\frac{T_r}{T_a} = \left(\frac{P_r}{P_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Nous avons :

$$\log\left(\frac{T_r}{T_a}\right) = \frac{n-1}{n} \cdot \log E$$

$$n = \frac{\log E}{\log E - \log\left(\frac{T_r}{T_a}\right)}$$

Alors :

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
n	1,42	1,32	1,4

Tableau III .8. Le coefficient poly tropique

### III.6.6 Calculons le travail poly tropique :

$$W_p = \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_a \left(E^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$W_p$ (KJ/Kg)	73.44	116.8	24.15

Tableau III .9. Le travail poly tropique

### III.6.7 Calcul de travail réel $W_r$ :

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

$$W_r = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_a \left( E^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$W_r$ (KJ/Kg)	138.30	142.7	42.12

Tableau III .10. Le travail réel

### III.6.8 Calcul de rendement adiabatique :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r}$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$\eta_{ad}$ %	72	90	73

Tableau III .11. Le rendement adiabatique

### III.6.9 Calcul de rendement poly tropique $\eta_p$ :

$$\eta_{ad} = \frac{W_p}{W_r}$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$\eta_p$ %	53	82	57

Tableau III .12 Le rendement poly tropique

### III.6.10 Calcul de la puissance réelle transmise au gaz :

$$P_u = Q_m \times W_r$$

Ou :

$Q_m$  : débit massique en [kg/s].

$Q_m = Q_v \cdot \rho$

$\rho$  : masse volumique .

$$\rho = \frac{P_a M_{mol} T_n}{P_n Z T_a} \cdot 0.95$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	29.36	91.65	187.45

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

Tableau III .13 La masse volumique

Q : débit volumétrique.

$$Q_v = 1.477 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Alors :

$$Q_m = Q_v \times \rho$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$Q_m(\text{Kg/s})$	43.36	58.17	102.4

Tableau III .14 Le débit massique

Calculons  $P_u$  :

$$P_u = Q_m \times W_r$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$P_u(\text{KW})$	5997.34	8300.89	4313.3

Tableau III .15 la puissance réelle transmise

### III.6.11 Calcul de puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) :

$$P_{abs} = \frac{P_u}{\eta_p}$$

	BCL 505	BCL 404	BCL 305
$P_{abs}(\text{KW})$	11533.34	10123.04	7567.2

Tableau III .16 la puissance absorbée

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

### III.7 Calcul thermodynamique du compresseur centrifuge BCL (505D - 404D) :

Donnée de départ :

	BCL 505	BCL 404
$P_a$ (bar)	33.48	84.54
$P_r$ (bar)	88.3	247.52
$T_a$ (K)	310.5	314.44
$T_r$ (K)	399.94	406.9
$Q_v$ (m <sup>3</sup> /S)	2.77	0.88
$Z$	0.949	0.96
$M$ (kg / K Mol)	19.38	20.16

#### III.7.1 Détermination de le constant spécifique de Gaz :

$R_M$  : constante universelle des Gaz parfait  $R_M = 8314$  (J / Kg K).

$$R_{mel} = \frac{R_M}{\mu_{mel}}$$

	BCL 505D	BCL 404D
$R_{mel}$ (KJ / Kg K.)	0,429	0,412

Tableau III.17 le constant spécifique de Gaz

#### III.7.2 Détermination de la chaleur spécifique à la composant : P=const de Gaz $C_p$ mel :

Nous avons les chaleurs spécifiques de chaque composant  $C_{pi}$ .

Composants de Gaz	Chaleur spécifique à P= const. (KJ / Kg <sup>0</sup> K)
Méthane $C_1$	2.204
Ethane $C_2$	1.714
Propane $C_3$	1.624
ISO butane $iC_4$	1.618
Normal butane $n C_4$	1.620
ISO pentane $iC_5$	1.620
Normal pentane $n C_5$	1.601
Hexane $N_6$	1.617
Azote $N_2$	1.031
Dioxyde de carbones $Co_2$	0.8403

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

Tableau III .18 la chaleur spécifique

Nous avons  $C_{p\ mel} = \sum c_{pi} g_i$ .

- **Détermination de la concentration massique (gi) :**

$$g_i = \frac{m_i}{m_{mel}}$$

	BCL 505-404
mc1(Kg / K Mol)	14.050
mc2(Kg / K Mol)	2.498
mc3(Kg / K Mol)	0.846
mic4(Kg / K Mol)	0.238
mnc4(Kg / K Mol)	0.270
mic5(Kg / KMol)	0.104
mnc5(Kg / K Mol)	0.041
mN6(Kg / K Mol)	0.0086
mN2(Kg / K Mol)	0.162
mCo2(Kg / K Mol)	0.196

Tableau III .19 la masse de chaque composant

- **Calculons les concentrations massiques de composant gi :**

En déterminer la masse de chaque composant  $m_i$  .

$$X_i = \frac{m_i}{M_i}$$

	BCL 505	BCL 404
gc1	0.696	0.725
gc2	0.124	0.1289
gc3	0.042	0.0436
gic4	0.0118	0.0122
gnc4	0.013	0.0139
gic5	0.0052	0.0054
gnc5	0.0020	0.00211
gn6	0.00043	0.00044
gN2	0.0080	0.00836
gCo2	0.0097	0.01011

Tableau III .20.la concentration massique

- **Calculons la chaleur spécifique de mélange :**

$$C_{p\ mel} = \sum c_{pi} \times g_i$$

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

	BCL 505D	BCL 404D
$C_{p_{mel}}$ (KJ / Kg k.)	1.88	1.96

Tableau III .21. la chaleur spécifique

### III.7.3 Détermination du coefficient adiabatique K :

$$K = \frac{C_{p_{mel}}}{C_{p_{mel}} - R_{mel}}$$

	BCL 505D	BCL 404D
K	1,30	1,27

Tableau III .22. Le coefficient adiabatique K

### III.7.4 Calcul du travail adiabatique :

$$w_{ad} = \frac{K}{K - 1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_1 (E^{\frac{K-1}{K}} - 1)$$

E = taux de compresseur

$$E = \frac{P_r}{P_a}$$

Donc :

	BCL 505D	BCL 404D
$W_{ad}$ (KJ/Kg)	137.39	150.09

Tableau III .23 . Le travail adiabatique

### III.7.5 Calcul du travail poly tropique :

On détermine le coefficient poly tropique : n.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_r}{P_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Nous avons :

$$\log\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{n-1}{n} \cdot \log E$$

