

N° Ordre...../Faculté/UMBB/2016

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



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Présenté par

MECHIGHEL Abderrahmen

SIARI Amir

Filière : Génie mécanique
Option : mécanique des unités pétrochimique

Thème

**Influence du refroidissement d'air d'admission sur les
performances de la turbine à gaz MS5002C**

Devant le jury :

UMBB	Président
UMBB	Examineur
UMBB	Examineur
UMBB	Encadreur

remerciements

Nous tenons, tout d'abord, à remercier Le Tout Puissant ALLAH qui nous a donné la force pour accomplir ce travail.

Nos chaleureux remerciements vont, ensuite, à Mr KHELIFI TOUHAMI M.S, notre encadreur, qui nous a aidé à élaborer ce travail grâce à ses précieuses suggestions.

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Nous remercions tous les professeurs de département de « TRANSPORT ET EQUIPEMENTS DES HYDROCARBURES ».

De même, on adresse nos vifs remerciements, pour leur collaboration, à tous les travailleurs de TFT et, spécialement, à ceux de division maintenance et le service turbomachine.

En fin, on n'oublierait pas ceux qui ont participé, de près ou de loin, au bon déroulement et à la réalisation matérielle de cette étude.

Amir, Abderrahmen

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents pour les sacrifices et les encouragements qu'ils n'ont cessé de me conférer. Que dieu les garder éternellement heureux.

A mes grands-parents.

A toute ma famille.

A tous mes proches amis.

A tous mes amis de l'INH.

A tout le groupe LAMU11

A tous ceux qui m'aiment

A vous

Abderrahmen



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A ceux qui m'ont donné la vie ;

A ceux qui sont la source de mon inspiration et mon courage ;

A ma très chère mère ;

A mon cher père ;

A mes grands-parents;

A mes frères et ma petite sœur ;

A toute ma famille ;

*A tous mes amis d' **Zighoud Youcef***

A tous mes amis de l'INH

*A tout le groupe **LAMU11***

Chaleureusement.

Amir

Introduction Générale.....	1
----------------------------	---

CHAPITRE I

Généralités sur le champ

I.1.Présentation de la société d'accueil (TFT) :	2
I.1.1 Les gisements de la région de TFT :	3
I.1.2 Les différentes structures de la direction régionale TFT :	4
I.1.3. Différentes installations Gaz Lift :	5
I.2. Historique du développement :	7
I.3. Les installations de surfaces :	8
I.3.1. Installation de production d'huile :	8
I.3.2. La station UTGA (unité de traitement de gaz associé) :	9
I.3.2.1. Description restreinte de la station :	12
I.3.2.2. Description de la section de traitement de gaz :	13
I.3.2.3 BCL-406 dans notre unité :	14

CHAPITRE II

Généralités sur les turbines à gaz

II.1.Introduction :	15
II.2. Historique des turbines à gaz :	15
II.3. Classification des turbines à gaz :	16
II.3.1 Par le mode de construction :	16
II.3.2 Par le mode de travail :	17
II.3.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique :	18
II.4. Appellation des turbines à gaz GE:	19
II.5. Types d'installations de turbine à gaz à TFT:	20
II.5.1 Turbine à gaz RUSTON: (RUSTON gas turbine 1500):	20
II.5.2.Turbines à gaz GE MS 5001:	21
II.5.3.Turbine à gaz MS 5002 (Qui est l'objet de mon étude) :	22
II.6. Domaines d'application des ITG à TFT:	22
II.6.1 Station de pompage de brut:	22

II.6.2 Production de l'énergie électrique:	23
II.6.3 Station de compression et de réinjections du gaz :	23

CHAPITRE III

Description de la turbine MS5002C

III.1 Introduction :	25
III.2 Principe de fonctionnement:	27
III.3 Description de la turbine à gaz MS 5002C :	28
III.3.1 Système d'admission :	28
III.3.2 La partie auxiliaire :	29
III.3.2.1 Système de démarrage :	30
III.3.2.3 Système d'alimentation par le combustible :	31
III.3.2.4 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :	32
III.3.2.5 Dispositif d'anti-pompage :	33
III.3.3 Section de compression :	34
III.3.4 Section de combustion :	35
III.3.4.1 Principe de fonctionnement :	35
III.3.4.2 Les Différentes organes de la section de combustion :	36
III.3.5 Section turbine :	40
III.3.5.1 Directrices premier étage:	40
III.3.5.2 Directrices deuxième étage:	40
III.3.5.3 Roue de turbine:	41
III.4 Systèmes de contrôle et de protection :	43
III.4.1 Systèmes de contrôle :	43
III.4.1.1 Système de contrôle du fuel :	43
III.4.1.2 Système de contrôle de la température :	43
III.4.2 Systèmes de protection :	43
III.4.2.1 Système de protection de survitesse :	43
III.4.2.2 Système de protection de dépassement de température :	44
III.4.2.3 Système de protection et de détection des vibrations :	44
III.4.2.4 Système de protection et de détection de flamme :	44

CHAPITRE IV

Calcul Thermodynamique

IV.1 Introduction :	45
IV.2 Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation	45
IV.2.1 Données de départ:	45
IV.2.2 Les points particuliers du cycle de l'installation:	47
IV.2.3 Représentation du cycle :	48
IV.2.5 Calcul des paramètres particuliers du cycle thermodynamique du fluide actif	49
IV.2.5.1 paramètres avant les filtres :	49
IV.2.5.2 Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur:	50
IV.2.5.3 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a):	51
IV.2.5.4 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion:	52
IV.2.5.5 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion:	53
On évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu' à 1% de la Chambre de combustion	53
IV.2.5.6 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):	54
IV.2.5.7 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine (THP):	55
IV.2.5.8 Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP:	58
IV.2.5.9 Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP:	59
IV.2.6 Débit et rendement:	60
IV.2.6.1 Travail massique et rendement:	60
IV.2.6.2 Le rendement thermique de l'installation:	62
IV.2.6.3 Vérification du coefficient d'excès d'air:	63
IV.2.7 Calcul d'après les données standards du constructeur:	63
IV.2.8 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)	64
IV.2.9 Tableau comparatif des résultats obtenus	65
IV.2.10 Interpretation des Résultats :	65

CHAPITRE V Les techniques de refroidissement d'air d'admission des turbines à gaz

V.1.Introduction :	66
V.2.Refroidisseur évaporatif (Evaporativecooler):	67
V.2.1.Principe de fonctionnement :	67
V.3 Systèmes de réfrigération mécaniques :	70
V.4 .Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage :	73
V.4.1 Stockage de la glace :	73
V.4.2 Stockage de l'eau froide :	73
V.5. Système de refroidisseur par absorption :	74
V.5.1 Le cycle de base d'une machine à absorption :	76
Conclusion :	77

CHAPITRE VI

Simulation par CHEMCAD

VI.1 Définition de logiciel Chemcad :	78
VI.2 CHEMCAD Produits et fonctionnalités :	79
VI.3 Ordre du travail:	80
VI.3.1 Réalisation de la simulation avec $T_{amb} = 50^{\circ}\text{C}$ (sans échangeur) :	80
VI.3.2 Réalisation de la simulation avec $T_{amb} = 50^{\circ}\text{C}$ (avec échangeur) :	84
VI.3.3. Spécification de l'échangeur choisi dans la simulation :	87
VI.3 Interprétation des résultats :	89
Conclusion générale.....	90

Introduction Générale

Introduction

Actuellement l'énergie occupe une place prépondérante dans la vie de l'être humain. Aujourd'hui le gaz naturel est considéré comme une grande source d'énergie qui contribue à la satisfaction des besoins énergétiques mondiaux.

Dans notre pays, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'énergie électrique dans les centrales, ainsi elles sont utilisées dans le domaine de transport et de la réinjection du gaz, ce qui donne à la turbine à gaz une importance dans l'économie nationale.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

Les turbines à gaz utilisées aux unités de traitement et compressions des gaz sont des turbines à gaz MS5002C à TFT qui possèdent deux arbres indépendants mécaniquement, fabriquées par NUOVO PIGNONE.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge.

Dans notre cas, l'objet de notre mémoire de fin d'études est d'étudier thermodynamiquement la turbine MS 5002C et l'influence du refroidissement d'air d'admission sur ces performances.

CHAPITRE

I

I.1.Présentation de la société d'accueil (TFT) :

La région de Tin Fouyé Tabenkort est située à 1400 km au sud-est d'Alger et 540 km du chef lieu de la wilaya d'**Illizi**. La région de **TFT** se trouve sur la partie ouest du plateau de **Tin-Herta**, sur la route nationale N°3 reliant **Hassi Messaoud** et **In amenas** dans la commune de **Bordj Omar Driss**.

L'ordovicien est le principal réservoir de la région, il à été découvert en 1967, ce réservoir est une colonne d'huile sous forme d'un anticlinale surmonté par le gaz-cap au sud et d'huile au nord, le réservoir s'étend sur 7 à 15 km du Nord au Sud et 25 km d'Est à l'Ouest, il est d'une profondeur de 2200 m en moyenne.

La production de la région est traitée par 5 centres de séparation (gaz, huile, eau) dénommés CS.1, 2, 3, 4 et 5 ainsi que les centres de **TAMENDJELT** , **AMASSAK** , **DJOUA** ,et un centre de stockage principale de collecte et d'expédition d'huile vers **Haoud el hamra** et **Tin Fouyé** (CPC).

La production de Tin Fouyé principale centre au secteur sud est assurée par un système de « gaz-lift», et des installations des gaz récupérés, brulés par le passé, ils sont maintenant recyclés depuis 1986.

La station **UTGA** (Unité de Traitement de Gaz Associé) est conçue pour la récupération des gaz initialement torchés au niveau des centres de séparations, les traiter par déshydratation et les comprimer à 80 kg/cm^2 . Par voie de conséquence la récupération du condensât.

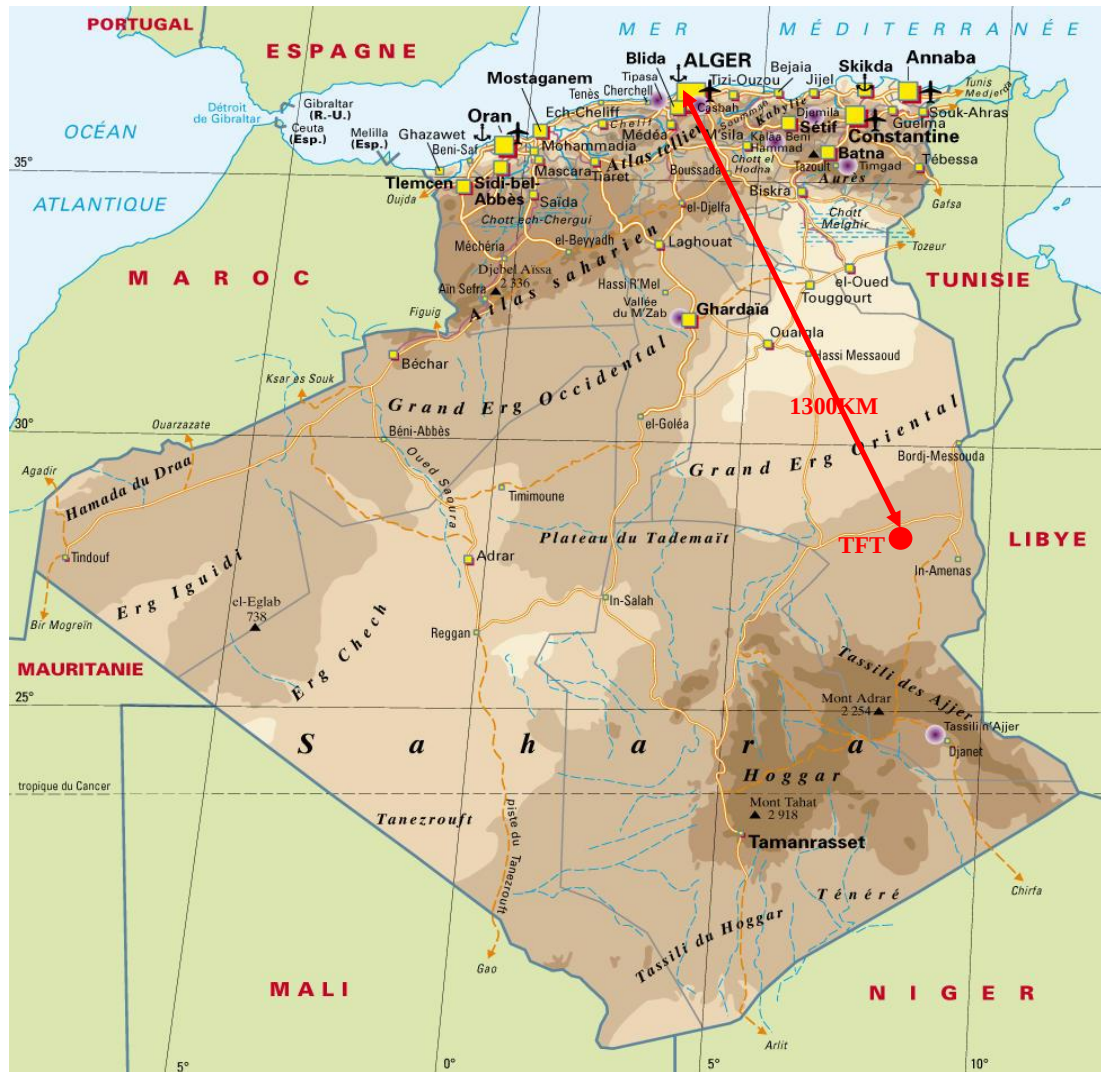


Figure I.1 : situation géographique de TFT

I.1.1 Les gisements de la région de TFT :

- A- Gisement de TFT
- B- Gisement de Tin Fouyé
- C- Gisement d'Amassak
- D- Le gisement de Djoua
- E- Le Gisement Tamendjelt
- F- Gisement de Hassi Mazoula SUD
- G- Gisement de Hassi Mazoula B

I.1.2 Les différentes structures de la direction régionale TFT :

Les différentes structures de la direction régionales sont représentées sous forme d'un organigramme.

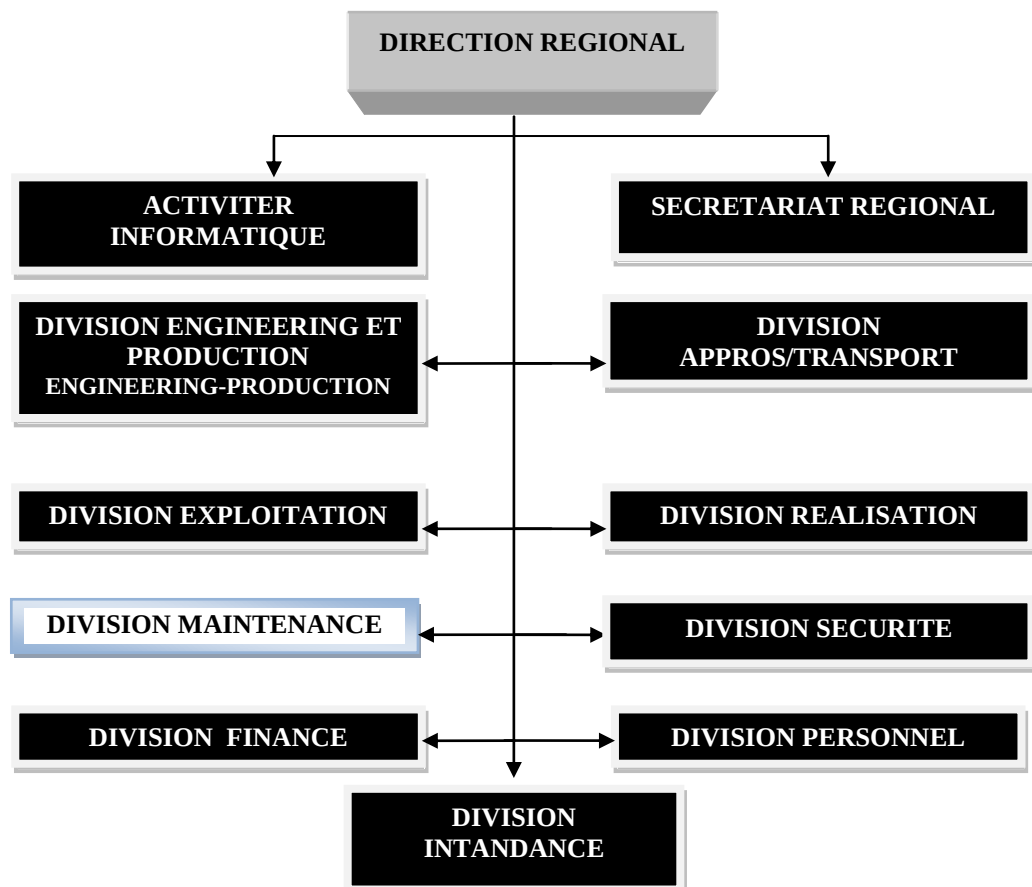
Les divisions techniques :

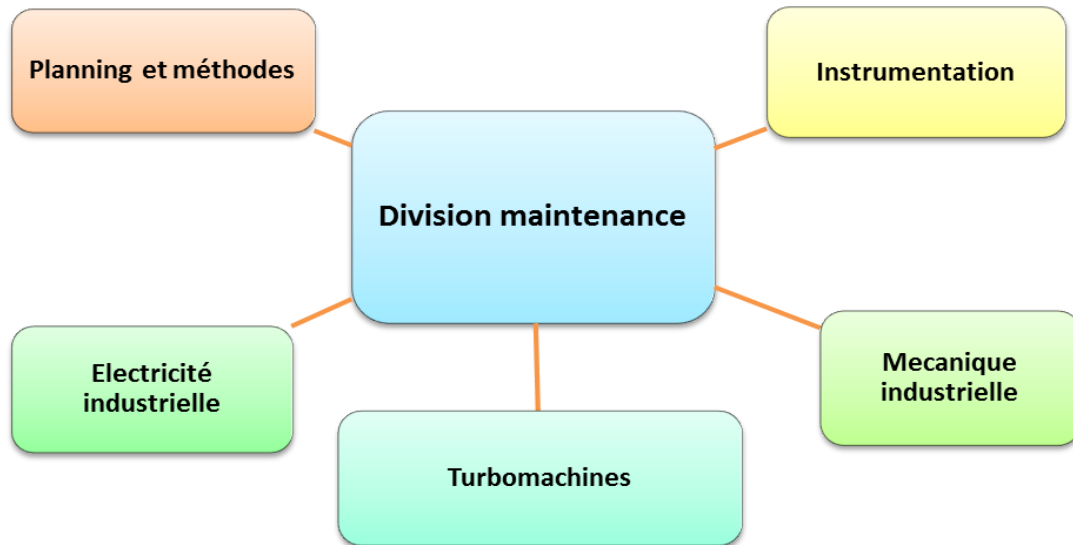
- Division Engineering/ production.
- Division exploitation.
- Division maintenance.
- Les divisions techniques de soutien.
- Division réalisation.
- Division approvisionnement et transport.
- Division sécurité.

Les divisions de soutien :

- Division finance
- Division intendance
- Division personnel

Organigramme de la région TFT :



Organisme de la Division du Maintenance :**I.1.3. Différentes installations Gaz Lift :**

Le système FGL est subdivisé en 02 réseaux : Nord et Sud.

➤ Réseau Nord :

Ce réseau est Constitué d'une station principale de compression et traitement "CPC" et d'une station boosting "CTFN".

La station CPC est constituée de :

- 03 Compresseurs identiques à 03 étages dont 02 sur 03 en service.

Débit : 160 000 m³/j

Pression d'entrée : 1 bar

Pression de sortie : 69 bars

- 03 Moteurs d'entraînement

Puissance : 1060 kW

Tension : 5,5 kV

- 01 Unité de déshydratation et d'absorption (UDA) composée de:

02 Tours de traitement

01 Séparateur flash

01 Aéro-réfrigérant

01 Scrubber de régénération

01 Réchauffeur à bain de sel

Puissance calorifique : 554,4 Kcal /h

Température du bain : 345 °C

Capacité de traitement : 330 000 m³/j

Débit de régénération : 3 100 m³/h

- La station Boosting CTFN est constituée de

01 Bâtiment de contrôle

01 Compresseur boosté à 01 étage.

01 Sous-station électrique 60 - 5,5 KV

Le gaz du centre d'huile TFN est comprimé de 1 à 6 bars puis dirigé vers le deuxième étage CPC par une conduite 12'' de 6,6 Km.