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

$$n = \frac{\log E}{\log E - \log\left(\frac{T_r}{T_a}\right)}$$

Alors :

	BCL 505D	BCL 404D
n	1,36	1,32

Tableau III .24. Le coefficient poly tropique

### III.7.6 Calculons le travail poly tropique :

$$w_p = \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_1 \left( E^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

	BCL 505D	BCL 404D
$W_p$ (KJ/Kg)	119.9	131.7

Tableau III .25. Le travail poly tropique

### III.7.7 Calcul de travail réel $W_r$ :

$$w_r = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_1 \left( E^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

	BCL 505	BCL 404
$W_r$ (KJ/Kg)	160.5	174.16

Tableau III .26. Le travail réel

### III.7.8 Calcul de rendement adiabatique :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r}$$

	BCL 505	BCL 404
$\eta_{ad}$ %	86	86

Tableau III .27. Le rendement adiabatique

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

### III.7.9 Calcul de rendement poly tropique $\eta_p$ :

$$\eta_{ad} = \frac{W_p}{W_r}$$

	BCL 505	BCL 404
$\eta_p$ %	75	76

Tableau III .28 Le rendement poly tropique

### III.7.10 Calcul de la puissance réelle transmise au gaz :

$$P_u = Q_m \times W_r$$

Ou :

$Q_m$  : débit massique en [kg/s].

$$Q_m = Q_v \cdot \rho$$

$\rho$  : masse volumique .

$$\rho = \frac{P_a \rho_n T_n}{P_n Z T_a} \cdot 0.95$$

	BCL 505	BCL 404
$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	29.9	73.7

Tableau III .29 La masse volumique

$Q$  : débit volumétrique.

$$Q_v = 0.88 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Alors :

$$Q_m = Q_v \times \rho$$

	BCL 505	BCL 404
$Q_m$ (Kg/s)	82	64.856

Tableau III .30 Le débit massique

Calculons  $P_u$  :

$$P_u = Q_m \times W_r$$

	BCL 505	BCL 404
$P_u$ (KW)	13293.09	11295.32

Tableau III .31 la puissance réelle transmise

### III.7.11 Calcul de puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) :

$$P_{abs} = \frac{P_u}{\eta_p}$$

## Calcul des performances de la turbine et des compresseurs

---

	BCL 505	BCL 404
$P_{abs}(KW)$	17724.1	14862.26

Tableau III .32 la puissance absorbée

### III.8 Résultat finale :

	Train model C	TRAIN MODEL D
$P_{abs} (MW)$	29	32.58

### Conclusion :

On conclu que le projet de réhabilitation permet nous d'augmenter de 12 % de puissance effective de chacune des deux TAG, cette amélioration va accroître la capacité d'injection de notre station de compression et permettra la réinjection de totalité de gaz associe a l'aide de trois turbocompresseur en service et le quatrième sera garde stand-by et on va limitée le torchage .

# CHAPITRE IV

## CHAPITRE .IV : La simulation et le simulateur HYSYS

### Introduction

La simulation est un outil utilisé dans divers domaines de l'ingénierie et de la recherche, elle permet d'analyser le comportement du système avant sa mise en œuvre et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions de fonctionnement. Il est basé sur le développement d'un modèle de système, qui peut exécuter des scénarios et déduire le comportement du système physique analysé. Le modèle n'est pas une représentation précise de la réalité physique, mais il ne peut que restituer les caractéristiques les plus importantes du système analysé. Il existe de nombreux types de modèles de systèmes physiques : des modèles de représentation basés uniquement sur des relations mathématiques qui reflètent les principales caractéristiques de leurs fonctions, aux modèles de connaissances complexes générés par la compilation de lois physiques qui contrôlent les phénomènes impliqués. Le type de modèle dépend principalement des objectifs poursuivis.

### IV.1 Description du Simulateur HYSYS

Le logiciel HYSYS est actuellement l'un des programmes d'usine de simulation et de conception les plus puissants. Il est conçu par la société Hyprotech. Par la suite, avec la recrudescence des entreprises et des utilisateurs, plusieurs entreprises se sont affrontées pour obtenir le droit d'auteur, jusqu'à ce qu'Aspentech acquière finalement avec succès hyprotech et obtienne les droits exclusifs après avoir inséré certaines fonctions dans HYSYS.

Ses domaines d'application sont vastes allant des procédés de l'industrie gazière jusqu'au procédés de raffinage et de la pétrochimie.

Il comporte deux modes de fonctionnement :

- Etat stationnaire :

La simulation statique d'un procédé vise à définir les propriétés des flux (débit, température, fraction vaporisée), ainsi que les bilans de matière et d'énergie en régime stabilisé.

- Etat dynamique :

La simulation dynamique d'un procédé vise à définir les propriétés des courants en fonction du temps, pendant des situations transitoires où le régime n'est pas stable. [10]

### IV.2 Principes de fonctionnement et rôle des simulateurs

Les simulateurs de processus couramment utilisés dans l'industrie peuvent être considérés comme des modèles de connaissance. Ils sont basés sur la résolution de bilans de masse et d'énergie, d'équations de bilan thermodynamique... et peuvent fournir des informations de base pour la conception. Ils sont principalement utilisés pour la conception de nouveaux procédés (choix des équipements, analyse et optimisation du fonctionnement sous différentes conditions d'exploitation), l'optimisation des procédés existants et l'évaluation de l'évolution des conditions d'exploitation. Avant de parler du modèle opérationnel de transformation de la matière, nous avons besoin de modèles pour prédire les propriétés physiques de la matière. C'est pourquoi ces simulateurs disposent d'une base de données thermodynamique contenant les propriétés des corps purs (masse molaire, point d'ébullition en conditions normales, paramètres de la loi de la pression de vapeur, etc.). Cette base de données est enrichie d'un ensemble de modèles thermodynamiques permettant d'estimer les propriétés des mélanges.

Tout simulateur industriel de procédés chimiques est organisé autour des modules suivants :

- Une base de données des corps purs et un ensemble de méthodes pour estimer les propriétés des mélanges appelés aussi modèles thermodynamiques.
- Un schéma de procédé permettant de décrire les liaisons entre les différentes opérations unitaires constituant l'unité (PFD pour *Process Flow Diagram*).
- Des modules de calcul des différentes opérations unitaires contenant les équations relatives à leur fonctionnement : réacteur chimique, colonne de distillation, colonne de séparation, échangeurs de chaleur, pertes de charges, etc.
- Un ensemble de méthodes numériques de résolution des équations des modèles.

Avec ce type de logiciel, les ingénieurs peuvent à partir de la donnée des corps purs présents dans le procédé et du schéma de procédé, développer un modèle du processus reposant sur la mise en commun des équations décrivant les différentes opérations unitaires, les réactions chimiques, les propriétés des substances et des mélanges, qui puisse aussi communiquer avec d'autres applications comme *Excel*, *Visual Basic* et *Matlab*, ....

### **IV.3 Les modèles thermodynamique de HYSYS :**

#### **IV.3.1 Les équations d'état :**

Les modèles basés sur les équations d'état (RK, SRK, PR...Etc.); sont souvent utilisés pour le calcul des systèmes d'hydrocarbures et des systèmes presque idéaux.

Leurs avantages par rapport aux autres modèles résident dans le fait de l'utilisation des coefficients d'interaction-binaire. En générale les équations d'état permettent de calculer l'ensemble des propriétés des produits par rapport à la température et aux fractions molaires.

### **IV.4 Utilisation de simulateur HYSYS**

Le fonctionnement du simulateur repose essentiellement sur la sélection d'un modèle thermodynamique, qui représente le système à étudier, la composition, et l'établissement d'un schéma de procédé (PDF) ; en plus de préciser les paramètres nécessaires à chaque opération, il peut également déterminer la taille de l'appareil.

Le HYSYS utilisé dans différents taches qu'un simulateur de procédé devrait effectuer pour :

- Etablissement des bilans de matière et d'énergie d'un procédé industriel.
- Réajustement des paramètres de fonctionnement dans le cas de changements de composition de l'alimentation.
- Dimensionnement des équipements.
- Optimisation du procédé.
- Détermination des performances des équipements.
- Evaluation économique du procédé (Engineering).

## IV.5 Les résultats obtenus

### Pour le modèle C :

#### IV.5.1 simulation de compresseur Bcl 305 :

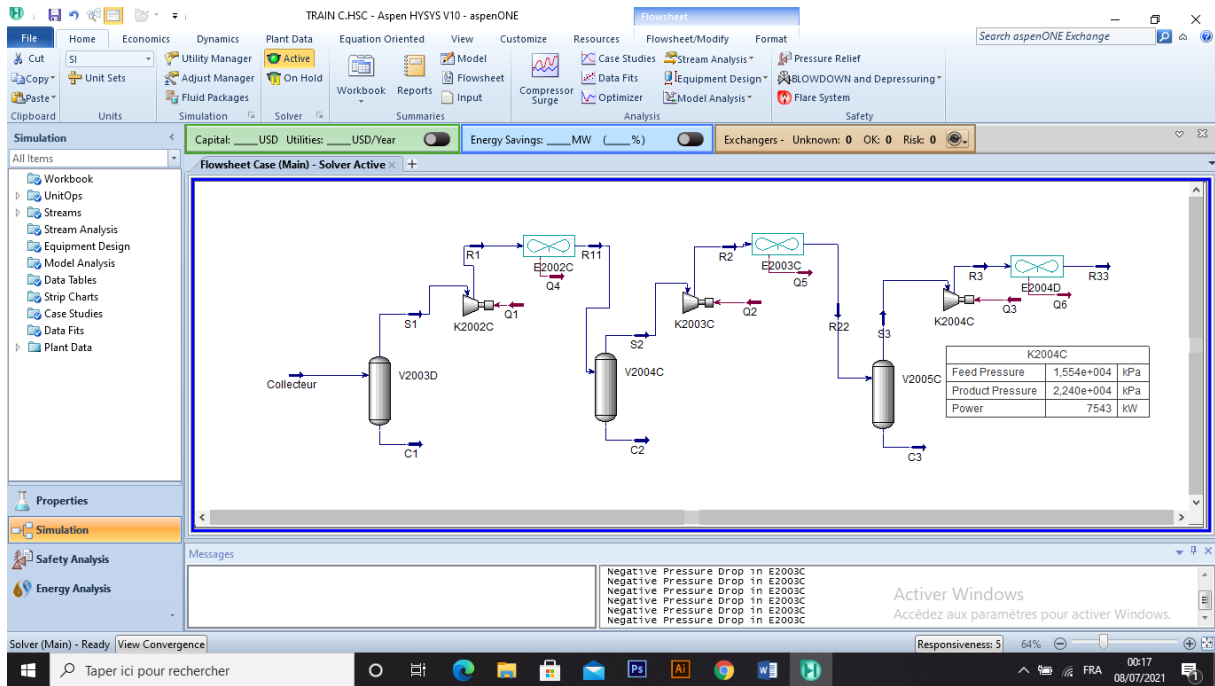


Figure- IV.1 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 305)