Débit : 80 000 m³/j

➤ **Réseau Sud :**

Constitué d'une station principale de compression et traitement "MF3" et d'une station boosting "MF5".

- La station MF3 est constituée de :

01 Bâtiment de contrôle

03 Compresseurs à 03 étages dont 01 en service.

Débit : 135 000 m³/j

01 Sous-station électrique 60Kv-5,5Kv

Moteurs d'entraînement identiques à ceux de CPC.

01 Unité déshydratation.

Données de base :

Capacité de Production

Station CPC

- Capacité de traitement : 330 000 m³ /j
- Capacité de compression: 300 000 m³ /j
- Pression d'entrée : 1 Bar
- Pression de sortie : 69 Bars
- Température sortie : 50 °C

Station MF3

- Capacité de traitement : 600 000 m³ /j
- Capacité de compression: 135 000 m³ /j
- Pression d'entrée : 1 Bar
- Pression de sortie : 69 Bars
- Température sortie : 50 °C

Station Boosting CTFN

- Capacité de compression: 80 000 m³ /j
- Pression d'entrée : 1 Bar
- Pression de sortie : 6 Bars
- Température sortie : 50 °C

Station Boosting MF5

- Capacité de compression: 17 000 m³ /j
- Pression d'entrée : 1 Bar
- Pression de sortie : 6 Bars
- Température sortie : 50 °C

I.2. Historique du développement :

Le réservoir de TFT Ordovicien (2000) produit la plus grande partie de la production de la région de TFT, son exploitation a commencé en Novembre 1968. Jusqu'en 1975, les puits forés étaient au nombre de 52, dont 49 producteurs. La surface Embrassé par les forages ne présentait que 40 % de la surface de TFT, la production d'huile en 1974 a atteint 2 634 000 tonnes.

En raison de la diminution de la pression de gisement conduisant à l'épuisement de l'énergie du réservoir, le projet de maintien de pression est introduit en 1980.

Les résultats ont commencé à se manifester à partir de 1984 où il a été produit 2 751 651 tonnes, 4 976 886 tonnes en 1991, 4 410 176 tonnes en 1994 et 3 504 200 tonnes en 1998.

Dans le but d'augmenter le taux de récupération des gaz torchés à plus de 25%, un autre projet est entré en service en 1987 avec la construction de l'usine de traitement de gaz. Actuellement 400 puits d'huile sont forés dans le réservoir ordovicien du gisement de TFT.

Plusieurs techniques de récupération d'huile ont été utilisées dans la région de TFT : récupération primaire (puits éruptif), et récupération secondaire (gaz- lift, maintien de pression par injection d'eau, et pompage électrique).

I.3. Les installations de surfaces :

I.3.1. Installation de production d'huile :

La production de TFT est traitée par 5 centres de séparation (eau, huile, gaz) dénommés : CS_1 ; CS_2 ; CS_3 ; CS_4 ; CS_5 aussi que les centres de **TAMENDJELT**, **AMASSAK**, **DJOUA** et un centre de stockage principal et d'expédition d'huile vers **HAOUD EL HAMRA** et **TIN FOUYE**.

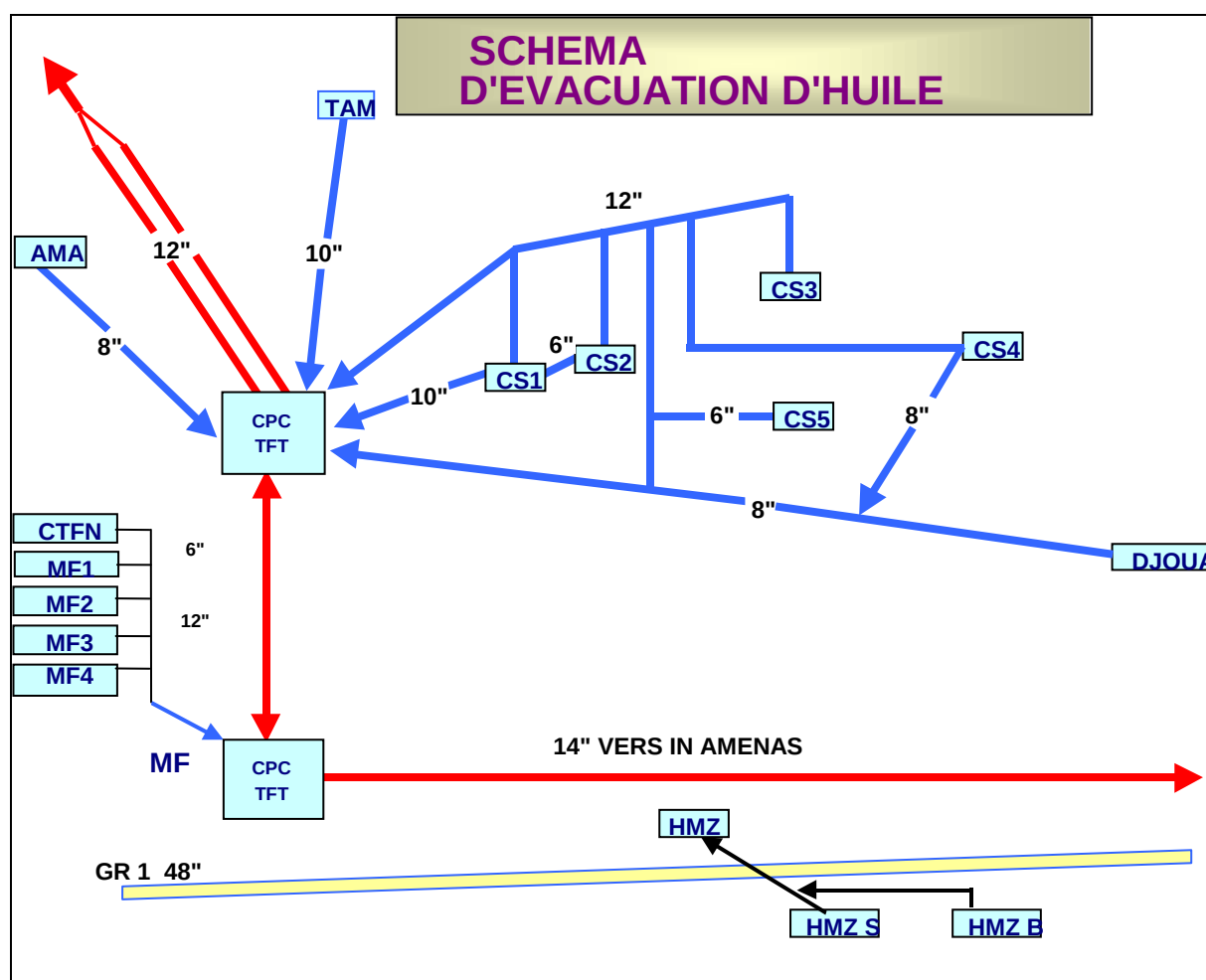


Figure I.2 : schéma d'évacuation d'huile

I.3.2. La station UTGA (unité de traitement de gaz associé) :

Les installations de la station sont destinées à la récupération des gaz associés produits aux centres de séparation CS₁, CS₂, CS₃, CS₄ et CS₅.

Ces gaz sont collectés par un réseau de collecte, puis comprimés, séchés et traités tout en produisant du condensât.

Les gaz produit, excepté une partie qui est utilisée pour le gaz lift, est injecté dans le gazoduc ALRAR-HASSI R' MEL au moyen d'une canalisation.

Les installations sont constituées essentiellement comme suit:

- Station de traitement et de compression avec les installations connexes.
- Canalisations du gaz d'alimentation et du gaz produit.
- Tuyauterie et instrumentation complémentaires au niveau des centres de séparation existants.

La production de Tin Fouyé est principalement du centre au secteur sud et elle est assurée par un système de « gaz-lift», et des installations des gaz récupérés, brulés par le passé, ils sont recyclés depuis 1986.

La station UTGA (Unité de Traitement de Gaz Associé) est conçue pour la récupération des gaz initialement torchés au niveau des centres de séparation, les traiter par déshydratation et les comprimer à 80 kg/cm². Par voie de conséquence la récupération du condensât.

La station est implantée à CS₂, elle est destinée à la récupération des gaz associés produits aux niveaux des centres de séparation d'huile CS₁, 2, 3, 4, 5 et Amassak, (Figure I.3) représente le principe du réseau centre de séparation UTGA.

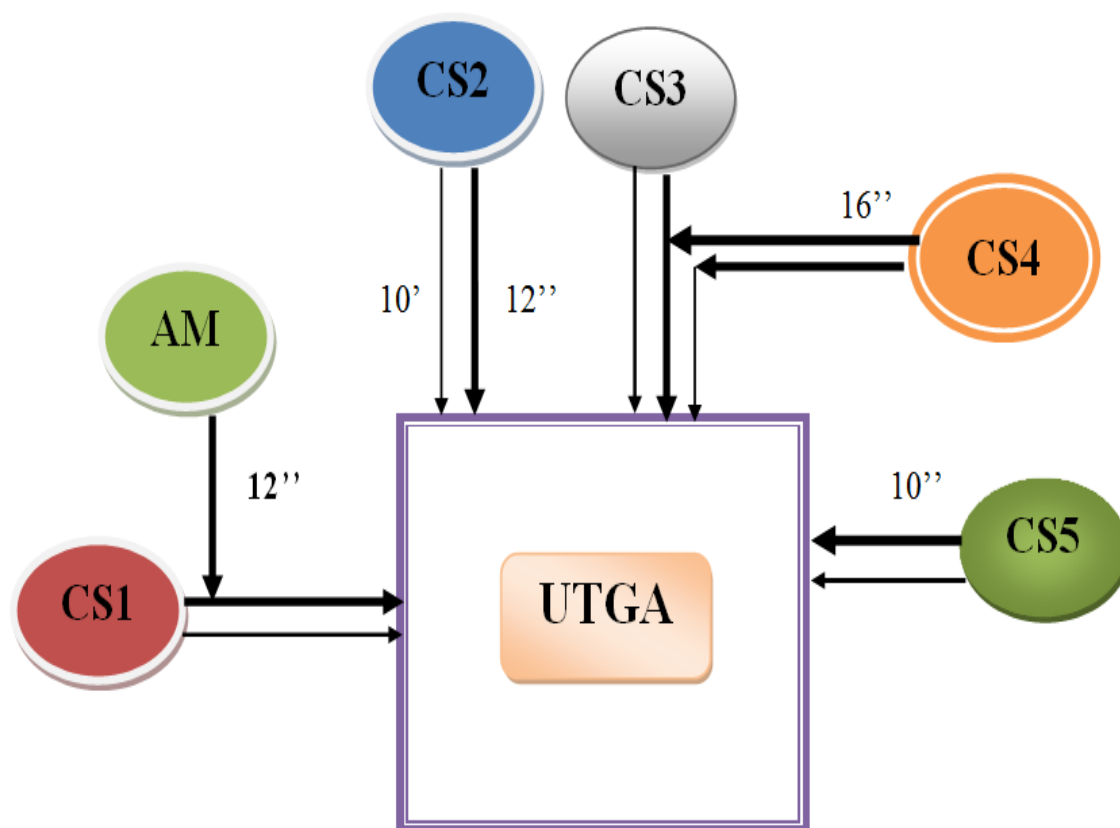


Figure I.3 : Schéma de principe du réseau centres de séparation UTGA.

UTGA a pour fonctions de comprimer, déshydrater, traiter, puis recomprimer le gaz, dans le but de l'utiliser pour satisfaire les besoins de la région en gaz-lift, et la commercialisation du surplus, tout en récupérant le condensat. La Figure I.4 représente un schéma simplifié de l'unité (UTGA).

Le tableau ci-dessous (tableau 1) représente les abréviations et leurs désignations des différents équipements constituant l'unité (UTGA).

Traitement (Gaz-Associés)

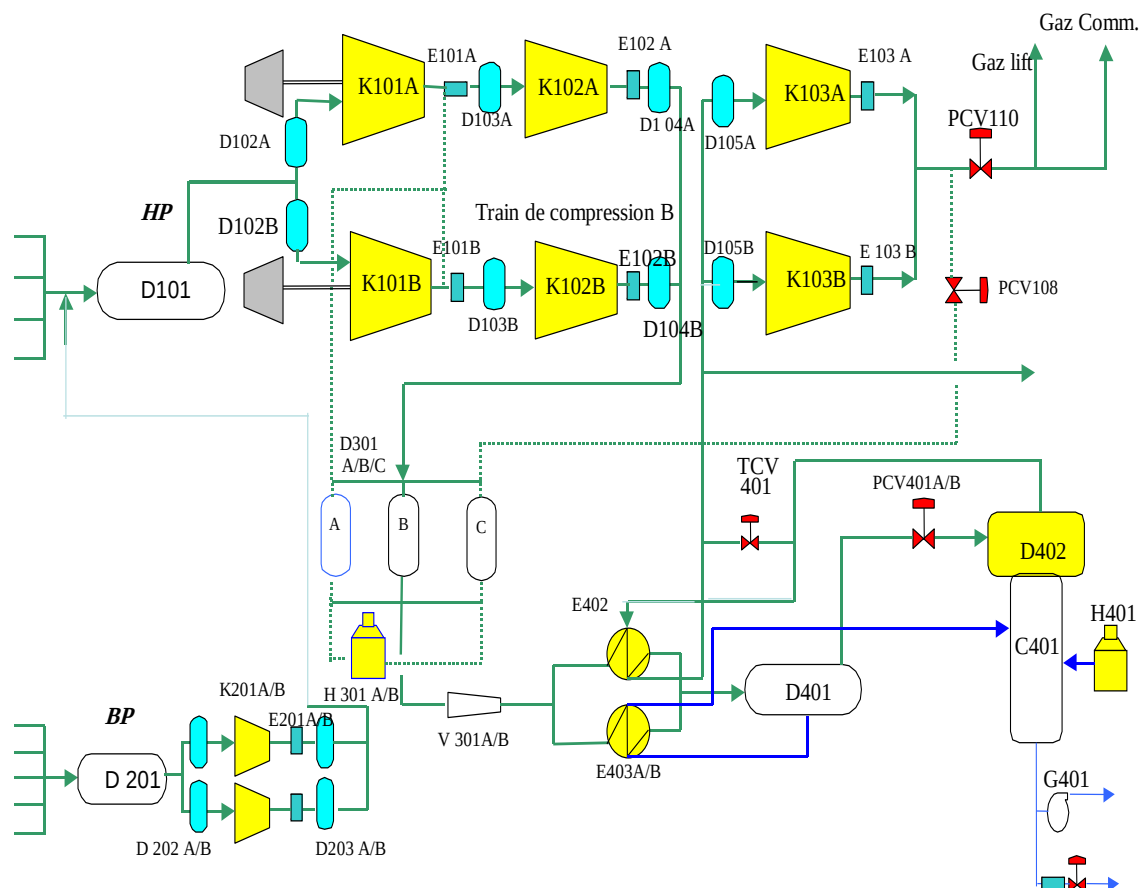


Figure I.4: schéma simplifié de l'unité (UTGA)

Abréviation	Désignations
A /B	Train de compression
D	Ballon d'aspiration et refoulement
E	Refroidisseur (aérorefrigérant)
K	Compresseur
KT	Turbine à gaz
H	Réchauffeur (four)
C	Stripper
G	Pompe de drainage
E402	Echangeur de chaleur gaz /gaz
E403 A/B	Echangeur de chaleur gaz/liquide

D301 A/B/C	Sécheurs de gaz
100	Section haute pression
200	Section basse pression
300	Section déshydratation
400	Section traitement

Tableau I.1 : Abréviations et désignations

I.3.2.1. Description restreinte de la station :

La station se compose essentiellement d'une section de réception du gaz (HP, BP), d'une section de compression du gaz BP, d'une autre section de compression HP, suivi d'une section de déshydratation et une section de traitement du gaz.

a- Section réception gaz :

Le gaz haute pression et basse pression arrive respectivement dans les ballons D101 et D201 aux pressions de $6,2 \text{ kg/cm}^2$ et $0,8 \text{ kg/cm}^2$, où il est débarrassé de son liquide.

b- Section compression basse pression :

Elle comprend 2 unités de compression BP comportant chacune un compresseur centrifuge, un aéro-réfrigérant et un ballon de récupération d'eau. Elle a pour fonction de relever la pression de $0,6 \text{ kg/cm}^2$ à $6,2 \text{ kg/cm}^2$ permettant ainsi au gaz d'être mélangé avec le gaz haute pression.

c- Section compression et recompression haute pression :

Elle comprend 2 unités de compression HP qui comportent chacune 3 compresseurs montés en série et entraînés par une turbine à gaz, Ces unités ont 2 objectifs :

- Le premier est de comprimer le gaz jusqu' à une pression de $81,6 \text{ kg/cm}^2$ absolue, au refoulement de 2ème étage pour l'envoyer à la section séchage.
- Le deuxième est de comprimer le gaz revenant de la section traitement de 22 kg/cm^2 à 82 kg/cm^2 en vue, de son expédition vers le gazoduc Alrar-Hassi R'Mel.

À signaler aussi que le gaz qui a servi a la régénération de l'unité de déshydratation, est mélangé avec le gaz sortant de compresseur 1ere étage en amont de l'aéroréfrigérant.

d- Section de déshydratation :

Sa fonction est de réduire la teneur en eau jusqu'à un ordre inférieur à 1 ppm, elle est constituée de 3 sécheurs à tamis moléculaire type 4 A°.

Les trois sécheurs sont installés en parallèle d'une manière que durant un cycle l'un est en phase d'adsorption, le deuxième en phase de refroidissement et le troisième en phase de régénération.

La température de régénération est de l'ordre de 290 °C. Le chauffage de ce gaz se fait par deux fours. H-301A/B.

Le gaz servant au refroidissement et la régénération est pris à partir du gaz de commercialisation.

e- Section de traitement du gaz :

Elle assure la production du gaz traité ainsi que l'extraction et la stabilisation de condensât ou il est expédié vers la station de séparation CS2, et mélangé au pétrole brut. Le gaz traité retourne vers le compresseur 3ème étage où il est envoyé vers le gazoduc Alrar-H.R'mel.

I.3.2.2. Description de la section de traitement de gaz :

Cette section a pour fonction d'assurer la production du gaz traité ainsi que l'extraction et dégazage du condensat. Elle est constituée de : deux séparateurs, un échangeur de chaleur G/G et un échangeur G/L, un stripper, un rebouilleur de stripper et deux pompes de rebouilleur. Le gaz sec provenant de D-301 A/B/C est divisé en deux écoulements, l'un d'entre eux subit un échange thermique avec le gaz provenant du séparateur à basse pression (D-402) dans l'échangeur gaz/gaz (E-402), et l'autre va subir un échange thermique avec le liquide provenant du séparateur à haute pression (D-401) dans l'échangeur gaz/liquide (E-403 A/B). Ces deux écoulements de gaz sont ensuite mélangés à nouveau et entrent dans le séparateur HP (D-401) d'où le liquide extrait est envoyé au stripper (C-401). Le gaz émanant du séparateur HP subit une détente adiabatique dans le (D-402) afin de réduire son point de rosée, le liquide condensé est collecté dans le stripper (C-401), dans cette colonne (C-401) une légère fraction gazeuse est dégagée du condensat, le liquide de fond est repris par les pompes des rebouilleurs (G-401 A/B) puis réchauffé à l'aide du rebouilleur de stripper (H-401), le condensat de fond est envoyé au centre CS2 après avoir été refroidi par le refroidisseur (E-401).

I.3.2.3 BCL-406 dans notre unité :

Le compresseur BCL-406 ou bien le K-102, c'est le deuxième étage du train de compression dans la section de compression HP du gaz, il se charge de comprimer le gaz de refoulement du K-101 additionnés à ceux de régénération provenant de la section de déshydratation.