#### IV.5.2 simulation de compresseur Bcl 404 :

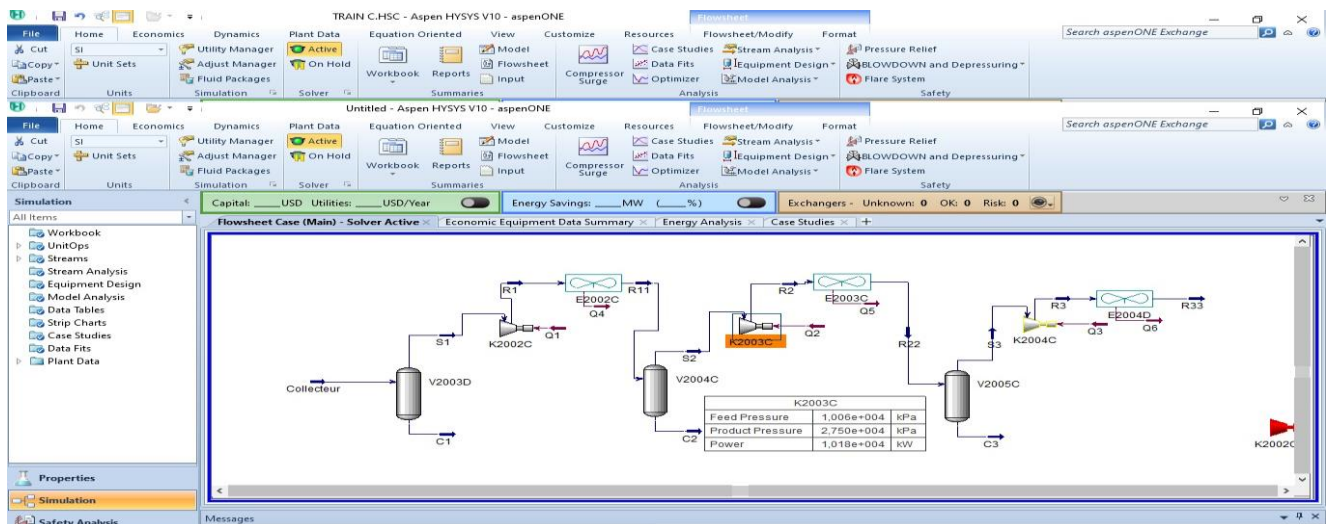


Figure- IV.2 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 404)

### IV.5.3 simulation de compresseur Bcl 505 :

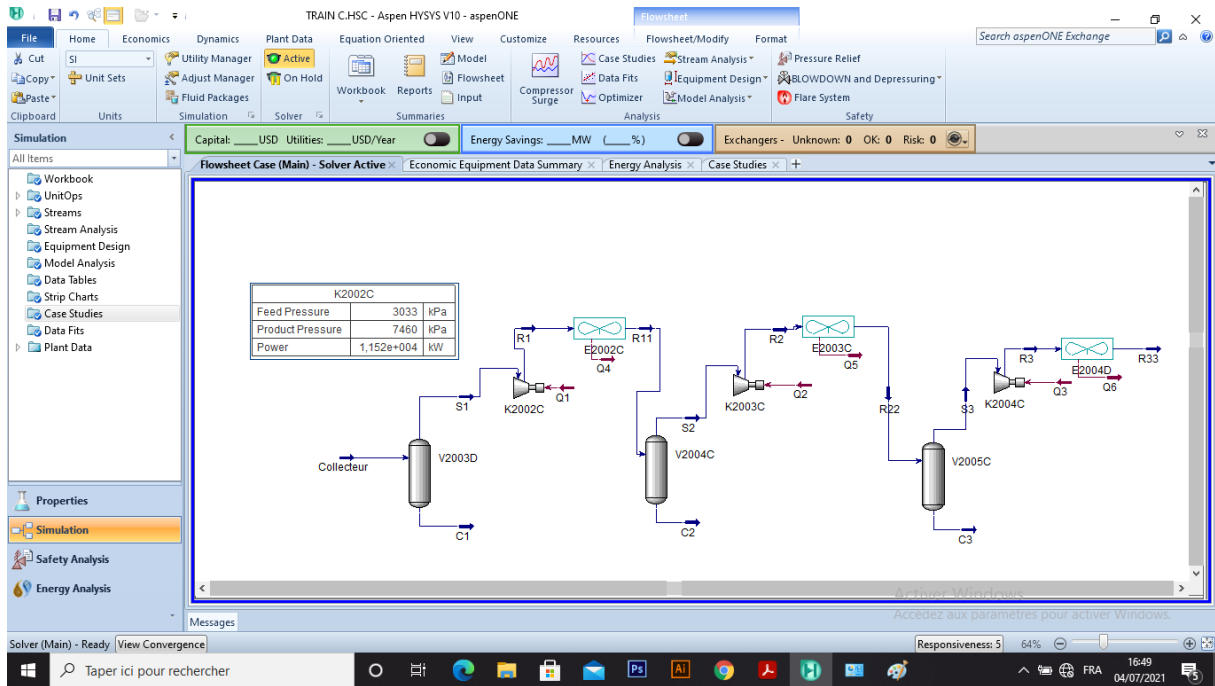


Figure- IV.3 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 505)

Pour le modèle D :

### IV.5.4 simulation de compresseur Bcl 404 :

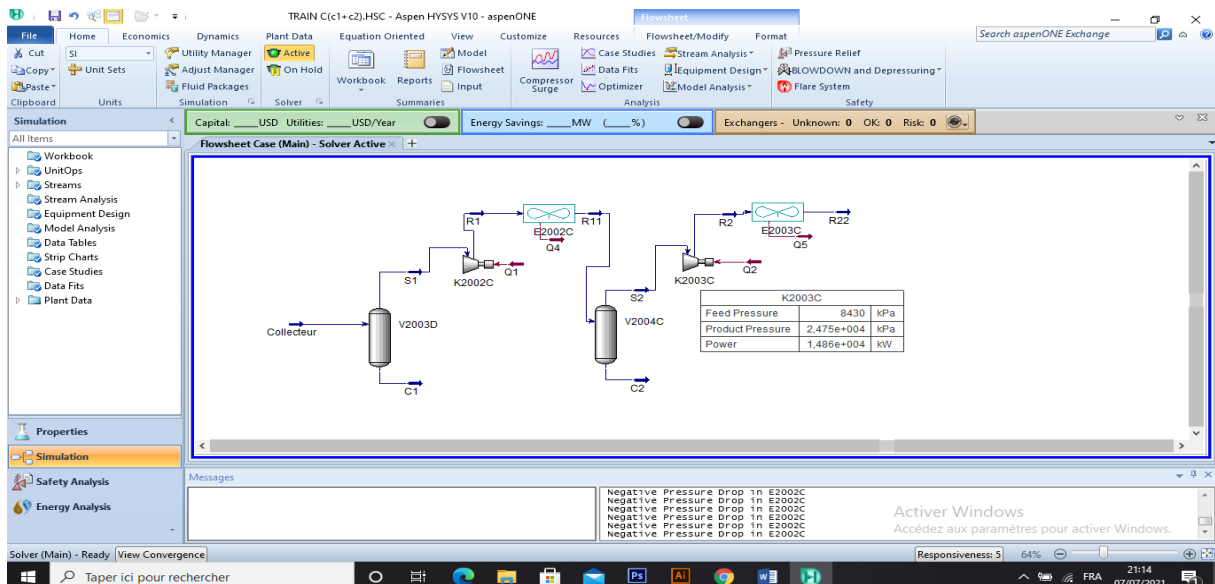


Figure- IV.4 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 404)