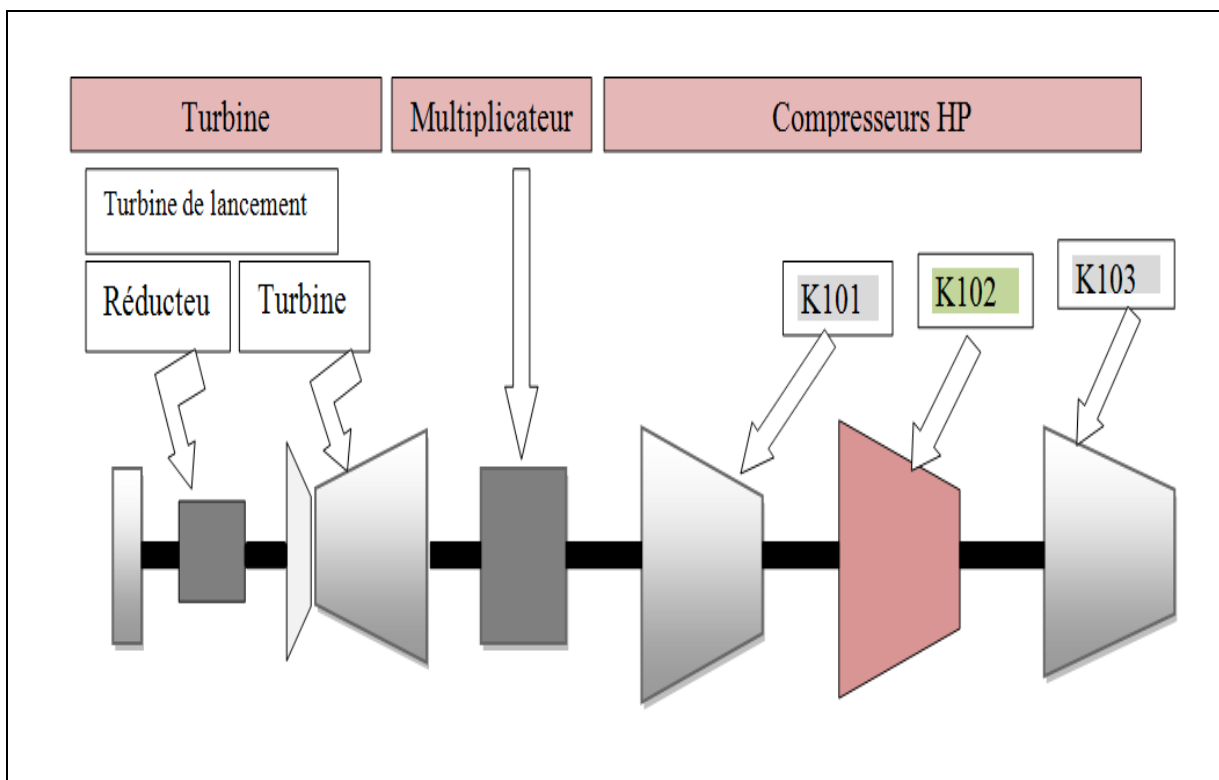


Figure I.5 : Schéma simplifié du train de compresseur

CHAPITRE

II

II.1.Introduction :

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines définies comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent.

On peut l'appeler un moteur à combustion interne de tous les points de vue, et elle peut être considérée comme un système autosuffisant, La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques

Effet, elle Utilise l'énergie de combustion de son fluide moteur qui est le gaz avec le comburant (l'air comprimé), cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

II.2. Historique des turbines à gaz :

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40, elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avaient l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité

Les progrès réalisés dans le coté métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permet des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, rendement, longévité,...etc.

Trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

- **1^e génération** : $760 < T_{\max} < 950$
- **2^e génération** : $955 < T_{\max} < 1124$
- **3^e génération** : $1149 < T_{\max} < 1288$

II.3. Classification des turbines à gaz :

II.3.1 Par le mode de construction :

a-Turbine mono-arbre : Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse. Ce type de turbines est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

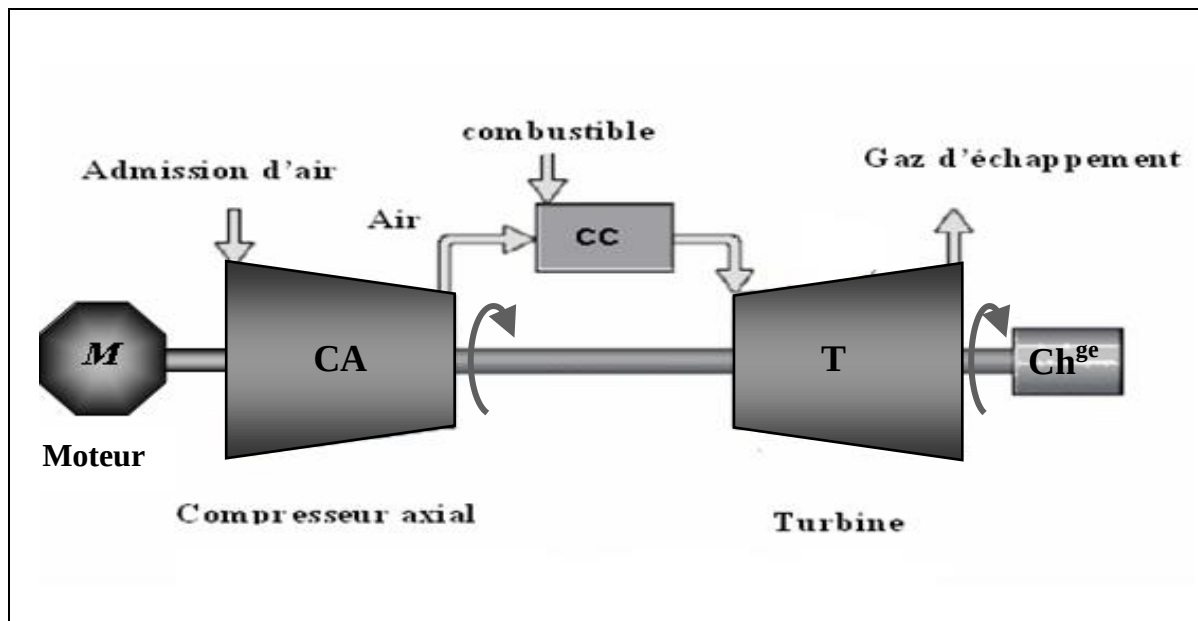


Figure II.1 : schéma d'une turbine à gaz mono-arbre

b-Turbine bi-arbre : Contrairement à la turbine mono-arbre, les deux sections de turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permettent de tourner à des vitesses différentes. Ce type de turbines est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse telle que l'entraînement des compresseurs.

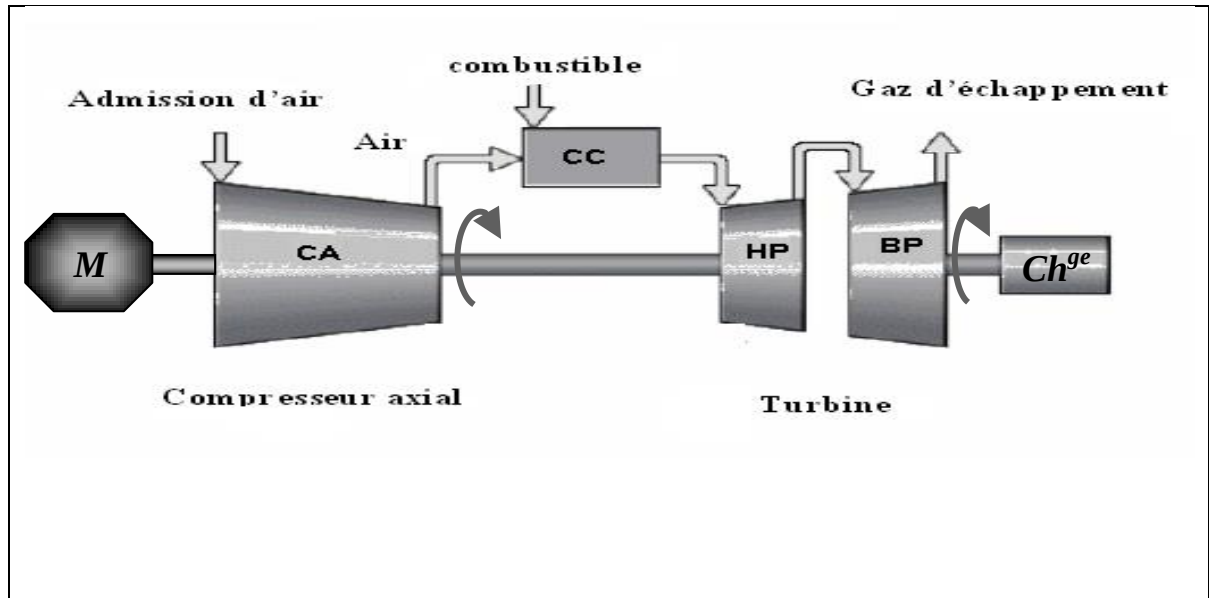


Figure II.2 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

c- Turbine de type « aviation » (aéro-dérivation) : Ces turbines à gaz ont été étudiées et construites pour la motorisation des appareils aéronautiques tels que les avions et les hélicoptères. Elles sont constituées d'un réacteur générateur de gaz chaud suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant les techniques aéronautiques.

La conception est évidemment différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

II.3.2 Par le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

a-Turbine à action:

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

b-Turbine à réaction:

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale.

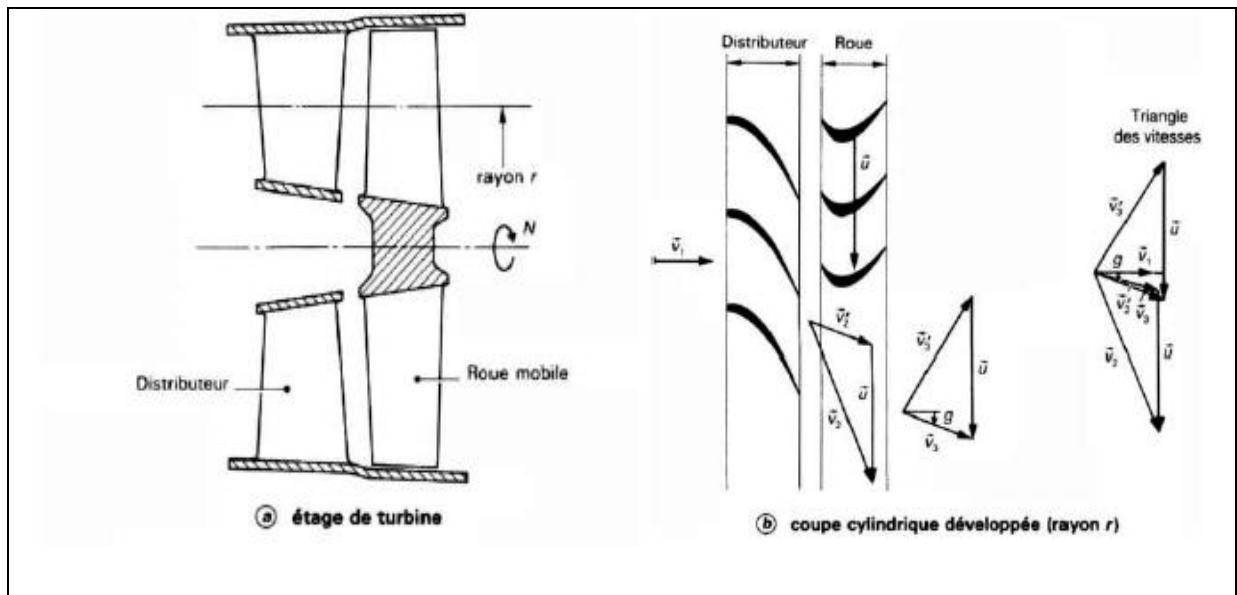


Figure II.3 : Triangle de vitesse de turbine à réaction

II.3.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

a-Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

b-Turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

II.4. Appellation des turbines à gaz GE:

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme : **MS** x x x x x x.

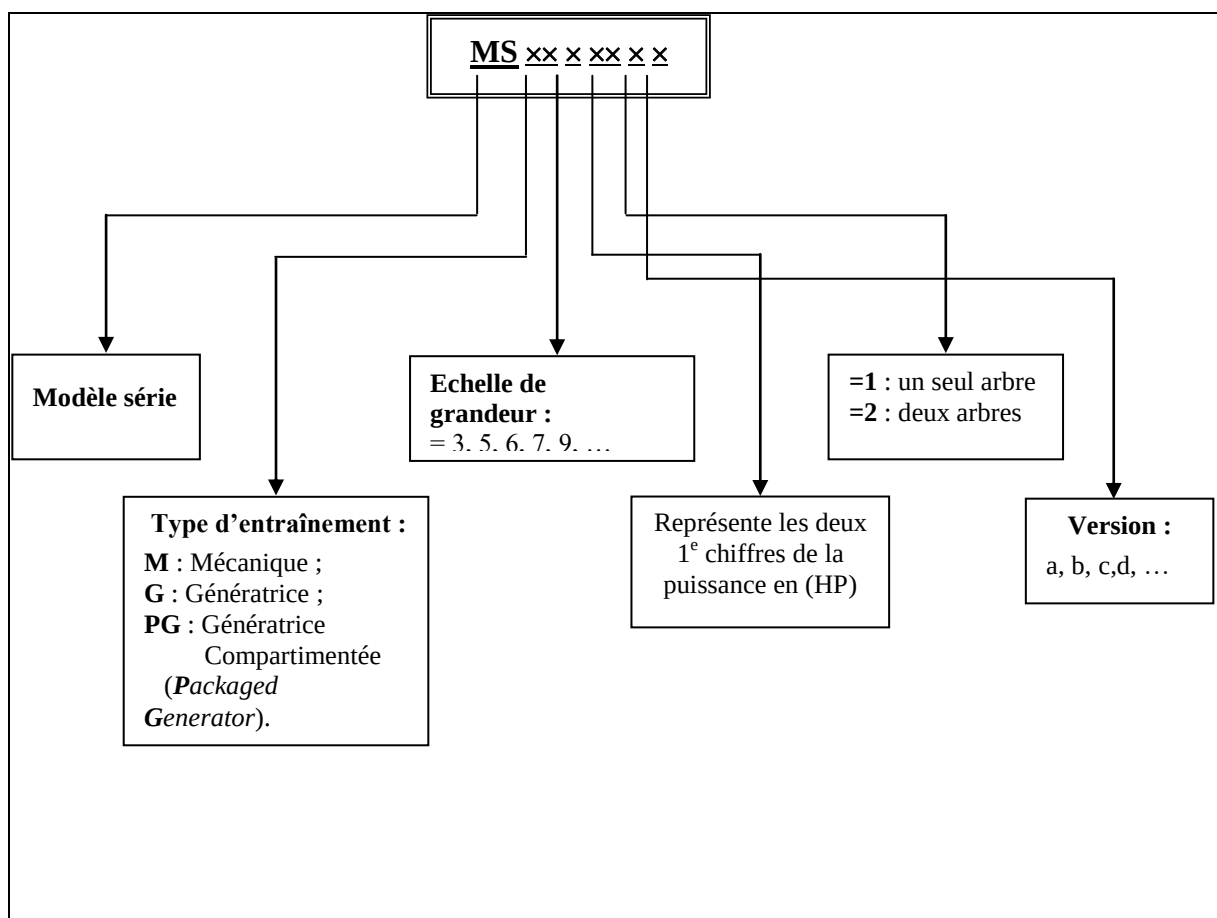


Figure II.4 : Méthode d'appellation des turbines à gaz

Remarque :

L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002b, MS9001b,... etc. en s'intéressant pas à la puissance développée.

II.5. Types d'installations de turbine à gaz à TFT:

A TFT il existe trois types des installations de turbine à gaz qui sont à cycle simple (c'est à dire sans récupération de la chaleur d'échappement).

II.5.1 Turbine à gaz RUSTON: (RUSTON gas turbine 1500):

C'est une turbine anglaise qui développe une puissance de 1500ch. Il y a deux turbines de ce type sur site, les différentes sections de cette turbine sont:

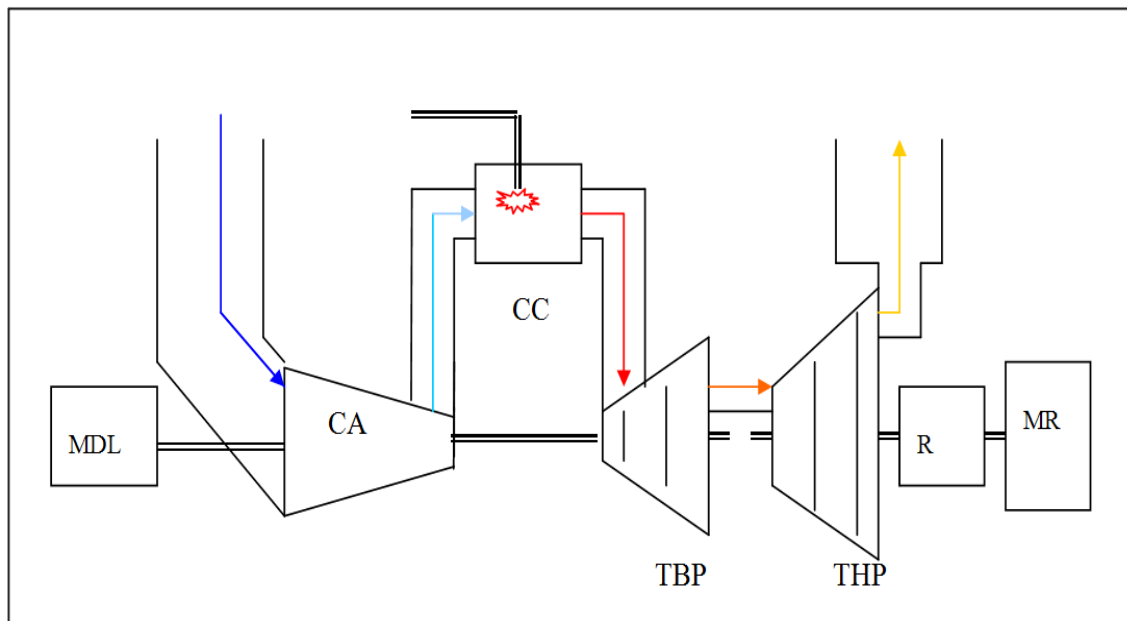


Figure II.5 : Turbine à gaz Ruston

Elle comprend:

- Un moteur de lancement à courant continue.
- Un filtre d'air à bain d'huile.
- Un compresseur axial à treize étages fournissant une pression de refoulement de 6 bars.
- Une seule chambre de combustion qui comporte un injecteur, un détecteur de flamme et une bougie d'allumage. La température de combustion est environ de 850°C.
- Deux roues de détente, roue haute pression et roue basse pression, chaque roue comporte deux disques (deux étages. La vitesse nominale du générateur de gaz (compresseur et turbine haute pression est 9000tr/min et la vitesse de rotation de la basse pression est 6000tr/min.
- Un réducteur de vitesse qui réduit la vitesse de la charge jusqu' à 2750tr/min.

II.5.2. Turbines à gaz GE MS 5001:

Ce sont des turbines du constructeur hollandais THOMASSEN fabriquées sous licence de général électrique GE. Ce modèle fut introduit sur le marché, pour la première fois, en 1957 avec une puissance de 9MW, ensuite fut le tour des versions: l'EN 1967 avec 16,5 MW de puissance, N en 1970 avec 21MW puis P en 1976 avec une puissance de 25,6 MW.

A TFT il existe trois turbines de ce type, c'est des turbines qui tournent à une vitesse de 5000tr/min et comporte un seul arbre. Les roues de compresseur et celles de la turbine sont couplées dans la machine à un seul arbre, le rotor est supporté par deux paliers localisés aux deux extrémités. Elle comprend:

- un compresseur axial à 16 étages avec un taux de compression d'environ 7.
- Une roue haute pression et l'autre basse pression liées mécaniquement.
- 10 chambres de combustion liées entre elles par des tubes d'interconnexions, avec deux détecteurs de flamme et deux bougies d'allumage.

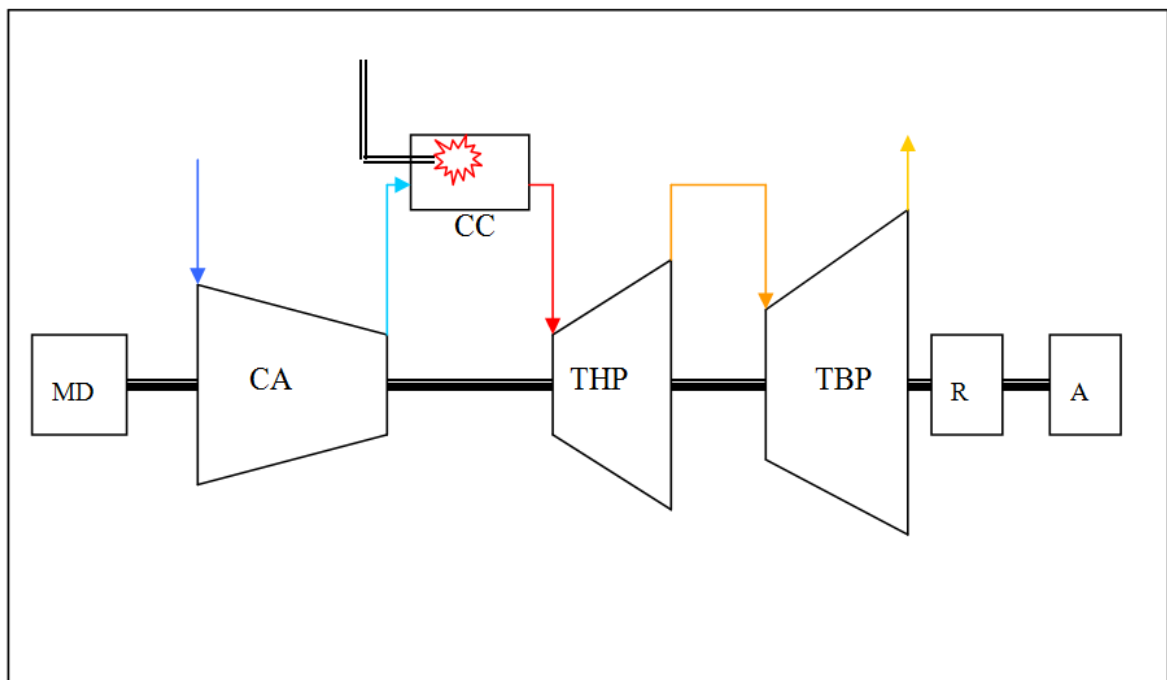


Figure II.6 : Turbine à gaz GE MS 5001

L'une de ces trois turbines est mise en marche en 1999, c'est une turbine MS 5001 mais elle est subie des améliorations au niveau des appareils de commande, de protection et de contrôle, pour éviter les fausses alarmes qui déclenchent la turbine, même aussi le démarrage est assisté par micro-ordinateur.

II.5.3. Turbine à gaz MS 5002 (Qui est l'objet de mon étude) :

C'est une turbine qui tourne à une vitesse de 5100tr/min, à deux lignes d'arbre et développe une puissance de 26 MW. Les détails de ces turbines sont dans les chapitres qui suivent.

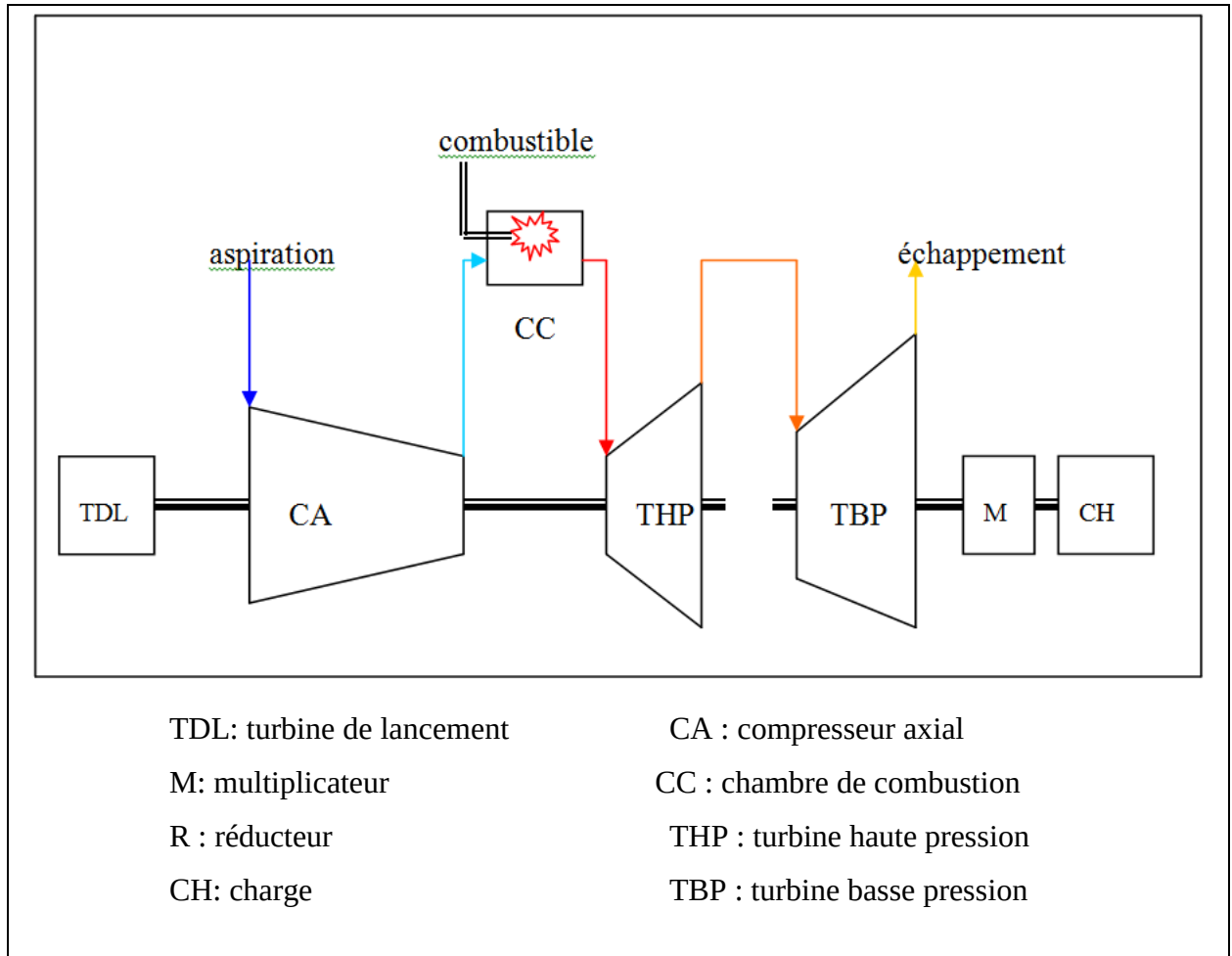


Figure II.7 : Turbine à gaz MS 5002 C

II.6. Domaines d'application des ITG à TFT:

II.6.1 Station de pompage de brut:

Les deux turbines RUSTON ont pour rôle l'entraînement d'une pompe centrifuge à 7 étages qui envoie le brut vers HASSI-MESSAOUD.

Donc la station comporte deux pompes centrifuges l'une en service et l'autre en secours, aspire le brut à partir des réservoirs de stockage et le refoule avec une pression de 30 bars. La pompe tourne avec une vitesse qui varie entre 2500 et 3500tr/min selon la charge.

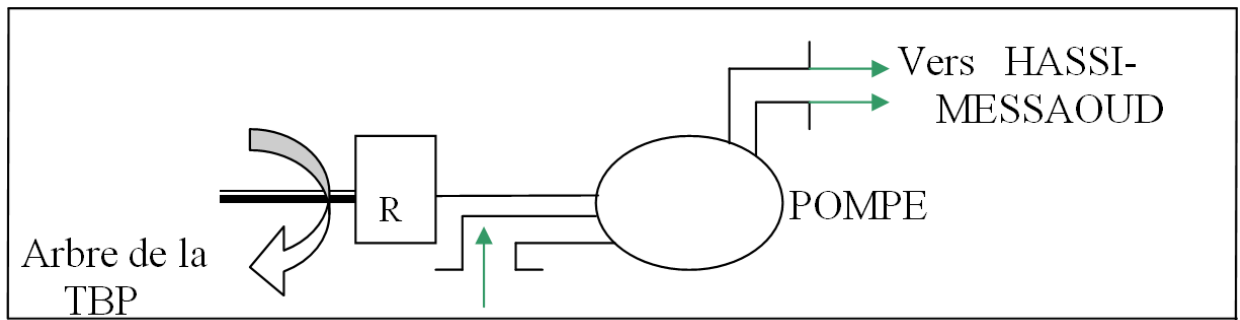


Figure II.8 : pompage de brut

II.6.2 Production de l'énergie électrique:

L'alimentation de la région de TFT en électricité est assurée par une centrale électrique à gaz. Elle est constituée de:

- trois alternateurs entraînés chacun par une turbine à gaz MS 5001 de puissance unitaire de 30MVA produisant l'énergie électrique requise par les équipements auxiliaires de la station et les consommateurs éloignés sur le réseau 5,5 KVA.
- La puissance ainsi produite est envoyée vers un groupe répartiteur de 5,5 KVA, qui distribue en suite l'énergie électrique.
- L'énergie électrique requise par les consommateurs éloignés sera fournie en 60KVA par l'intermédiaire de deux transformateurs élévateurs de 26 MVA, un parc de distribution à cycle ouvert de 60KV et les lignes aériennes, ces consommateurs sont : les installations nord et sud . D'autres lignes à 5500V prmettent d'alimenter les installation situées à proximité de la centrale telles que la base de vie et la direction de la region.
- Grace aux turbines qui tournent à une vitesse de 5000tr/min et moyennement un réducteur qui diminué la vitesse au niveau des alternateurs à 3000tr/min ces derniers génèrent l'electricité.

II.6.3 Station de compression et de réinjections du gaz :

On trouve l'application des turbines à gaz 5002 à deux arbres indépendants mécaniquement. La roue du premier étage ou étage haute pression, entraîne le rotor du compresseur axial de turbine et l'arbre des accessoires, la roue de la turbine du second étage ou étage basse pression entraîne les compresseurs centrifuges, qui compriment le gaz de

6bars à 80bars. Une partie des gaz comprimés utilisés dans la réinjection et le reste à l'expédition vers HASSI-R'MEL.

Les deux roues de la turbine ne sont pas liée afin de leurs permettre de travailler à des vitesses différentes pour s'adapter aux variations de charge demandée par le compresseur centrifuge.

CHAPITRE

III

III.1 Introduction :

La turbine à gaz 5002C est l'une des séries de turbine a 5002 Marque General Electrique fabriquée par NUOVO PIGNONE, elle a une vitesse environ de 5000 tr/min ,et contient deux arbres indépendants (bi-arbres) qui l'a donnent l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...),la grande puissance ainsi que leur design la fait très utilisable dans les unités de traitement des gaz.

Le type C dans les 5002 contient des modifications par rapport le type B ce qui améliore la performance de ce type de turbine. (Tableau III-1).

Marque	GENERALE ELECTRIQUE
Fabricant	NUOVO PIGNONE
Série du model	MS 5002C
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Anti-horaire
Type de fonctionnement	Continu
Command	MARK V
Vitesse de l'arbre HP	5100 tr/min
Vitesse de l'arbre BP	4670 tr/min
Température à l'échappement	505°C
Débit carburant	2.314 m ³ /s
Système de démarrage	Turbine à détente
Rendement thermique	≈ 28%
Atténuation du bruit	silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales.

Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO)	
Sortie de base	35000 MW
Température d'aspirat	15°C
Pression de sortie	1 bar

Section du compresseur	
Nombre des étages du compresseur axial	16
Type du compresseur	écoulement axial, série lourde
Plan de joint	bride horizontale
Type d'aubes directrices d'entrée	variable
Pression à l'admission	1 bar
Pression de refoulement	7 bars
Section de la turbine	
Nombre des étages de la turbine	02
Plan de joint	bride horizontale
Directrice du premier étage	fixe
Directrice du deuxième étage	variable
Section de combustion	
Type	12 multiples foyers, types à flux inverses
Configuration des chambres	concentrique autour du compresseur
Combustible	Gaz naturel
Bougies d'allumage	deux, types à électrode d'injection-ressort auto rétractant
Détecteur de flamme	deux, type ultraviolet
Ensemble paliers	
Quantité	04
Lubrification	sous-pression

Tableau III -1 : Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS 5002C.

N°	Genre	Type
1	Coussinet lisse Coussinet de butée (actif) Coussinet de butée (inactif)	Elliptique Patin oscillante auto égalisation (6 patins) Anneau rainuré

2	Coussinet lisse	Elliptique
3	Coussinet lisse	Patin oscillant (5 patins)
4	Coussinet lisse Coussinet de butée Coussinet de butée (inactif)	Patin oscillant (5 patins) Patin oscillant auto égalisation (8 patins) Patin oscillant non égalisant (4 patins)

Tableau III-2 : types des paliers dans la turbine 5002C

III.2 Principe de fonctionnement :

Le rotor de la turbine haute pression /compresseur atteint d'abord de 20% de sa vitesse nominale par la turbine de lancement, l'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression. Une étincelle haute tension allume le mélange combustible/air.(après l'allumage la combustion continuera dans les chambres).les gaz chauds font monter la vitesse de rotor de la turbine haute pression/compresseur .à son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur, quand la pression commence à monter ,le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accélèrent jusqu'à atteindre la vitesse de service .les produits de la combustion (gaz haute pression et haute température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et ensuite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère

En passant à travers la turbine haute pression et affectant les aubes de la turbine, ces gaz de détente font tourner la turbine aussi bien que le compresseur, soumettent les auxiliaires entraînés à un couple de sortie ; les gaz font tourner aussi la turbine basse pression avant d'être évacués, tournant ainsi la charge, quand on le regarde du côté d'admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

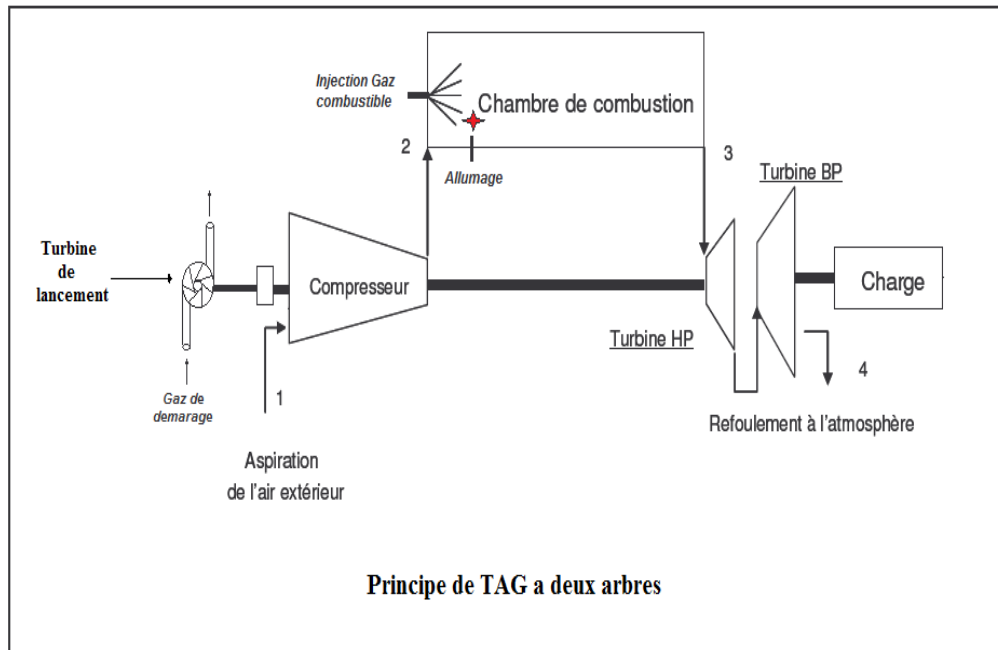


Figure III-1 : principe de fonctionnement de turbine à gaz à deux arbres (5002).

III.3 Description de la turbine à gaz MS 5002C :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002C sont :

- ❖ Section admission.
- ❖ La partie auxiliaire.
- ❖ Section de compression.
- ❖ Section combustion (ensemble des chambres de combustion).
- ❖ Section turbine (HP et BP).

III.3.1 Système d'admission :

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial (Figure III-2), il doit assurer :

- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.
- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.

- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur.
- La présence des agents corrosifs (Chlorure de Sodium près de la mer, aéro-sols acides dans les zones industrielles), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.
 - Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue. Le bouchage du filtre limite la quantité d'air admise (débit d'air), qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude, un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

Les filtres à air utilisés comportent des éléments filtrant d'une forme conique (en deux morceaux), ils sont autonettoyant, avec une grande efficacité (par rapport aux filtre classiques), et d'une durée de vie qui peut aller jusqu'à 3ans.

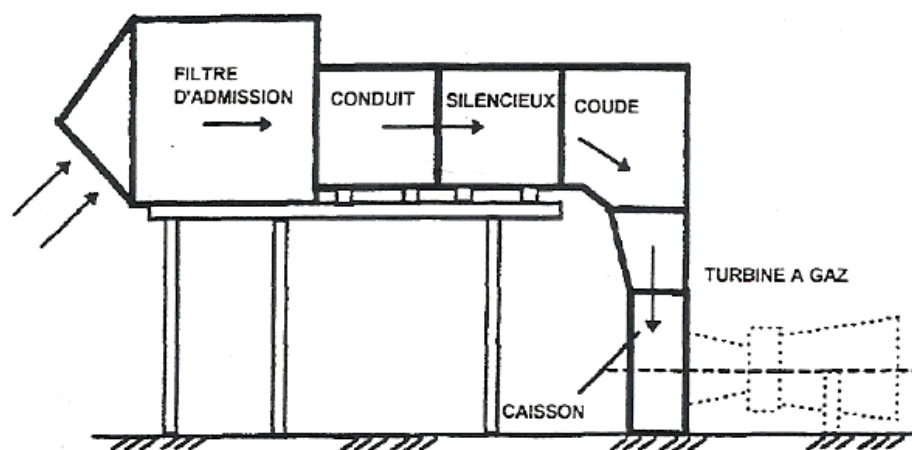


Figure III-2 : Système d'admission d'une turbine à gaz.

III.3.2 La partie auxiliaire :

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

III.3.2.1 Système de démarrage :

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement dans la turbine MS5002C, est assuré par une turbine de lancement à une roue, alimenté par le gaz naturel (un piquage) à une pression de 18bars, ce gaz se détend dans la roue de cette turbine, en la quittant à une pression atmosphérique (le gaz détendu est envoyé vers la torche).

La turbine de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale ($\approx 1100\text{tr/mn}$) dans une minute, l'ensemble se stabilisé pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000tr/mn), le passage de 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A la vitesse de 3000tr/mn , la turbine de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

III.3.2.2 Système de l'huile de graissage :

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements,...etc.), les vérins hydraulique...etc. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression, et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

❖ **Réservoir d'huile :** Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 10000l . La vidange se fait chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon.

L'huile utilisée est une TORBA 44 (ISOVG 46), produisait par NAFTEC avec une densité de $0.86\text{-}0.875\text{Kg/l}$ à 15°C , une viscosité $41.4\text{-}50.6\text{cSt}$ à 40°C , son indice de viscosité est égale à 92, un point d'éclair de 210°C et un point d'écoulement de -9°C .

❖ **Pompes d'huile de graissage :** On a quatre (4) types de pompes :

A- Les pompes auxiliaires :

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12-14bars. La deuxième,

dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques et assurer l'ouverture et la fermeture des IGV (Inlet Guide Van). Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

B- Les pompes mécaniques :

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz (entre la turbine de lancement et le 1^e palier du compresseur). Ces deux pompes et dès que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. En cas de décroissance de la vitesse les deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par les pompes mécaniques.

C- Pompe de secours :

Elle fonctionne avec un courant continu, alimentée par une batterie son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure survenue de courant, jusqu'à l'arrêt de la machine.

D- Pompe de Vireur (ou de virage) :

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de $1/4tr$ chaque $3mn$ pendant 12heurs pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes (pour MS5002C), avec une longueur d'environ $8m$ et une température élevée provenant de la compression d'air.

III.3.2.3 Système d'alimentation par le combustible :

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour notre cas), avec la pression et le débit appropriés le long du cycle de fonctionnement de la turbine.