### IV.5.5 simulation de compresseur Bcl 505 :

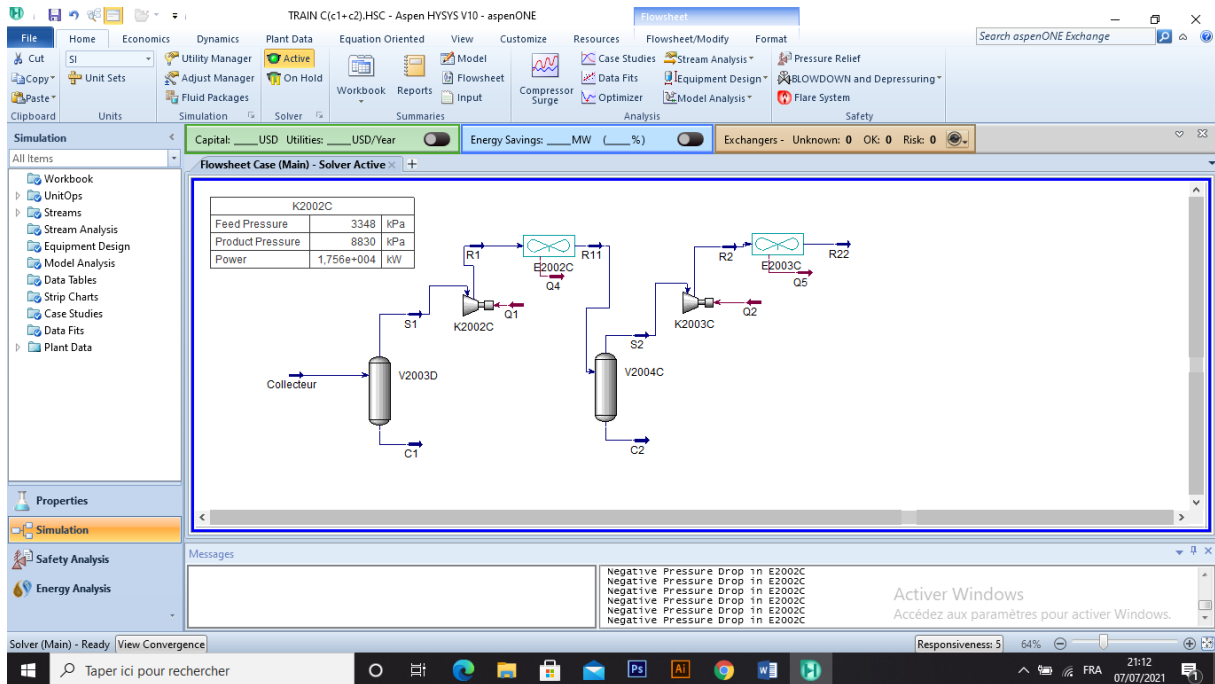


Figure- IV.5 Schéma de la simulation du l'unité de compression (BCL 505)

### Conclusion :

Dans cette partie nous avons présenté un aperçu sur la modélisation et la simulation des compresseurs type bcl, principe de fonctionnement des simulateurs de procédés et leur rôle dans le domaine d'engineering.

---

## *Conclusion générale*

Il est nécessaire de savoir qu'actuellement les sources d'énergie aient une considérable part dans notre économie nationale, ceci suppose que toute perte d'énergie quel que soit sa nature peut avoir une influence directe sur les coûts d'exploitation et les produits finis.

Rappelons que parmi les préoccupations essentielles du centre (REB) est réduire les gaz torchés, il est observé un torchage important lors de l'arrêt programmé d'un train donc il nous a paru indispensable d'étudier ce cas en vue de minimiser ces pertes en procédant à leurs récupération. Ce qui nous amène à la nécessité d'élaborer une réalisation d'une ligne de récupération pour chaque train.

L'investissement pour cette modification permettra au complexe de faire des économies de l'ordre de 3 MILLIONS \$ pour les neuf trains en récupérant une quantité de gaz très importantes.

Autre que la rentabilité économique de ce projet, il permettra d'éliminer une quantité de **1330T/an** de **CO<sub>2</sub>** qui se brûlait à l'atmosphère, donc cette réalisation contribue à la réduction des gaz torchés et par conséquent des phénomènes tels que l'effet de serre et l'échauffement climatique.

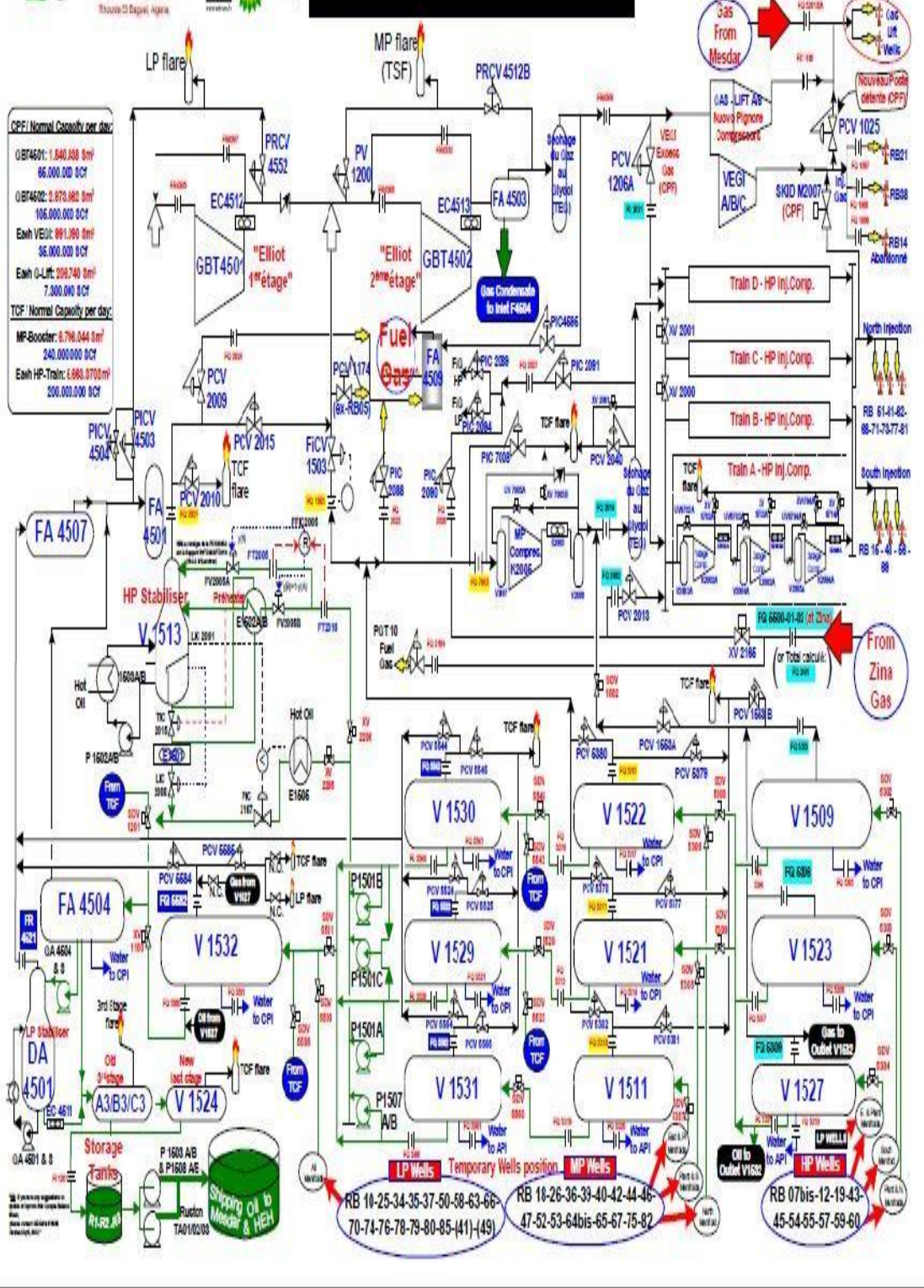
# **Les annexes**

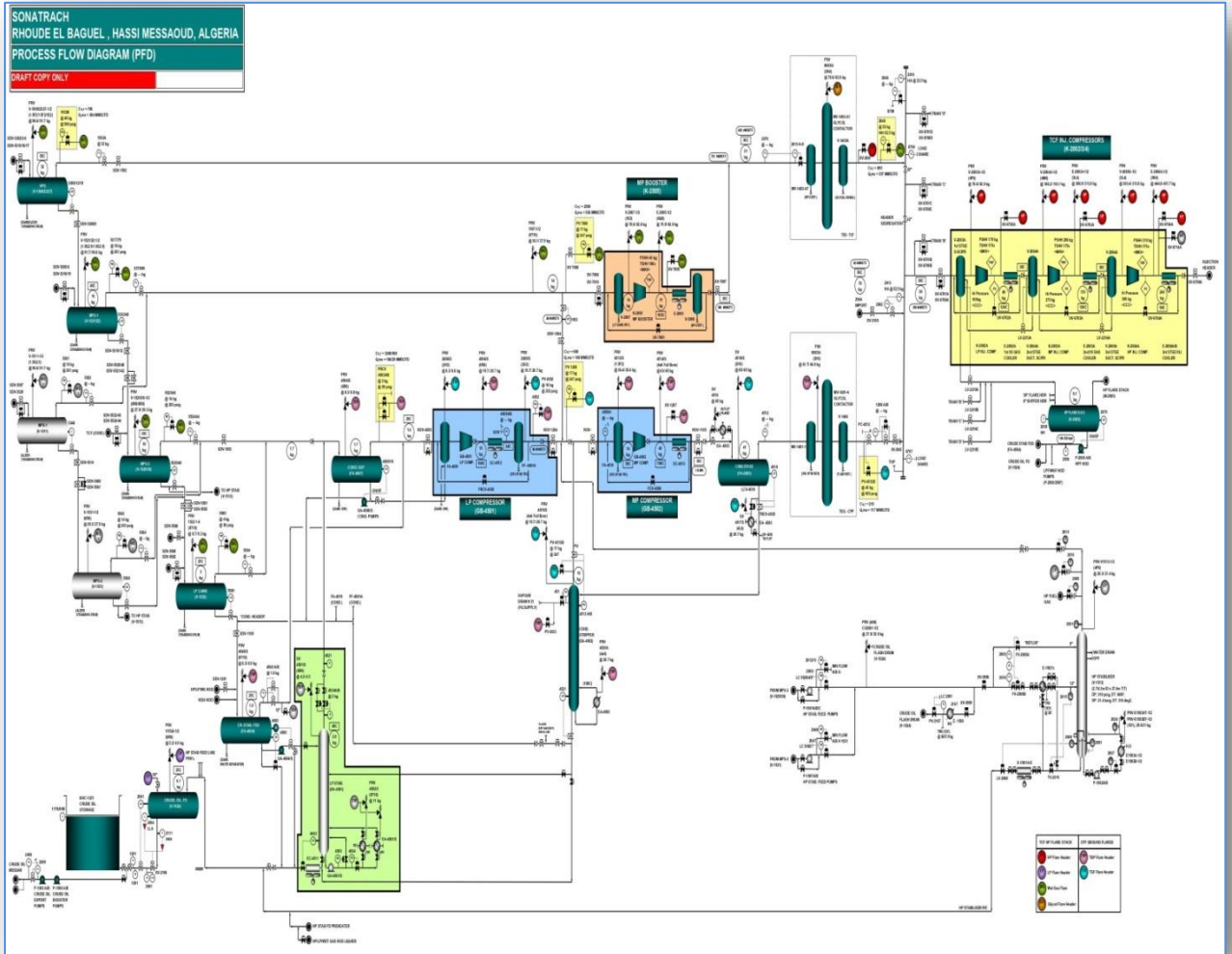
# Annexe



## GAS & OIL BALANCE

Rhourd El-Baguel - SONATRACH & BP  
 DIRECTION DES OPERATIONS  
 DIVISIONS EXPLOITATION HUILE & GAZ





Les équations de la thermodynamique

**Thermodynamique de la compression du gaz :**

D'après la thermodynamique, la quantité d'énergie fournie au gaz à savoir le travail " $dW$ " et la quantité de chaleur " $dQ$ " peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie " $dh$ " et celle de l'énergie cinétique " $d(\frac{c^2}{2})$ " pour l'unité de masse " $m = 1\text{kg}$ ".

$$dW + dQ = dh + d\left(\frac{c^2}{2}\right) \quad \text{En [J/kg]}$$

: Vitesse angulaire du gaz en [rad/s]

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs et la vitesse ( $\mathbf{d} = \mathbf{0}$ ) car les vitesses du gaz à l'entrée et la sortie d'un compresseur sont approximativement égales et le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé de la forme suivante:

On a:  $d(\frac{c^2}{2}) = 0$

Et donc :

$$dh = dw + dq \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$dw = dh - dq \quad \dots\dots\dots (2)$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes ( $h, s$ ), permet de déterminer la variation de l'enthalpie ( $h = h_2 - h_1$ ) dans le compresseur.