L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz situé dans la zone accessoire. Avec cette vanne se trouve aussi les servo-vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

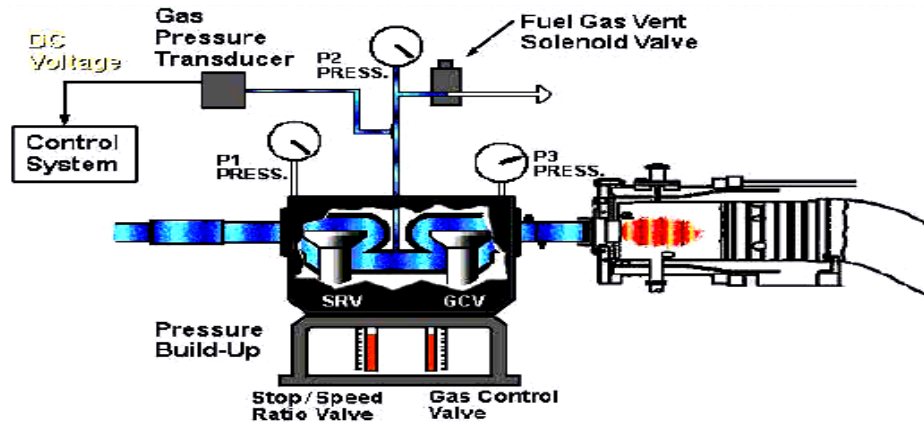


Figure III-3 : Système d'alimentation avec le combustible

III.3.2.4 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont présentées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).

Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage;
- La directrice du premier étage;
- Le carter du rotor de la turbine.

Il faut ajouter, que l'optimisation des débits d'air refoulés à chaque partie est l'un des problèmes critiques affronté pendant les phases de conception et d'expérimentation d'un prototype.

En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu.

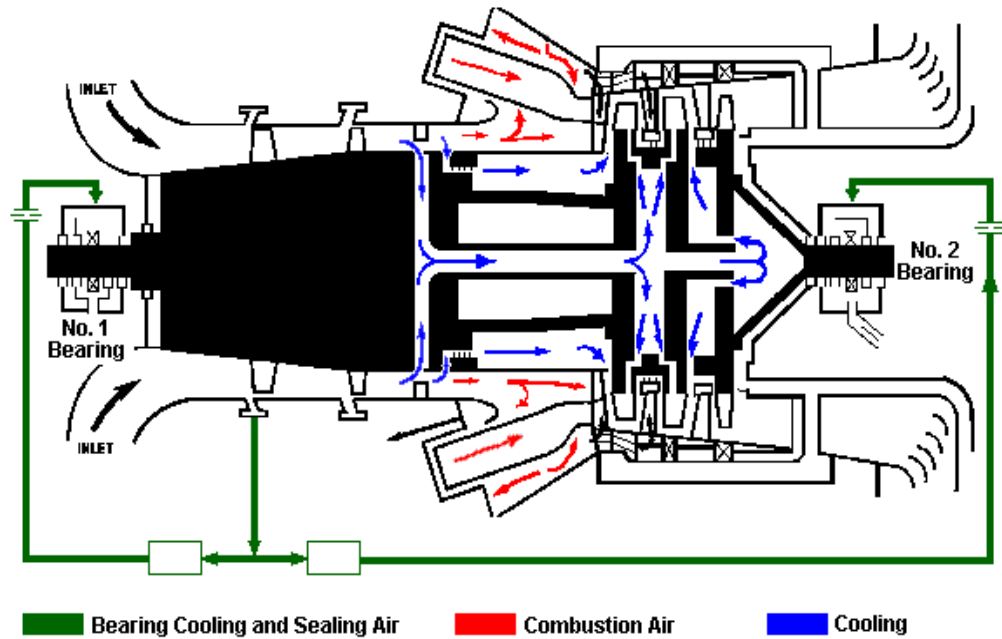


Figure III-4 : Circuit d'air d'étanchéité et refroidissement

III.3.2.5 Dispositif d'anti-pompage :

Le fonctionnement du compresseur à un faible débit peut être la cause d'apparition du pompage qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques de TAG.

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliquées :

a- Les aubes mobiles IGV :

En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permet de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.

b-Vanne anti-pompage (VAP) :

Un piquage au niveau du 10e étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement)

III.3.3 Section de compression :

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Les particules d'air, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où ces aubes offrent à ces particules une énergie cinétique centrifuge ; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage.

Après avoir passé l'œil d'admission, L'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz MS5002C comprend 16 étages avec un rapport de compression de 7.

Il se compose de disques conçus pour une vitesse périphérique élevée, unis sur le plan axial par des tirants (Figure III-4), ou par une structure boulonnée plus légère pour les turbines destinées aux avions.

D'autres turbines à gaz telle la PGT10 ont un compresseur axial avec un arbre fait entièrement d'une seule pièce forgée, usinée afin de pouvoir insérer les différentes aubes rotoriques.

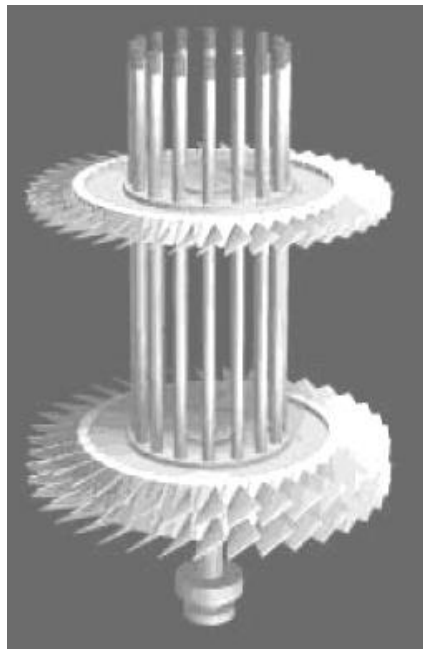


Figure III-4 : Emplacement des disques du rotor

Le rôle du compresseur axial (Figure III-5), est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion ;
- Assurer un débit et une pression aussi élevée pour avoir une grande puissance utile ;
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

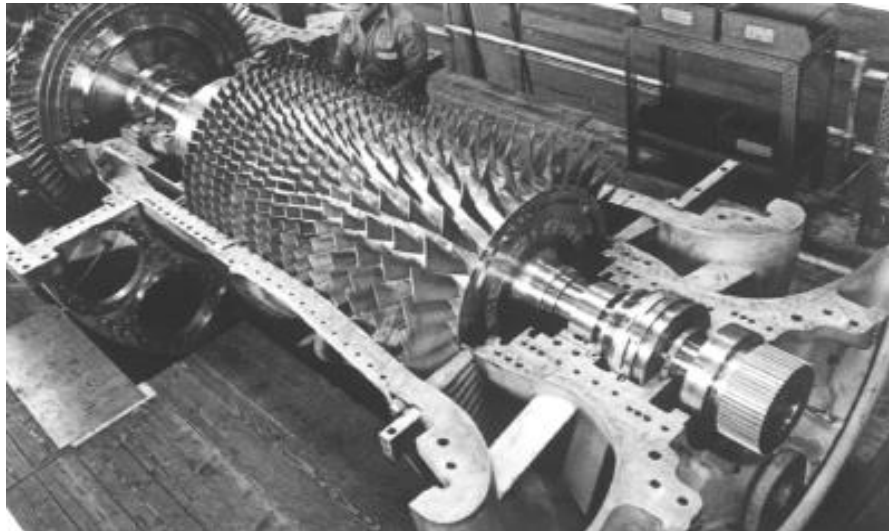


Figure III-5 : Compresseur axial

III.3.4 Section de combustion :

III.3.4.1 Principe de fonctionnement :

Après avoir été comprimé dans le compresseur axial, l'air quitte ce dernier pour entrer dans les douze chambres de combustion, un pourcentage de 22% de cet air participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir les tubes à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds, afin d'abaisser leur température.

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze chambres de combustion et chaque chambre : une chemise, une pièce de transition, injecteur de combustible, et un tube d'interconnexion (tube foyer), cette section continue aussi deux transformateurs d'allumage, deux détecteurs de flammes, deux bougies et divers garnitures.

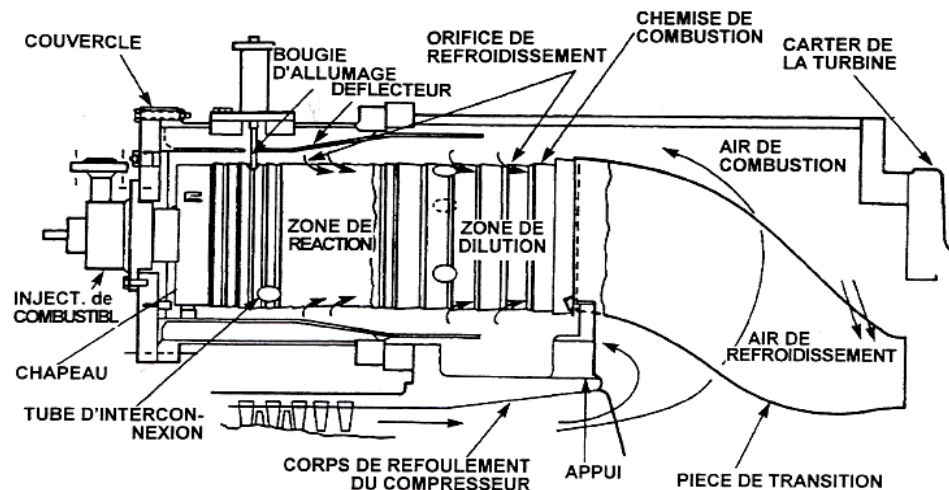


Figure III-6 : Chambre de combustion.

III.3.4.2 Les Différentes organes de la section de combustion :

A- L'enveloppe de combustion :

L'enveloppe de combustion est une enceinte soudée, tel que la moitié supérieure et la moitié inférieure sont montées autour de la partie.

A enveloppe de combustion arrière du corps de refoulement du compresseur.

La plaque arrière de l'enveloppe est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine ; la plaque avant est boulonnée à la bride arrière du corps de refoulement

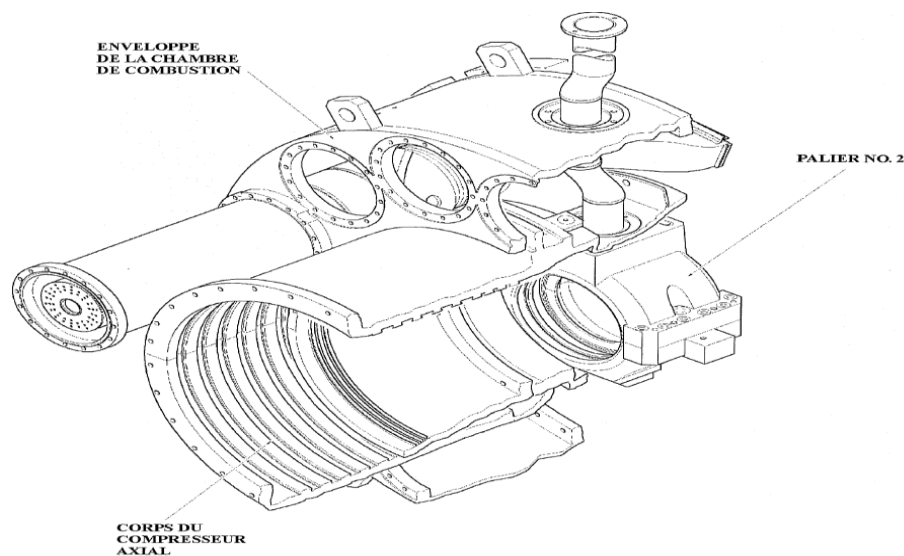


Figure III-7 : Enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge du compresseur et ensemble palier NO.2

B- Chambres de combustion :

La section comme on l'a dit avant comprend douze chambres de combustion, et sont numérotée de un à douze.

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion ; chaque corps est relié par des tubes d'interconnexion.

Les ensembles chapeau-chemise (la matière utilisée pour les chemises est un superalliage de nickel INCO625) se trouvent à l'intérieur de chaque corps, et les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion.

Le but primaire de chambre de combustion est d'assurer la stabilité de la flamme tout le long des phases de fonctionnement, telles que l'allumage, le démarrage, la charge maximale ; donc le rôle principale de la chambre c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine.

La longueur de la chambre de combustion est une fonction de temps requis pour avoir une réaction complète de combustion, qui varie selon le type de combustion, et pour avoir la dilution nécessaire et une distribution radiale et circonférentielle des températures acceptables pour les éléments en aval.



Figure III-8 : pièce de transition

C-Bougies d'allumage :

Il y a deux bougies d'allumages et sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N9 et N10).

Les deux bougies se rétractent, grâce à l'action opposée d'un ressort, par l'effet de l'augmentation de la pression dans la chambre de combustion pendant la séquence de démarrage de la turbine à gaz. De cette façon, la bougie d'allumage se rétracte hors du champ d'action directe du gaz de combustion.

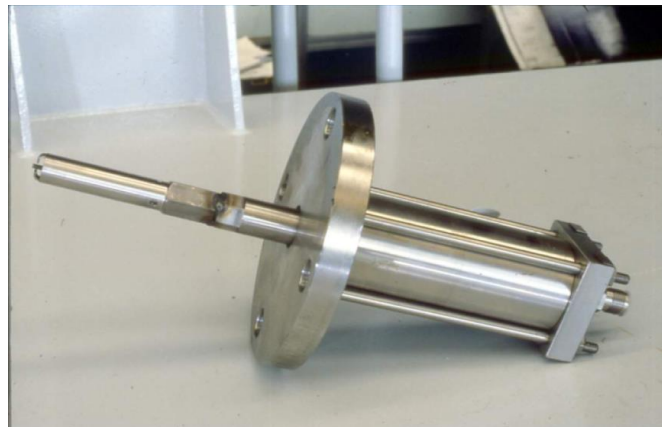


Figure III-9 : Bougie d'allumage

D-Détecteurs de flamme ultraviolets :

Les détecteurs de flamme ultraviolets représentent un système de contrôle de la flamme ; il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électrique monté dans le tableau de commande de la turbine.

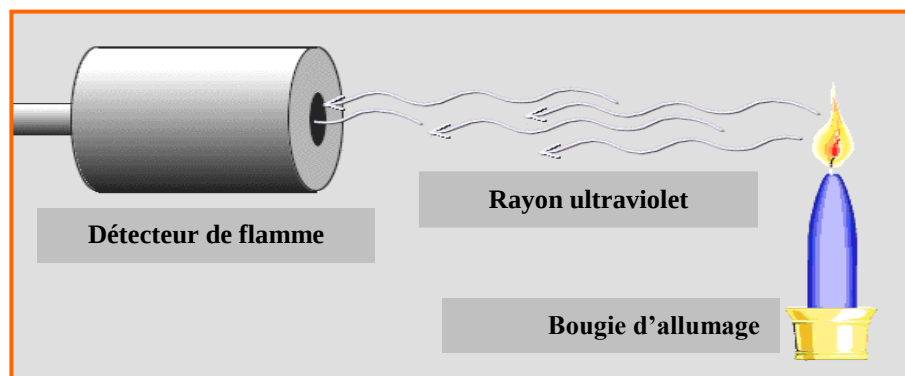


Figure III-10 : Détecteur du flamme.

E-Injecteurs de combustible :

Chaque chambre de combustible est pourvue d'un injecteur de combustible, de type dual fuel raccorder avec le carter extérieur de la chambre de combustion aligne avec l'orifice central du chapeau avec un jeu radial, le brûleur contient des trous extérieur disposés le long de sa circonférence, ces trous sont inclinés afin de produire une turbulence qui aide le gaz combustible à ses mélanger correctement avec l'air nécessaire à la combustion.

F-Tubes d'interconnexion :

Les douze chambres de combustion sont reliées entre elle par des tubes d'interconnexion.

Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies aux chambres non allumées

G-Pièce de transition :

Les pièces de transitions permettent d'acheminer les gaz chauds en provenance des tubes de flammes vers la directrice de premier étage de la turbine ; d'autre terme telle que ces dernier, dont la forme au rôle de transformer l'écoulement de gaz d'un jet cylindrique en un jet annulaire avant qu'il n'atteigne le premier étage de la turbine. Les pièces de transitions sont faites de mêmes matériaux que les chemises de combustion ; et elle est reliée à la directrice du premier étage de la turbine.

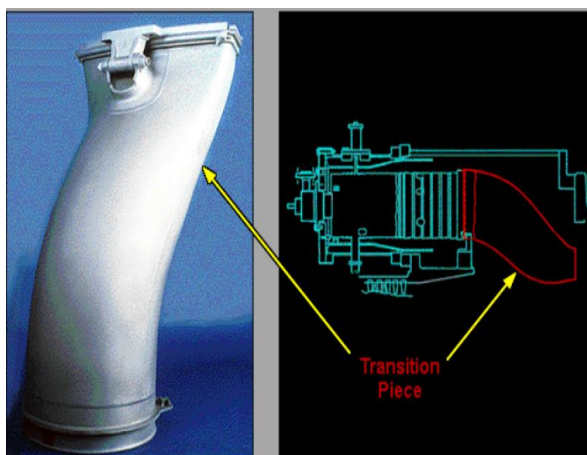


Figure III-11 : Pièce de transition



Figure III-12 : Tube à flamme

H-Le rôle de la chambre de combustion:

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. , les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes:

- La durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges.

III.3.5 Section turbine :

La section turbine comprend le corps rotor de la turbine (enveloppe de la turbine), l'aube directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage (HP), la roue de la turbine du second étage (BP), l'ensemble diaphragme, ensemble d'étanchéité et enfin la conduite de gaz inter étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparées par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien. Le corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion à travers des roues de la turbine vers le cadre d'échappement : la directrice premier étage, conduit de gaz inter étages et enfin les directrices du deuxième étage.

III.3.5.1 Directrices premier étage:

Ils sont supportés dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine. L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenue des aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

III.3.5.2 Directrices deuxième étage:

Composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine BP. On peut donner une rotation grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

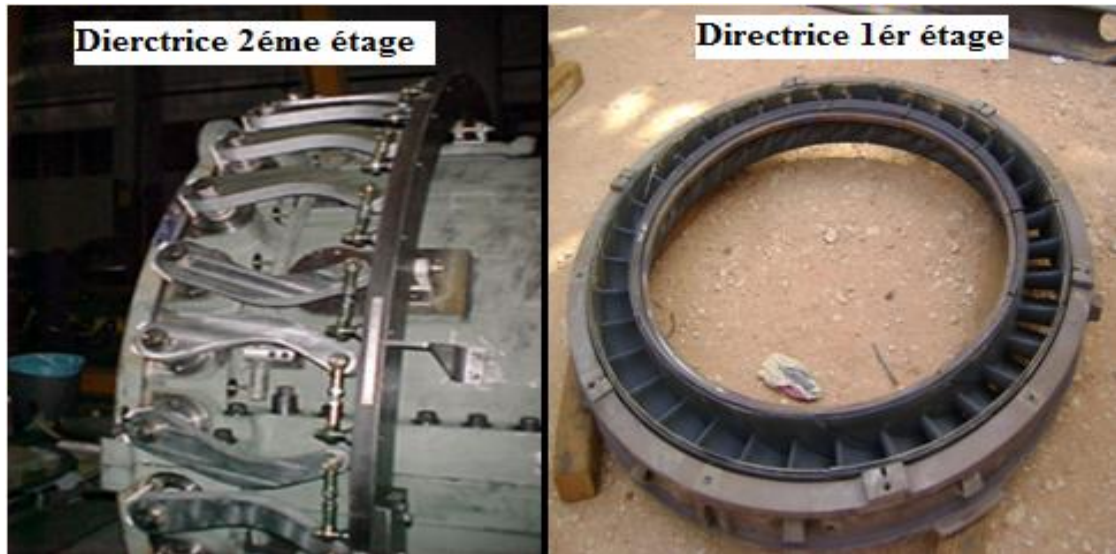


Figure III-13 : Les Deux directrices dans la turbine 5002C (1^{er} et 2^{ème} étages)

III.3.5.3 Roue de turbine:

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP sert pour faire tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

- **La roue de turbine HP** : se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.



Figure III-14 : La turbine haute pression HP

- **La roue BP:** La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor du turbine BP qui est soutenu par deux paliers lisse N3 situé à l'avant du cadre de l'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N4, elle est appelée aussi turbine de puissance ou turbine libre ,elle dispose une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de turbine à gaz en cas de survitesse.