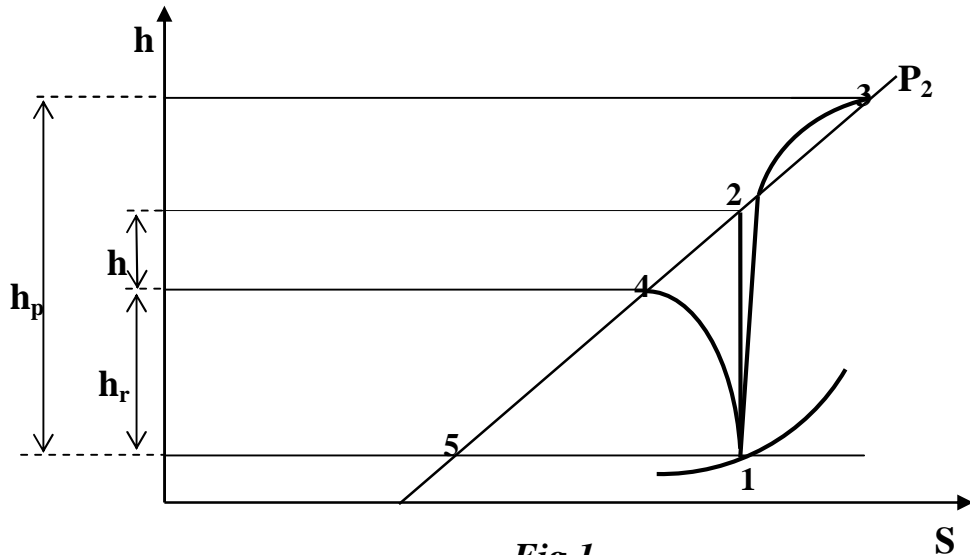


Fig.1

**1-2 :** la compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie parce que dans ce cas ( $Q = 0$ ) et la variation de l'entropie ( $S_2 - S_1 = 0$ ).  $\Rightarrow h = W$

**1-3 :** la compression réelle sans refroidissement et elle est toujours accompagnée des pertes  $h_p$  ainsi que l'augmentation de l'entropie ( $dS > 0$ ).

**1-4 :** la compression avec refroidissement pour laquelle d'après l'équation (2)  $h = W - Q$ .

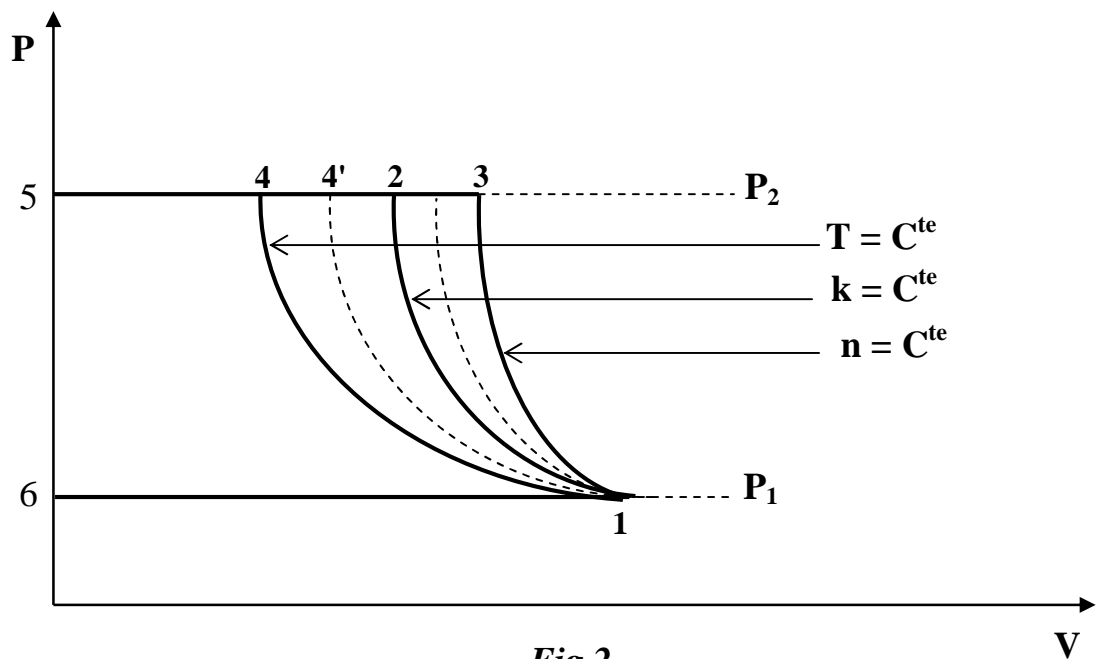
➤ pour les gaz parfaits  $h$  se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante  $C_p$ .

$$W = \Delta h = C_p (T_2 - T_1) \dots\dots\dots(3)$$

Où:

- $T_1$ : température d'aspiration
- $T_2$ : température de refoulement

Il est plus commande parfois d'analyser le fonctionnement des compresseurs à l'aide d'un diagramme ( $P, V$ ) parce que l'aire dans ce diagramme correspond à la valeur du travail.



**Fig.2**

Afin d'exprimer le travail  $W$  en fonction de la pression  $P$  et du volume spécifique du gaz ( $V$ ) on doit utiliser la relation pour l'enthalpie.

D'où:  $h = U + Pv \dots\dots\dots(4)$

$$dh = du + PdV + VdP \dots\dots\dots(5)$$

D'après l'équation du premier principe de la thermodynamique pour un système à volume variable telle que ( $dP = 0$ ) ; pression constante.

On a :  $dQ = dU + PdV \dots\dots\dots(6)$

En rapportant (5) et (6) à (1) nous obtenons:

$$dW = VdP \dots\dots\dots(7)$$

$$W = \int VdP \dots\dots\dots(8)$$

Et donc le travail est représenté dans le diagramme (P-V) par l'aire qui est limitée par la courbe de transformation thermodynamique.