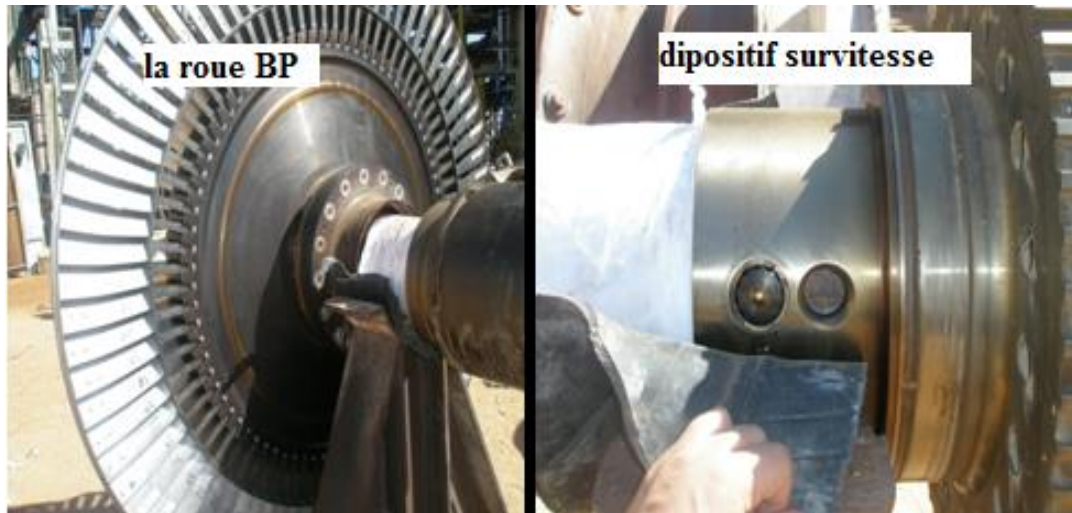


Figure III-15 : La roue base pression BP de turbine 5002C

La figure suivante représente les différentes sections qui se trouvent dans le groupe turbine à gaz 5002C

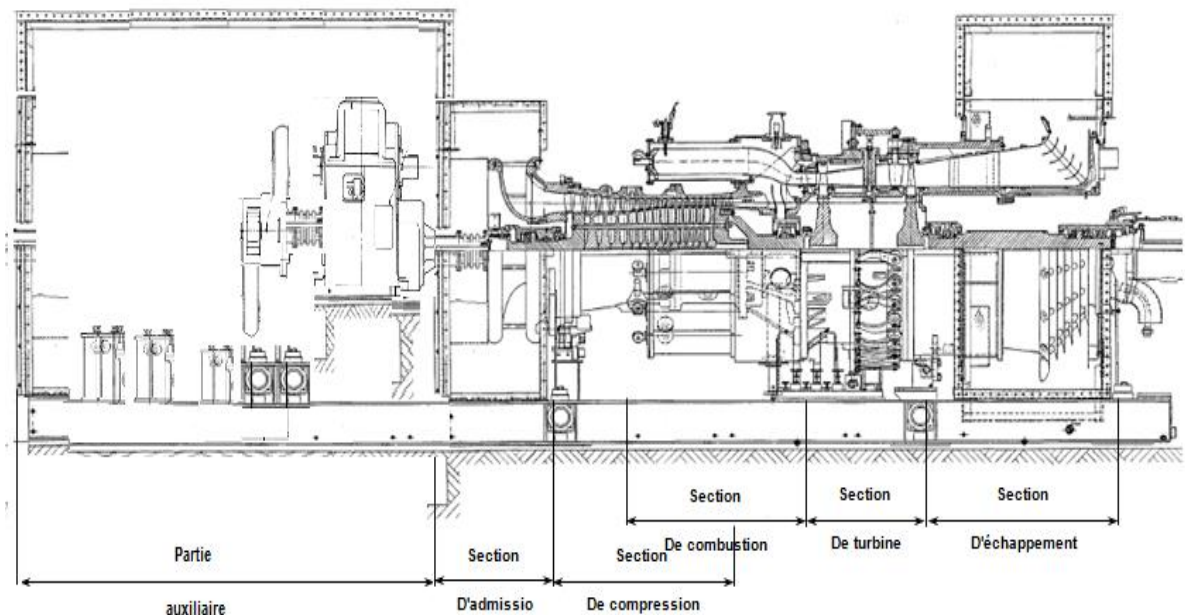


Figure III-16 : Différentes sections de la turbine à gaz 5002C

III.4 Systèmes de contrôle et de protection :**III.4.1 Systèmes de contrôle :**

Les systèmes de contrôle de la turbine à gaz consistent en des ensembles ou dispositifs de composants montés sur la turbine à gaz, sur le tableau de contrôle électrique et les câbles d'interconnexions entre l'armoire de contrôle et la turbine à gaz, ces dispositifs effectuent un contrôle des différents paramètres (température, vitesse, pression,...), pour assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz.

III.4.1.1 Système de contrôle du fuel :

La fonction primaire du système de contrôle du fuel est de contrôler la vitesse de la turbine en charge, il comprend également :

- ❖ La fonction d'allumage.
- ❖ La fonction d'accélération.
- ❖ La fonction de contrôle limite du combustible.
- ❖ La fonction de contrôle de la température d'échappement

III.4.1.2 Système de contrôle de la température :

Pour obtenir le meilleur rendement de la turbine à gaz il est souhaitable de travailler avec des températures du gaz à l'entrée de la section turbine aussi hautes que possible.

Cependant, afin de travailler à l'intérieur des limites de résistance des pièces il ne faudra pas dépasser un maximum permis de température d'entrée et d'échappement. Ainsi, un système de contrôle de température est nécessaire pour contrôler la vitesse ou la charge dans le cas où la température d'admission ou d'échappement dépasse les limites prescrites.

III.4.2 Systèmes de protection :

Le système de protection est constitué par un certain nombre de systèmes secondaires et primaires dont certains travaillent à chaque démarrage ou à chaque arrêt. Les autres systèmes et composants sont réservés pour des conditions de marche anormales ou des cas d'urgence demandant l'arrêt de la turbine à gaz.

III.4.2.1 Système de protection de survitesse :

Le système de protection de survitesse consiste en un système primaire et secondaire. Le système primaire est le système de protection électronique et le système de protection secondaire est le système mécanique, il comprend des masses de survitesse HP et BP. La

masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP est placée dans l'arbre de la turbine seconde étage.

III.4.2.2 Système de protection de dépassement de température :

Le système de protection de dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz. Le système déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite fixée.

III.4.2.3 Système de protection et de détection des vibrations :

Le système est constitué de plusieurs détecteurs de vibrations. Il agit pour mettre la turbine soit en alarme soit en déclenchement. Les capteurs ou détecteurs de vibrations sont répartis stratégiquement en différents points de la turbine.

III.4.2.4 Système de protection et de détection de flamme :

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

- Lorsque la vanne de régulation qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage est en fonctionnement et que les circuits d'allumage sont sous tension dans la séquence de démarrage, la vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans le temps réglé du temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes). Et les circuits d'allumage ne sont plus sous tension. Cela permet d'éviter un excès de concentration de combustible dans la turbine et dans le système d'échappement pour éviter tout risque d'explosion dans les conduites.

- Lorsque la flamme est établie et détectée au moment de l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour commander d'autres phases de la séquence de démarrage pour la montée en régime de la turbine.

- S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi, la totalité du débit de combustible à la turbine est immédiatement arrêté pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement.

CHAPITRE

IV

IV.1 Introduction :

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes sections de la machine d'où le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de l'ITG :

- D'après les données "standard" du constructeur.
- D'après les données d'un site saharien.

L'ITG en question est de type bi-arbre dont le schéma technologique et les plans à calculer sont représentés sur la figure (IV-1), et l'évolution thermodynamique sur la figure (IV-2).

IV.2 Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation

Cette installation de turbine à deux lignes d'arbre est très utilisée par la société SONATRACH dans tous les domaines pétroliers, et particulièrement dans les stations de compression et de réinjection des gaz dans les puits pétroliers.

Pour le calcul nous avons pris une installation de TAG de $\varepsilon=7$ et de puissance de 26MW.

IV.2.1 Données de départ:

➤ **Paramètres de l'air ambiant:**

- Température de l'air ambiant : $t_1=15^\circ\text{C} \Rightarrow T_1=288 \text{ K}$.
- Pression de l'air ambiant : $P_1=1.013 \text{ bar}$.

➤ **Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz:**

- Taux de compression du compresseur axial $\varepsilon=7$;
- Rendement de compresseur axial $\eta_{ic}=0.87$;
- Rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc}=0.97$;
- Température à l'entrée de la chambre de combustion $t_{2th}=257^\circ\text{C} \Rightarrow T_{2th}=530 \text{ K}$
- Température à la sortie de la chambre de combustion $t_3=950^\circ\text{C} \Rightarrow T_3=1223 \text{ K}$.

- Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine : $\eta_{mc}=0.98$;
- Rendement isentropique de la turbine THP: $\eta_{ithp}=0.88$;
- Vitesse de la turbine THP: $N_{THP}=5100\text{tr/mn}$.

➤ **Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP:**

- Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{iTBP} = 0.88$;
- Puissance utile $P_u=26\text{MW}$;
- Rendement Mécanique de transmission Turbine-Compresseur : $\eta_m = 0.98$;
- Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N_{TBP} = 4670\text{tr/mn}$.

➤ **Caractéristiques du fluide moteur:**

Pouvoir calorifique du combustible :

$$PCi = 44550 \text{ Kj/Kgc} = 10645 \text{ Kcal/Kgrc}.$$

➤ **Rendement thermique de l'ITG: $\eta_{th}=28\%$**

IV.2.2 Les points particuliers du cycle de l'installation:

- 1: Entrée dans le filtre;
- 1a:1b: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur;
- 2a:2b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur;
- 2: Entrée de la chambre de combustion;
- 3: Sortie de la chambre de combustion;
- 3a:3b: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP;
- 4a:4b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP;
- 4c:4d: Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP.
- 5a:5b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP;
- 1b: Section avant le premier étage du compresseur;
- 2a: Section après le dernier étage du compresseur;
- 3b: Section avant le premier étage de la THP;
- 4a: Section après le dernier étage de la THP;
- 4d: Section avant le premier étage de la TBP;
- 5a: Section après le dernier étage de la TBP.

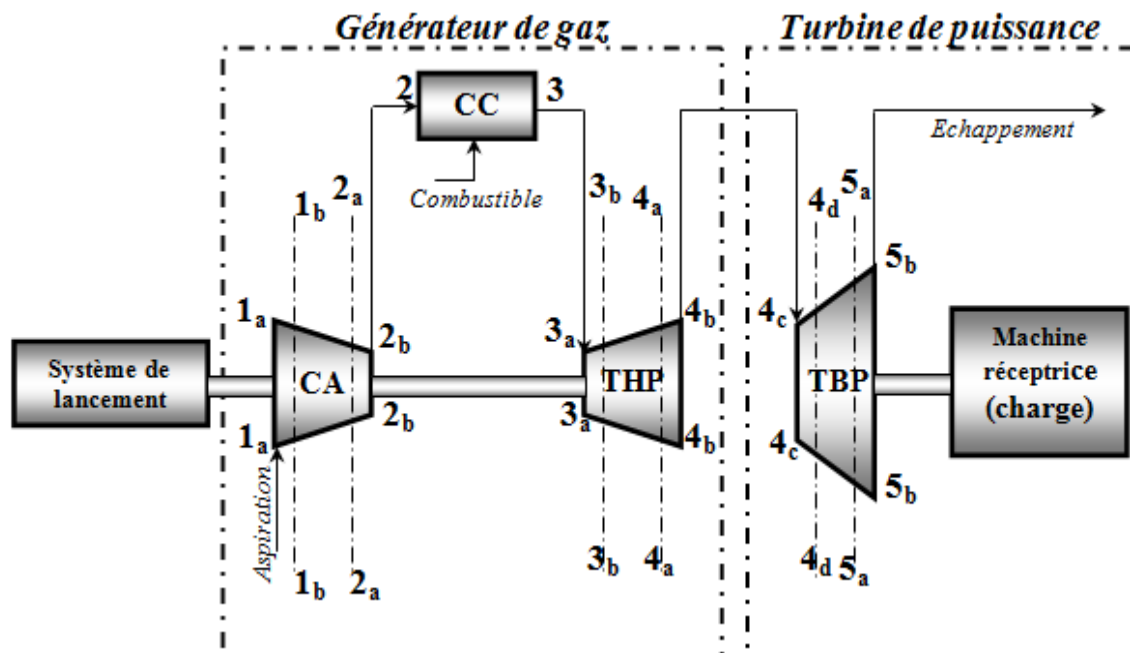


Figure IV-1 : Schéma technologique de l'ITG avec les plans à calculer

IV.2.3 Représentation du cycle :

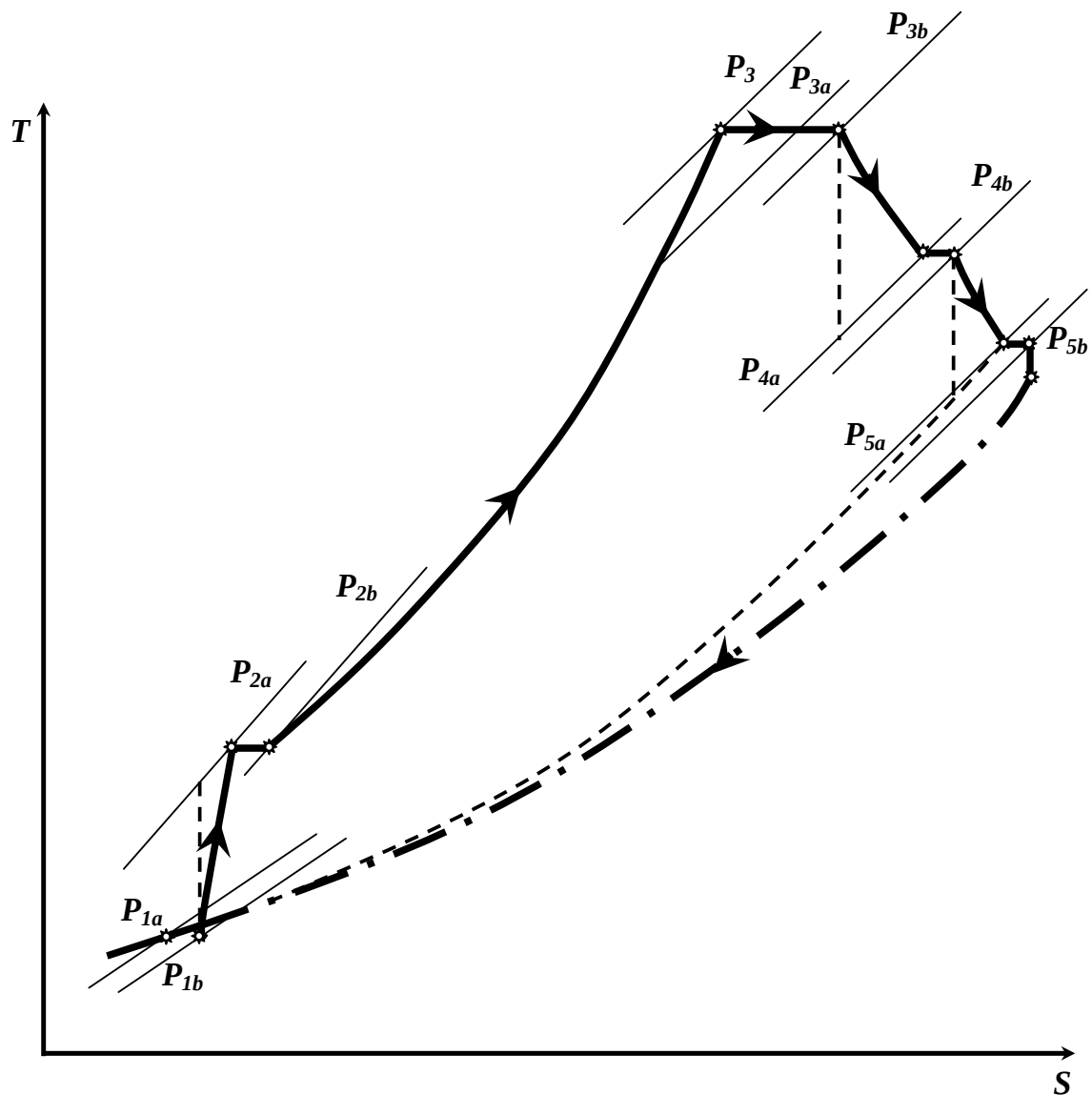


Figure IV-2 : Evolution thermodynamique du fluide actif en coordonnées (T ,S)

IV.2.4 Calcul du coefficient d'excès d'air α :

- Débit massique théorique d'air G_0 ou pouvoir comburivore du carburant :

$$G_0 = \lambda_k \cdot \text{PCi} \quad (\text{IV.1.a})$$

Ou: $\lambda_k = 1.43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de MECONOVALOV

$\text{PCi} = 44550 \text{ Kj/Kg}_c = 10645 \text{ Kcal/Kg}_c$: Pouvoir calorifique inférieur du gaz

D'où : $G_0 = 1.43 \cdot 10^{-3} \cdot 10645 = 15.2 \text{ Kg}_{\text{air}}/\text{Kg}_c$

$$G_0 = 15.2 \text{ Kg}_{\text{air}}/\text{Kg}_c$$

➤ Coefficient d'excès d'air :

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCi.\eta_{cc} \approx \alpha.G_0.Cp_a (T_3 - T_{2th}) \quad (IV.1.b)$$

Où : η_{cc} : rendement de la chambre de combustion.

Cp_a : chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre températures d'entrée T_{2th} et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

$$T_{2th} = 530 \text{ K} \Rightarrow T_m = \frac{(T_{2th} + T_3)}{2} = \frac{530 + 1223}{2} = 876,5 \text{ K}$$

D'après l'annexe [1] on trouve :

$$T_m = 876,5 \text{ K} \Rightarrow Cp_a = 1110 \text{ J / Kg.K}$$

$$\alpha = \frac{(PCi.\eta_{cc})}{G_0.Cp_a (T_3 - T_{2th})} = \frac{44550,97}{15,2.111 (1223 - 530)} = 3,8 \approx 4 \quad (IV.1.c)$$

IV.2.5 Calcul des paramètres particuliers du cycle thermodynamique du fluide actif

IV.2.5.1 paramètres avant les filtres :

La pression : $P_1 = 1,013 \text{ bar}$

La température : $t_1 = t_{amb} = 15^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 288 \text{ K}$

Calcul de la masse volumique :

$$P_1 = \rho_1 \cdot r T_1 \Rightarrow \rho_1 = \frac{P_1}{r.T_1} = \frac{1,013.10^5}{287.288} = 1,225 \text{ kg / m}^3 \quad (IV.2.a)$$

P_1 (bar)	T_1 (K)	ρ_1 (Kg/m ³)
1,013	288	1,225

IV.2.5.2 Paramètre d'air avant le premier étage de compresseur:

La pression:

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P \quad (\text{IV.3.a})$$

$$\text{Où: } \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air.

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite.

ΔP_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 égale d'habitude à **50 à 250 mmH₂O**, on prend **$\Delta P_1 = 0,015 \cdot 10^5 \text{ Pa}$** .

- Les pertes de pression dans la conduite d'air dépend de la vitesse de l'air **Ca** qui est **de 30 à 50 m/sec**.

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

$$\Delta P_2 = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{C_a^2}{2} \quad (\text{IV.3.b})$$

où : L et d sont la longueur et le diamètre de la conduite.

ξ : Coefficient de perte de charge. (64/Re).

Admettant que la perte de pression dans cette conduite est égale à

$$\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

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

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2} \quad (\text{IV.3.c})$$

Où : η : rendement du diffuseur.

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/sec**.

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

Prenons : **C_{1b}=100 m/sec et $\eta=0,9$** .

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} 1,225 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 572 Pa$$

$$\Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (0,015 + 0,005 + 0,00572)$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,0257 \text{ bar.}$$

Les paramètres d'arrêts au point b sont alors:

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P = (1,013 - 0,0257) \Rightarrow P_{1b} = 0,987 \text{ bar}$$

$$T_{1b} = T_1 = 288 \text{ K}$$

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = \frac{0,987 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,195 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{IV.3.d})$$

$P_{1b} \text{ (bar)}$	$T_{1b} \text{ (K)}$	$\rho_{1b} \text{ (Kg/m}^3\text{)}$
0,987	288	1,195

IV.2.5.3 Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a):

Les paramètres :

La pression :

$$P_{2a} = \varepsilon_{cr} \cdot P_{1b}$$

$$\Rightarrow P_{2a} = 7 \cdot 0,987 = 6,909 \text{ bar}$$

La température :

$$T_{2a} = T_{1b} \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}} \right] \quad (\text{IV.4.a})$$

tel que $T_{1b} = 288 \text{ K}$

Où η_{ic} : rendement isentropique du compresseur.

Evaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 540$ K. alors la température moyenne de l'air dans le compresseur:

$$T_m = \frac{T_{1b} + T_{2a}}{2} = \frac{288 + 540}{2} = 414K$$

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

$$\gamma = 1,395 \Rightarrow m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1,395 - 1}{1,395} = 0,283 \quad (\text{IV.4.b})$$

Avec : γ l'exposant isentropique.

et $C_p = 1,010$ kJ/kg.k

Comme $r = m \cdot C_p$ (IV.4.c)

$$\Rightarrow r = 0,283 \cdot 1,010 = 286 \text{ J/kg.k}$$

$$\text{D'où : } T_{2a} = 288 \left[1 + \frac{7^{0,283} - 1}{0,87} \right] = 531,13K$$

$$\text{Et } \rho_{2a} = \frac{6,909 \cdot 10^5}{286,531,13} = 4,548 \text{ kg/m}^3$$

P_{2a} (bar)	T_{2a} (K)	ρ_{2a} (Kg/m ³)
6,909	531,13	4,548

IV.2.5.4 Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion:

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P \quad (\text{IV.5.a})$$

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

Tel que : ΔP_1 : pertes de pression dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \cdot \rho_{2b} \cdot \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2} \quad (\text{IV.5.b})$$

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

$C_{2a} = 120 \text{ m/s}$: vitesse de l'air à l'entrée du diffuseur.

$C_{2b} = 40 \text{ m/s}$: vitesse de l'air à la sortie du diffuseur.

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 4,548 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2} = 11643 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b:2).

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot P_{2a} = 0,01 \cdot 6,909 \cdot 10^5 = 6909 \text{ Pa}$$

$$\text{D'où : } \Delta P = 11643 + 6909 = 18552 \text{ Pa}$$

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P = 6,909 - 0,18552 = 6,723 \text{ bars}$$

$$T_2 = T_{2a} = 531,13 \text{ K}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = \frac{6,723 \cdot 10^5}{286,531,13} = 4,426 \text{ kg/m}^3$$

$P_2 \text{ (bar)}$	$T_2 \text{ (K)}$	$\rho_2 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$
6,723	531,13	4,426

IV.2.5.5 Les paramètres du gaz après la chambre de combustion:

On évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à 1% de la Chambre de combustion.

$$P_3 = P_2 - \zeta \cdot P_2 = 6,723 - 0,01 \cdot 6,723 = 6,656 \text{ bars}$$

$$T_3 = 1223 \text{ K} \Rightarrow \begin{cases} \gamma = 1,312 \\ C_p = 1210 \text{ J/kg.K} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,2378 \\ r = 287,75 \text{ J/kg.K} \end{cases}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r.T_3} = \frac{6,656.10^5}{287,75.1223} = 1,891 \text{ kg/m}^3$$

P_3 (bar)	T_3 (K)	ρ_3 (Kg/m ³)
6,656	1223	1,891

IV.2.5.6 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):

La pression :

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

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

ΔP_1 : pertes de pression dans la conduite : $\Delta P_1 = 0,5\% .P_3$ (IV.6.a)

$$\Delta P_1 = 0,005. 6,656 = 0,0332 \text{ bar}$$

ΔP_2 : pertes de pression dans le diffuseur d'entrée de la turbine THP

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_3 \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} = \frac{1-0,9}{0,9} 1,891 \frac{110^2 - 40^2}{2} \quad (\text{IV.6.b})$$

$$\Delta P_2 = 1103.08 \text{ Pa} = 0.01103 \text{ bar}$$

Alors: $P_{3b} = 6,656 - 0,01103 - 0,0332 = 6,612 \text{ bar}$

$$T_{3b} = 1223 \text{ K}$$

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r.T_{3b}} = \frac{6,613.10^5}{287,15.1223} = 1,883 \text{ kg/m}^3$$

P_{3b} (bar)	T_{3b} (K)	ρ_{3b} (Kg/m ³)
6,612	1223	1,883

IV.2.5.7 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) :

$$\mathfrak{I}_{cr} = \mathfrak{I}_{THP} \Rightarrow M_a \cdot W_{cr} \cdot (1/\eta_{mCr}) = M_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP} \quad (IV.7.a)$$

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

Et : $\mathfrak{I}_{cr}$, $\mathfrak{I}_{THP}$: Respectivement la puissance du compresseur et de la turbine HP.

W_{Cr} et W_{THP} : travaux massiques du compresseur et de la turbine HP ;

η_{mCr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple).

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

$M_a = M_g$ alors nous obtenons :

$$W_{Cr} = \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mCr} \cdot W_{THP} \quad (IV.7.b)$$

Le rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{IS} = (W_{IS} / W_R) \Rightarrow W_R = W_{IS} / \eta_{IS} \quad (IV.7.c)$$

Le rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{IS} = (W_r / W_{IS}) \Rightarrow W_R = W_{IS} \cdot \eta_{IS} \quad (IV.7.d)$$

Remplaçant (IV.7.c) et (IV.7.d) dans (IV.7.b) on trouve :

$$(W_{ISC} / \eta_{ISC}) = \eta_{mc} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \eta_{ISTHP} \cdot W_{ISTHP} \quad (IV.7.e)$$

Évaluant les travaux isentropiques d'après le premier principe de la thermodynamique :

Dans le compresseur, pour un 1KG de matière :

$$Q + W_{ISC} = h_{2a} - h_{1b} + (C_2^2 - C_1^2) / 2 + g (z_2 - z_1)$$

On a $Q = 0$;

Pas de variation de vitesse.

Pas de variation d'énergie interne.

Ce qui $\rightarrow W_{ISC} = h_{2a} - h_{1b} = C_p (T_{2ais} - T_{1b}) = C_p T_{1b} [(T_{2ais} / T_{1b}) - 1]$

De même pour la turbine HP

$$W_{ISTHP} = h_{3b} - h_{4a} = C_p (T_{3b} - T_{4ais}) = C_p T_{3b} [1 - (T_{4ais} / T_{3b})]$$

Remplaçant les expressions des travaux dans (IV.7.e) on obtiendra :

$$C_p T_{1b} \cdot \frac{1}{\eta_{ISC}} [(T_{2ais} / T_{1b}) - 1] = \eta_{mc} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \eta_{ISTHP} C_p T_{3b} [1 - (T_{4ais} / T_{3b})] \quad (IV.7.f)$$

On a dans la partie compresseur :

Le taux de compression (rapport de compression) : $\epsilon_c = \frac{P_{2a}}{P_{1b}}$

Comme on a : $\frac{P_{2a}}{P_{1b}} = \left[\frac{T_{1b}}{T_{2a}} \right]^{\frac{\gamma_a}{1-\gamma_a}}$

Ce qui implique : $\left(\frac{T_{2ais}}{T_{1b}} \right) = \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}} \right)^{\frac{\gamma_a}{1-\gamma_a}} = \epsilon^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}}$ (1)

De même pour la turbine HP :

Avec le rapport de pression de la turbine HP : $\epsilon_{THP} = \frac{P_{3b}}{P_{4a}}$

On trouve : $\left(\frac{T_{4ais}}{T_{3b}} \right) = \left(\frac{P_{3a}}{P_{4b}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} = \epsilon_{THP}^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}}$ (2)

En remplaçant (1) et (2) dans l'expression (IV.7.f) on obtiendra :

$$Cp_a \cdot T_{1b} \frac{1}{\eta_{ISC}} (\varepsilon_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mc} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \eta_{ISTHP} \cdot Cp_g \cdot T_{3b} (1 - \varepsilon_{THP}^{-mg}) \quad (IV.7.g)$$

$$\begin{cases} T_{1b} = 288 \text{ K} \\ T_{2b} = 531,13 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow T_m = 409,56 \text{ K}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Cp_a = 1010 \text{ J/kg.K} \\ \gamma_a = 1,395 \\ m_a = 0,283 \\ r = 285.83 \text{ J/kg.K} \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_2 = 531.13 \text{ K} \\ T_3 = 1223 \text{ K} \end{cases} \Rightarrow T_m = 877,06 \text{ K}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} Cp_g = 1140 \text{ J/kg.K} \\ \gamma_g = 1,32 \\ m_g = 0,2424 \\ r = 276,34 \text{ J/kg.K} \end{cases}$$

AN :

$$1010.288 \cdot \frac{1}{0,87} (7^{0,283} - 1) = 0,98.0,98.1140.1223.0,88 (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,2424})$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,509$$

La pression : $\frac{P_{3b}}{P_{4a}} = \varepsilon_{THP} \Rightarrow P_{4a} = \frac{6.612}{2.509} = 2.635 \text{ bar}$

La Température : $T_{4ais} = \frac{T_{3b}}{\varepsilon_{THP}^{mg}} \Rightarrow T_{4ais} = \frac{1223}{2.509^{0.2424}} = 978.56 \text{ K}$

$$\eta_{i_{THP}} = \frac{W_r}{W_{IS}} = \frac{T_{3b} - T_{4a}}{T_{3b} - T_{4ais}} \Rightarrow T_{4a} = T_{3b} - \eta_{THP}(T_{3b} - T_{4ais})$$

$$T_{4a} = 1223 - 0.88(1223 - 978.56)$$

$$T_{4a} = 1007.89 \text{ K}$$

La masse Volumique : $\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_{4a}}$

$$\rho_{4a} = \frac{2.635 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1007.89} = 0.908 \text{ kg/m}^3$$

P_{4a} (bar)	T_{4a} (K)	ρ_{4a} (Kg/m³)
2,635	1007,89	0,908

IV.2.5.8 Les paramètres avant le premier étage de la turbine BP:

La pression :

$$P_{4d} = P_{4a} - (\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3) \quad (\text{IV.8.a})$$

ΔP_1 : les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP.

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a} \cdot \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} = (1 - 0,6) 0,906 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1177,8 \text{ Pa}$$

(IV.8.b)

$T_q : \eta$: Rendement du diffuseur à la sortie du THP (varie de 0.5 → 0.7)

ΔP_2 : les pertes de pression dans la conduite (4b-4c).

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_{4a} = 0,005 \cdot 2,635 \cdot 10^5 = 1317,5 \text{ Pa}$$

ΔP_3 : les pertes dans les diffuseur à l'entrée de la TBP.

$$\Delta P_3 = \left[\frac{1-\eta}{\eta} \right] \rho_{4a} \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2} = \left[\frac{1-0,9}{0,9} \right] 0,906 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2} \quad (\text{IV.8.c})$$

$$\Delta P_3 = 644,26 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 1177,8 + 1317,5 + 644,26 = 3139,56 \text{ Pa}$$

$$P_{4d} = 2,635 - 3139,56 \cdot 10^{-5} = 2,603 \text{ bars}$$

$$\text{On prend : } T_{4d} = T_{4a} = 1007,89 \text{ K}$$

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_{4d}} = \frac{2,603 \cdot 10^5}{287,8 \cdot 1007,89} = 0,897 \text{ kg/m}^3$$

$P_{4d} \text{ (bar)}$	$T_{4d} \text{ (K)}$	$\rho_{4d} \text{ (Kg/m}^3\text{)}$
2,603	1007,89	0,897

IV.2.5.9 Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP:

La pression à la sortie du silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1 .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_5 = 20 \text{ m/sec}$ et $\rho_5 = 0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors:

$$P_{5b} = P_5 + \Delta P \Rightarrow P_{5b} = P_5 + \rho_5 \frac{C_5^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 + 0,45 \frac{20^2}{2} = 1,0139 \text{ bar}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine HP est $C_{5a} = 90 \text{ m/sec}$ et que les pertes de pression dans les parties (5a:5b) et (5b:5) sont égale à 1,5 % .

$$P_{5b} = P_{5a} - 0.015 P_{5a}$$

Par Conséquent :

$$P_{5a} = \frac{P_{5b}}{1 - 0.015} = \frac{1,0139.10^5}{1 - 0.015} = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la TBP est:

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4d}}{P_{5a}} = \frac{2,603}{1,029} = 2,529$$

La température de la turbine BP dans le cas d'une transformation isentropique :

$$T_{5ais} = \frac{T_{4d}}{\varepsilon_{TBP}^{m_g}} = \frac{1007,89}{2,529^{0,2424}} = 804.89 \text{ K}$$

$$T_{5a} = T_{4d} - \eta_{TBP} (T_{4d} - T_{5ais}) = 1007.89 - 0,88 (1007.89 - 804,89) = 829.25 \text{ K}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r.T_{5a}} = \frac{1,029.10^5}{285,2.829.25} = 0,435 \text{ kg/m}^3$$

P_{5a} (bar)	T_{5a} (K)	ρ_{5a} (Kg/m ³)
1,029	829,25	0,435

IV.2.6 Débit et rendement:

IV.2.6.1 Travail massique et rendement:

$$W_{TBP} = C_{pg} \cdot T_{4d} \cdot \eta_{TBP} [1 - \varepsilon_{TBP}^{-m_g}] \quad (\text{IV.9.a})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{4d} = 1007,89 \text{ K} \\ T_{5a} = 829,25 \text{ K} \end{array} \right. \Rightarrow T_{mg} = 918,57 \text{ K} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \gamma = 1,335 \\ C_p = 1155 \text{ J/kg.K} \end{array} \right.$$

Donc $W_{TBP} = 1155.1007.89. 0,88 [1 - 2,529^{-0,25}]$

$$\Rightarrow W_{TBP} = 212074,25 \text{ J/kg}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 26MW, le débit massique des gaz $(G_g)_{TBP}$ sera:

$$\mathfrak{T}_u = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TBP} \Rightarrow G_g = \frac{\mathfrak{T}_u}{\eta_m W_{TBP}} \quad (\text{IV.9.b})$$

$$\Rightarrow G_g = \frac{26.10^6}{0,98.212074,25} = 125,10 \text{ kg/sec}$$

$$\Rightarrow G_g = 125,10 \text{ kg/sec}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion:

$$\eta_{cc} \cdot P_{ci} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_{p_a} \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_{p_c} (T_3 - T_c) \quad (\text{IV.9.c})$$

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

η_{cc} : rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

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

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

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

$$q_c = \frac{C_{p_a} \cdot (T_3 - T_2) \cdot (1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc} \cdot P_{ci} - C_{p_c} \cdot (T_3 - T_c)} \quad (\text{IV.9.d})$$

Où T_c : température de combustible (70 à 80)°C

$$\Rightarrow q_c = \frac{1065(1223 - 531,13)(1 - 0,05 - 0,01)}{0,97.44,55.10^6 - (1223 - 350).1800}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,01663$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Avec } T_3 = 1223 \text{ K} \\ T_2 = 531,13 \text{ K} \end{array} \right\} \Rightarrow T_{m_a} = 877,06 \text{ K} \Rightarrow C_{p_a} = 1065 \text{ J/kg.K}$$

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

D'où le débit d'air:

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{125,10}{1 - 0,05 - 0,01 - 0,01663} = 135,48 \text{ kg/sec}$$

$$G_a = 135,87 \text{ kg/sec}$$

Le débit massique de combustible sera:

$$G_c = G_a \cdot q_c = 135,48 \cdot 0,01663 = 2,253 \text{ kg/sec}$$

$$G_c = 2,253 \text{ kg/sec}$$

IV.2.6.2 Le rendement thermique de l'installation:

$$\eta_{th} = \frac{\mathfrak{I}_u}{Q_{CC}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{PCi \cdot G_c} = \frac{212074,25.125,10}{44,55.10^6.2,253} = 26,43\% \quad (\text{IV.9.e})$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 0,2643 = 26,43 \%$$

IV.2.6.3 Vérification du coefficient d'excès d'air:

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot G_0} = \frac{135,48}{2,253 \cdot 15,2} = 3,95$$

Donc : $\alpha \approx 4$

IV.2.7 Calcul d'après les données standards du constructeur:

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1=0,987 \text{ bar}$	$T_1=288 \text{ K}$	$\rho_1=1,195 \text{ kg/m}^3$
$P_2=6,723 \text{ bars}$	$T_2=531,13 \text{ K}$	$\rho_2=4,426 \text{ kg/m}^3$
$P_3=6,656 \text{ bars}$	$T_3=1223 \text{ K}$	$\rho_3=1,891 \text{ kg/m}^3$
$P_4=2,603 \text{ bars}$	$T_4=1007,89 \text{ K}$	$\rho_4=0,897 \text{ kg/m}^3$
$P_5=1,029 \text{ bar}$	$T_5=829,25 \text{ K}$	$\rho_5=0,435 \text{ kg/m}^3$

$W_{\text{TBP}} = 212074,25 \text{ j/kg}$
$G_a = 135,48 \text{ kg/sec}$
$G_c = 2,253 \text{ kg/sec}$
$G_g = 125,10 \text{ kg/sec}$
$\eta_{\text{th}} = 26.43 \%$

IV.2.8 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

Température ambiante: $t_0 = 35^\circ\text{C} \Rightarrow T_0 = 308,15 \text{ K}$

Pression ambiante : $P_0 = 1,033 \text{ bar}$

Taux de compression : $\varepsilon = 6,55$

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 1,0072 \text{ bar}$	$T_1 = 308,15 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,1388 \text{ kg/m}^3$
$P_2 = 6,567 \text{ bars}$	$T_2 = 552,68 \text{ K}$	$\rho_2 = 4,15 \text{ kg/m}^3$
$P_3 = 6,33 \text{ bars}$	$T_3 = 1223 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,799 \text{ kg/m}^3$
$P_4 = 2,49 \text{ bars}$	$T_4 = 1016,57 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,9 \text{ kg/m}^3$
$P_5 = 1,032 \text{ bar}$	$T_5 = 853,36 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,43 \text{ kg/m}^3$

$W_{\text{TBP}} = 191232,65 \text{ J/kg}$
$G_a = 149 \text{ kg/sec}$
$G_c = 2,384 \text{ kg/sec}$
$G_{g_{\text{ch}}} = 138 \text{ kg/sec}$
$\eta_{\text{th}} = 0,245 = 24,5 \%$

IV.2.9 Tableau comparatif des résultats obtenus

Résultats cas	Gc (kg/s)	Ga (kg/s)	Gg (kg/s)	W_{TBP} (kJ/kg)	η_{th} (%)
Données du Constructeur : $T_0 = 288 \text{ K}$ $P_u = 26 \text{ MW}$ $\varepsilon = 7$	2,253	135,48	125,10	212,074	26,43
Sur site : $T_0 = 308 \text{ K}$ $\varepsilon = 6,55$	2,384	149	138	191,232	24,5

IV.2.10 Interpretation des résultats :

En comparant les résultats de calcul fait avec les données du constructeur pour T , P , ρ , une faible différence est remarquée. Cela est dû aux effets suivants :

- Pertes de charges dans les différentes sections.
- Les valeurs de $C_{p_{air}}$ et $C_{p_{gaz}}$ sont moyennées, alors qu'on sait très bien que leurs valeurs dépendent de la température.

Notre calcul confirme bien les résultats donnés par le constructeur pour la puissance utile et le débit massique qui diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

L'abaissement du rendement et travaux à cause de l'augmentation de la température ambiante prouve que la température d'admission a une grande influence sur les performances de la turbine.

CHAPITRE

V

V.1.Introduction :

Les installations des turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes ISO à savoir une température égale à 15°C, une pression atmosphérique de 1.013bars et une humidité relative de 60% Cependant, les conditions ambiantes ne sont pas stables pendant toute l'année (même entre le jour et la nuit) d'un côté, et d'une région à une autre de l'autre côté. Alors les performances des installations de turbines à gaz sont toujours variées ou encore médiocres dans les périodes chaudes et sèches lorsque la masse d'air traversant l'installation est faible et la température à l'entrée du compresseur est plus élevée.

A cet effet, on utilise des systèmes de refroidissement d'air en amont du compresseur afin d'améliorer les performances de ces installations par l'augmentation de la masse d'air qui passe par la machine. Ceci en abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur qui diminue par la suite les émissions des oxydes d'azote dans la chambre de combustion. Les systèmes utilisés actuellement sont les suivantes :

- Refroidissement par évaporation de l'eau.
- Refroidisseur évaporatif ou refroidissement par ruissellement d'eau.
- Injection de brouillard.
- Utilisation des groupes frigorifiques à compression.
- Réfrigération directe (un simple circuit).
- Réfrigération indirecte {deux circuits}.
- Réfrigération mécanique avec stockage de la glace.
- Système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau froide.
- Utilisation des groupes frigorifiques à absorption.