❖ pour la compression adiabatique (1-2) le travail (W) correspond à l'aire (1-2-5-6-1) qui se trouve entre l'adiabatique (1-2) avec l'exposant adiabatique ( $k=cste$ ) et les deux droites (1-6) et (2-5).

La compression réelle accompagnée des pertes interne est effectuée avec l'exposant polytropique.

❖ la compression isothermique est représentée par l'isotherme (1-4).

**Travail de compression des gaz**

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (3) pour les gaz parfaits.

Mais il est plus commande parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression qui est habituellement connu.

$$V = \frac{P_2}{P_1} \dots\dots\dots(9)$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1/k)} \dots\dots\dots(10)$$

En remplaçant l'équation (10) dans l'équation (3) on trouve :

$$W_{ab} = z.C_p .T \left( V^{(k-1/k)} - 1 \right) \dots\dots\dots(11)$$

$C_p$  : peut être calculé à partir de l'équation de MAYER:

$$C_p - C_v = r \dots\dots\dots(12)$$

$R$  : constante de gaz en [KJ / Kg.°k]

Et  $K = C_p / C_v$

$$C_p = (k / k-1). r \dots\dots\dots(13)$$

En remplaçant l'équation (13) dans (11) on trouve :

$$W_{ab} = \left( \frac{k}{k-1} \right) \cdot z \cdot r \cdot T_1 \left( v^{(k-1/k)} - 1 \right) \dots\dots (14)$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit: " Travail isentropique ".

En remplaçant l'exposant adiabatique **k** par l'exposant polytropique "**n**" on peut utiliser toutes les équations adiabatiques pour calculer les transformations polytropiques. Il en ressort que le travail polytropique d'une transformation réversible sans pertes d'énergie avec (**n = var**) se calcule à partir de l'équation:

$$W_p = \left( \frac{n}{n-1} \right) \cdot z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left( v^{(n-1/n)} - 1 \right) \dots\dots\dots (15)$$

Le travail adiabatique réel **W<sub>r</sub>** d'une transformation irréversible avec (**n = var**) suivant l'expression (3) est égal à:

$$W = c_p (T_{2r} - T_1) \dots\dots\dots (16)$$

Où: **T<sub>2r</sub>** : Température réelle de gaz au refoulement.

Si l'on sait que l'exposant (**n = c<sup>te</sup>**) du polytrophe (**1-3**) (fig.2) qui passe par le point **3** correspond à la compression réelle nous pouvons écrire:

$$\frac{T_{2r}}{T_1} = \left( v^{(n-1/n)} \right) \dots\dots\dots (17)$$

Rapportant les équations (13) et (17) à l'équation (16) on obtient:

$$W_r = \left( \frac{k}{k-1} \right) \cdot z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left( v^{(n-1/n)} - 1 \right) \dots\dots\dots(18)$$

**Rendement thermodynamique d'un compresseur**

Afin de calculer le travail réel **W<sub>r</sub>** nécessaire à comprimer (**1kg**) de gaz, on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur:

$$y^{th} = \frac{W_{th}}{W_r} \dots\dots\dots (19)$$

**W<sub>th</sub>** : travail thermodynamique du compresseur

Il doit être adapté selon les particularités de la compression réelle. Pour les turbocompresseurs qui sont souvent dépourvus de refroidissement du corps, on emploie généralement le travail adiabatique  $W_{ad}$  et le rendement adiabatique.

$$y_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} \dots\dots\dots (20)$$

$$y_{iso} = \frac{W_{is}}{W_r} \dots\dots\dots (21)$$

$$y_p = \frac{W_p}{W_r} \dots\dots\dots (22)$$

Ce rendement poly tropique ne tient pas compte exactement des pertes réelles mais il caractérise seulement la différence entre le travail réel et le travail thermodynamique avec ( $n = c^{te}$ ).

Des relations (11), (16) et (20) pour les compresseurs sans refroidissement on a:

$$y_{ad} = \left( v^{(n-1/n)} - 1 \right) / \left( \frac{T_{2r}}{T_1} - 1 \right) \dots\dots\dots (23) \text{D'après: (15), (18) et (22):}$$

$$y_p = \left( \frac{n}{n-1} \right) \left( \frac{k-1}{k} \right) \dots\dots\dots (24)$$

Dans la pratique l'exposant poly tropique n'est pas connu et il doit être remplacé par le taux de compression et la température réelle de refoulement  $T_{2r}$  à l'aide de la relation (17) on tire:

$$\left( \frac{n}{n-1} \right) = \frac{\log v}{\log (T_{2r}/T_1)} \dots\dots\dots (25)$$

$$y_p = \left( \frac{k-1}{k} \right) \left( \frac{\log v}{\log (T_{2r}/T_1)} \right) \dots\dots\dots (26)$$

# **BIBLIOGRAPHIE**

# Bibliographie

- [1] DOC CONTROLE – archive d’entreprise de SONATRACH RHOURE EL BAGUEL -2015-
- [2] INSTRUCTION MANUL VOLUME II  
Descriptions – NUOVO PIGNONE– Type «BCL»-1997-
- [3] <https://dl.ummt0.dz/handle/ummt0/4033>
- [4] Sélection et dimensionnement des compresseurs Royce N Brown 2ème ED.  
édition professionnelle du Gulf
- [5] Article de Cheah Cang To – Estimation des Performances du Compresseur Centrifuge
- [6] Nouvo pignone « Guide pratique des Turbine gaz » 1999.
- [7] Sonatrach SRGA2, Manuel de formation pour la conduite et l’entretien, turbine à gaz MS5002C, NUOVO PIGNONE.
- [8] Document technique, SONATRACH, Turbines à gaz, Principe de Fonctionnement, BHP, Billiton
- [9] Nouvo pignone, Manuel de service pour turbine gaz (description et Fonctionnement), Volume 1, Hassi Messaoud, Algérie
- [10] N.BOUALLEG Cours : Initiation au simulateur HYSYS, Institut Algérien du pétrole -Ecole de Boumerdes2016.
- [11] Seddam Chennouf , "L’impact de la filtration de l’air d’admission sur le rendement de la turbine à gaz MS5002C" , PFE master professionnelle , université KASDI MERBAH– OURGLA ( 2018/2019 )