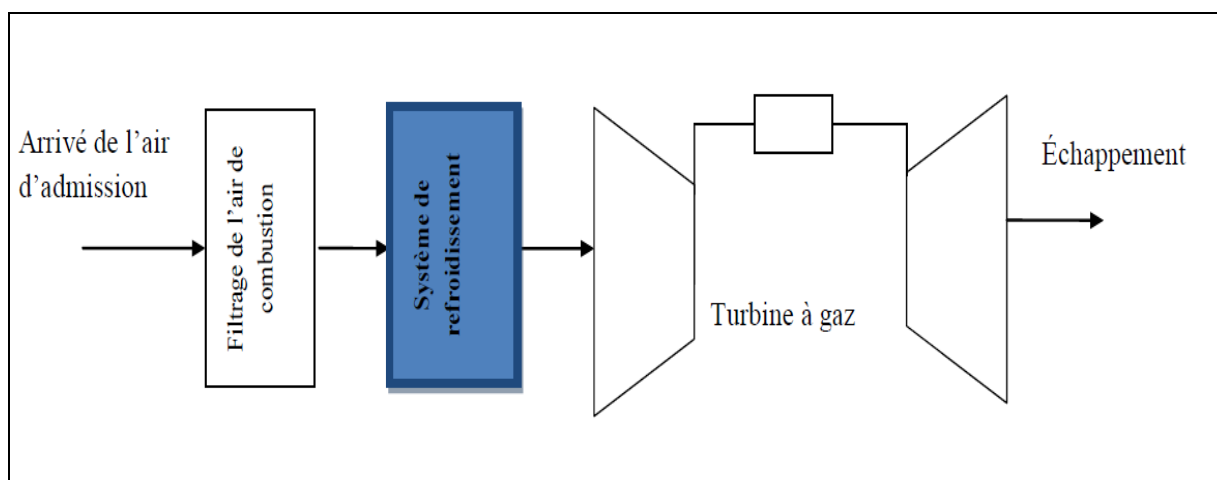


Figure V.1 : Représentation schématique d'une installation d'une turbine à gaz avec refroidissement d'air d'admission

V.2.Refroidisseur évaporatif (Evaporativecooler):**V.2.1.Principe de fonctionnement :**

Le principe de refroidissement évaporatif est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui soit après ce système de refroidissement est donc refroidi et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige par un apport d'énergie. Les refroidisseurs par évaporation d'eau sont appropriés dans les zones chaudes et sèches. Deux techniques existent assurent le refroidissement par évaporation d'eau.

➤ **Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatorecooler):**

Le refroidissement par ruissellement d'eau comme montré sur la **(figure V.2)** consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant, **(figure V.2)** Une partie de l'eau est évaporée sous l'action de l'air sec et chaud qui traverse le panneau évaporant. Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant de passer par le compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur de la turbine à gaz.

L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'un nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionné en dessus du média. L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%.

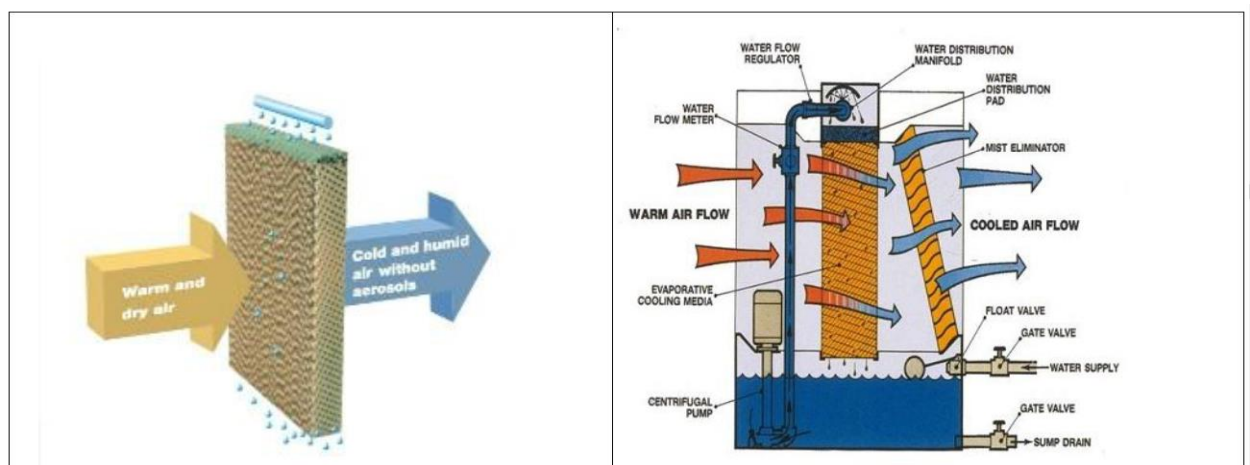


Figure V.2 : Refroidisseur évaporatif

Généralement il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

Avantages :

- Facile et rapide à installer.
- Le coût estimatif pour l'installation est de 1/8 à 1/2 par rapport au coût de climatisation frigorifiée.
- Le coût estimatif de l'opération (exploitation) est de 1/4 de celui d'air frigorifié.
- Il fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air d'admission.
- Une augmentation des puissances produites par la turbine à gaz permet de couvrir les pics de demande surtout dans les périodes chaudes.

Inconvénients :

- Limitation sur l'amélioration de capacité.
- Il n'est pas adapté aux sites humides.
- Consomme une quantité d'eau.
- L'eau doit être traitée avant utilisation.

➤ Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau :

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar), (**figure V.3**). L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%.

La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ 10µm à 20 µm) donc elle s'évapore facilement dans l'air.

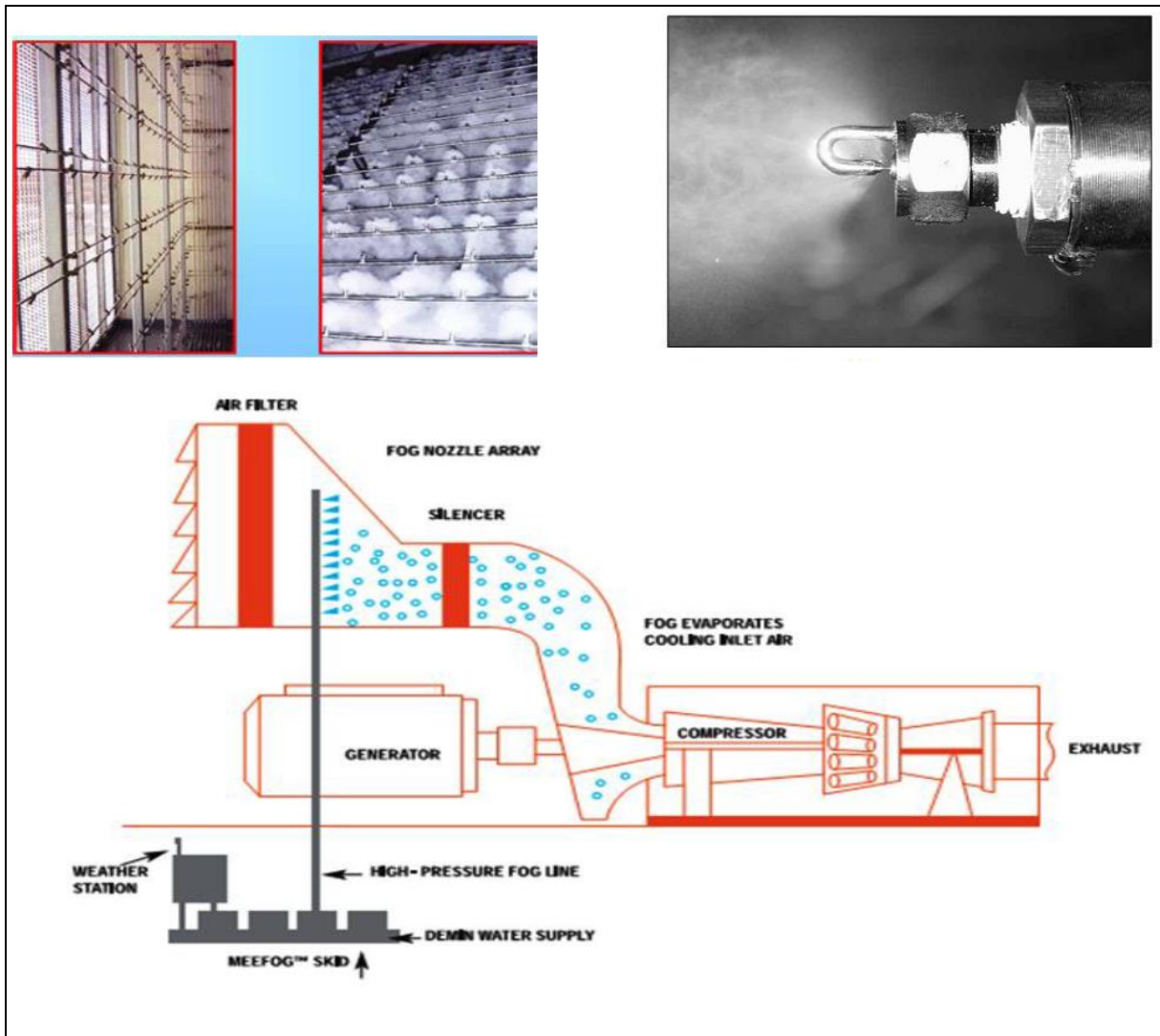


Figure V.3 : Refroidissement par pulvérisation d'eau

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz. L'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation. Les caractéristiques de cette eau sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Quantité des solides dissocies	5 PMM maximum
PH	6-8
Na + K	0,1 PPM max
Silica (SiO ₂)	0,1 PPM max
Chlorides	0,5 PPM max
Sulphate	0,5 PPM max

Tableau V.1 : Caractéristiques de l'eau pulvérisée

Avantages :

- Installation facile.
- Bas coût d'investissement.
- Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement évaporation.

Inconvénients :

- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

V.3 Systèmes de réfrigération mécaniques :

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine frigorifique à compression, elle est représentée dans la (Figure V.4).

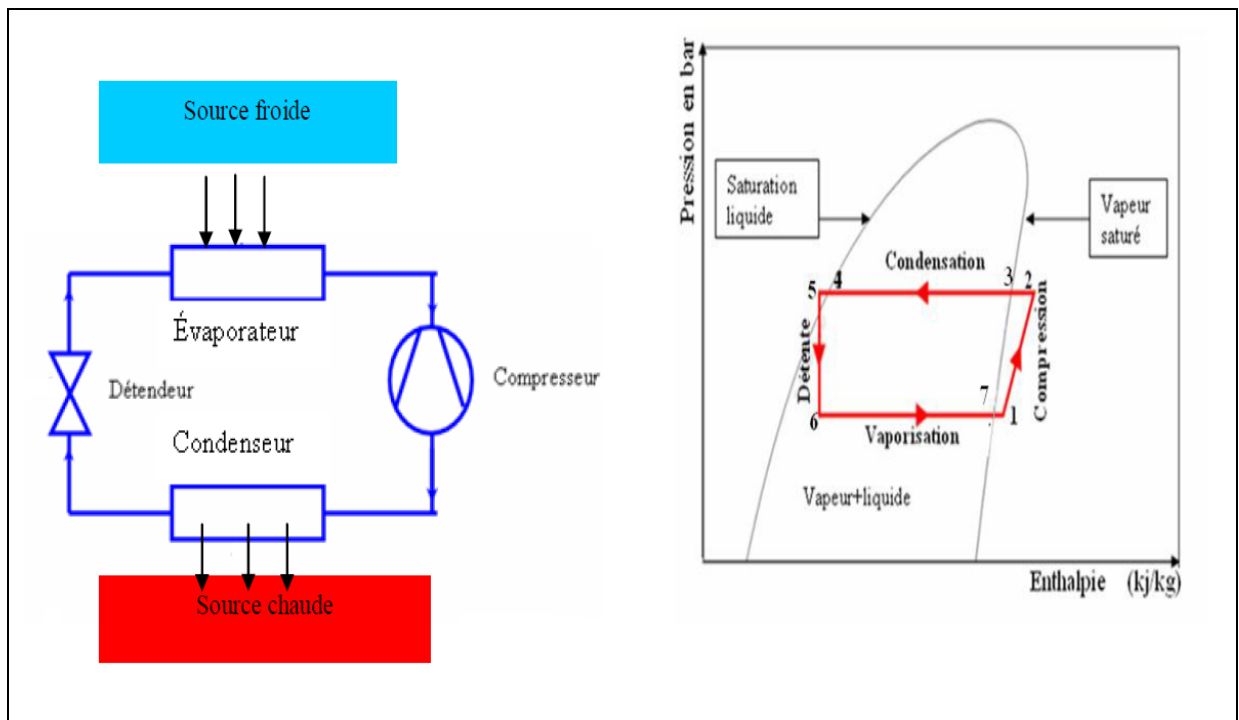


Figure V.4 : Cycle bas d'une machine frigorifique par compression
à gauche : composants / à droite : cycle thermodynamique

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissement mécanique est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux façons différentes à savoir en mode direct ou indirect :

➤ Type direct :

L'air échange directement la chaleur avec le fluide frigorigène qui circule dans la machine, donc l'air qui passe à travers l'évaporateur va refroidir.

Avantages :

- Ils donnent une meilleure amélioration que les systèmes par évaporation d'eau.
- Une température d'air à l'admission constante.

Inconvénients :

- Le prix d'installation et d'exploitation élevé.
- Il demande une charge supplémentaire afin de faire fonctionner le groupe frigorifique.
- Il est nocif aux composantes de la turbine à gaz en cas de fuites.
- Il nécessite une maintenance périodique.

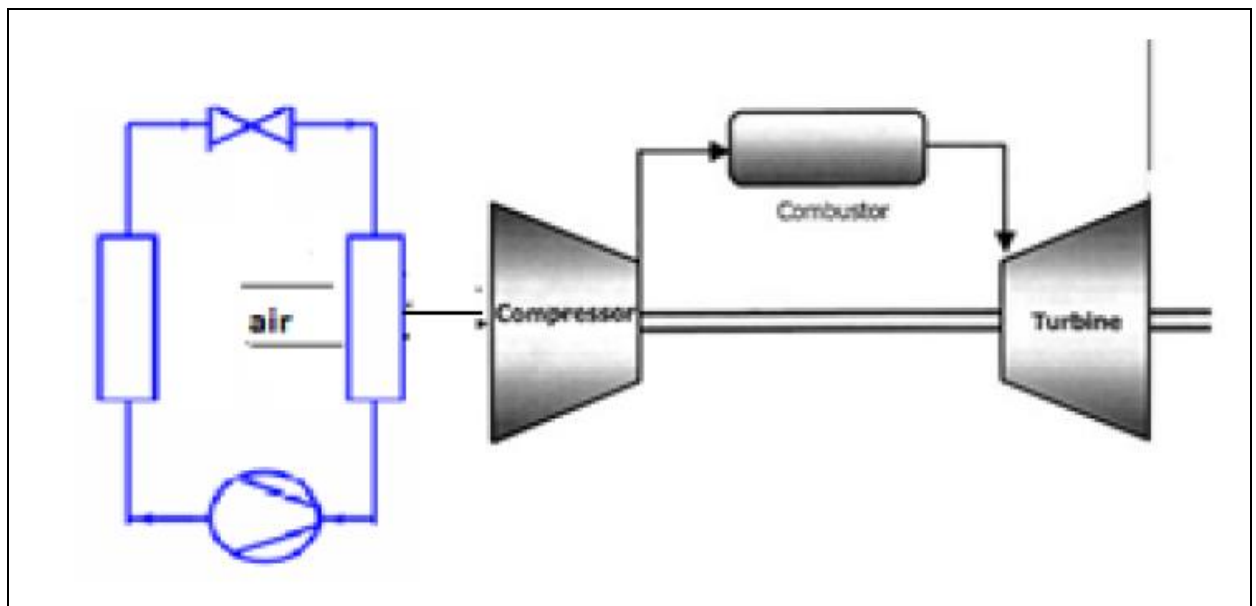


Figure V.5 : Refroidissement d'air d'admission par machine à compression type direct

➤ Type indirect :

Dans un système de refroidissement indirect on trouve deux circuits : primaire et secondaire. Le circuit primaire est le circuit du groupe frigorifique (production de froid) où le fluide moteur ou frigorigène s'écoule, le second est le circuit de transport de froid et il s'appelle le circuit du fluide frigoporteur.

Les fluides frigoporteurs qui sont utilisées ne sont pas nocifs à l'installation de la turbine à gaz en cas de fuites. Parmi ces fluides l'air et l'eau.

Avantage :

- Peut augmenter les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs par évaporation (par médias et pulvérisation).
- Pas sensible à la température humide de l'air ambiant.
- Pas de danger concernant les fuites et les déperditions de fluide frigorigène.

Inconvénients :

- Coût d'installation élevé.
- Il exige une charge supplémentaire par rapport au système direct afin de faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur).

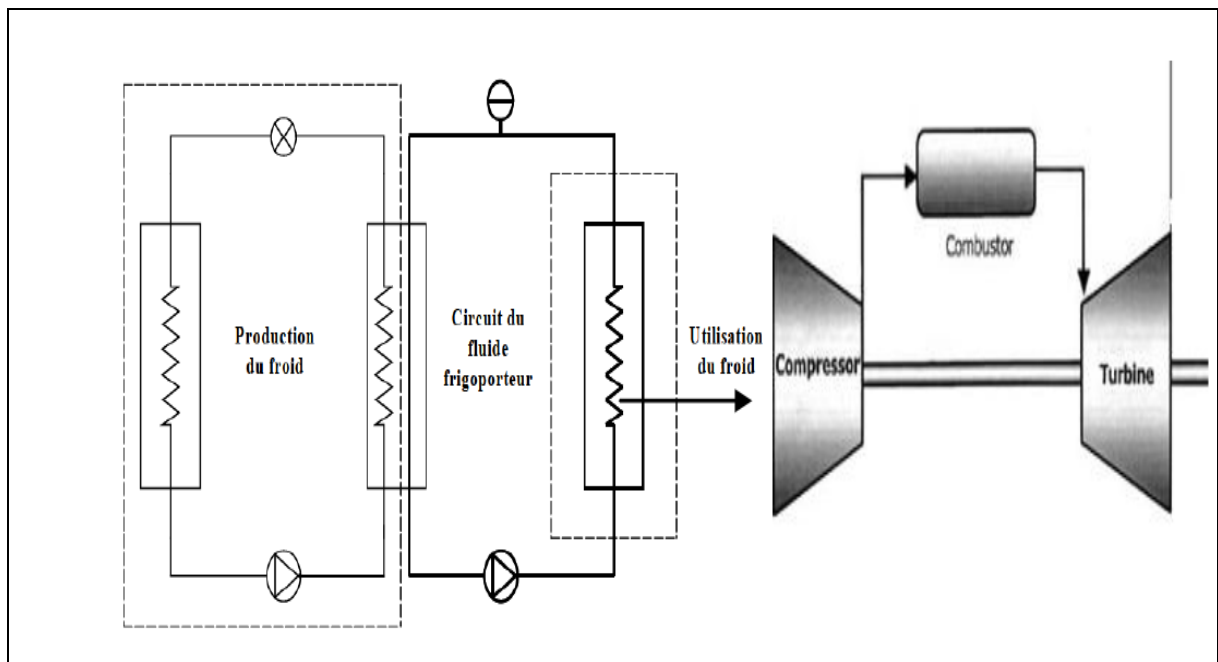


Figure V.6 : Refroidissement d'air d'admission par une machine de compression type indirect

V.4 .Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage :

Deux techniques de stockage du froid sont utilisées. Le stockage de glace et le stockage de l'eau froide.

V.4.1 Stockage de la glace :

La glace est fabriquée par un groupe frigorifique à compression et stockée dans un réservoir (voir figure au- dessous), ensuite l'eau passe par le réservoir et sera refroidie et transporte ce froid à l'air de combustion par un échangeur de chaleur.

La glace fabriquée la nuit où la demande est faible est exploitée le jour lorsque la demande atteint le pic.

V.4.2 Stockage de l'eau froide :

Il porte sur le même principe que le stockage de glace sauf que dans ce système on stocke l'eau froide dans le réservoir.

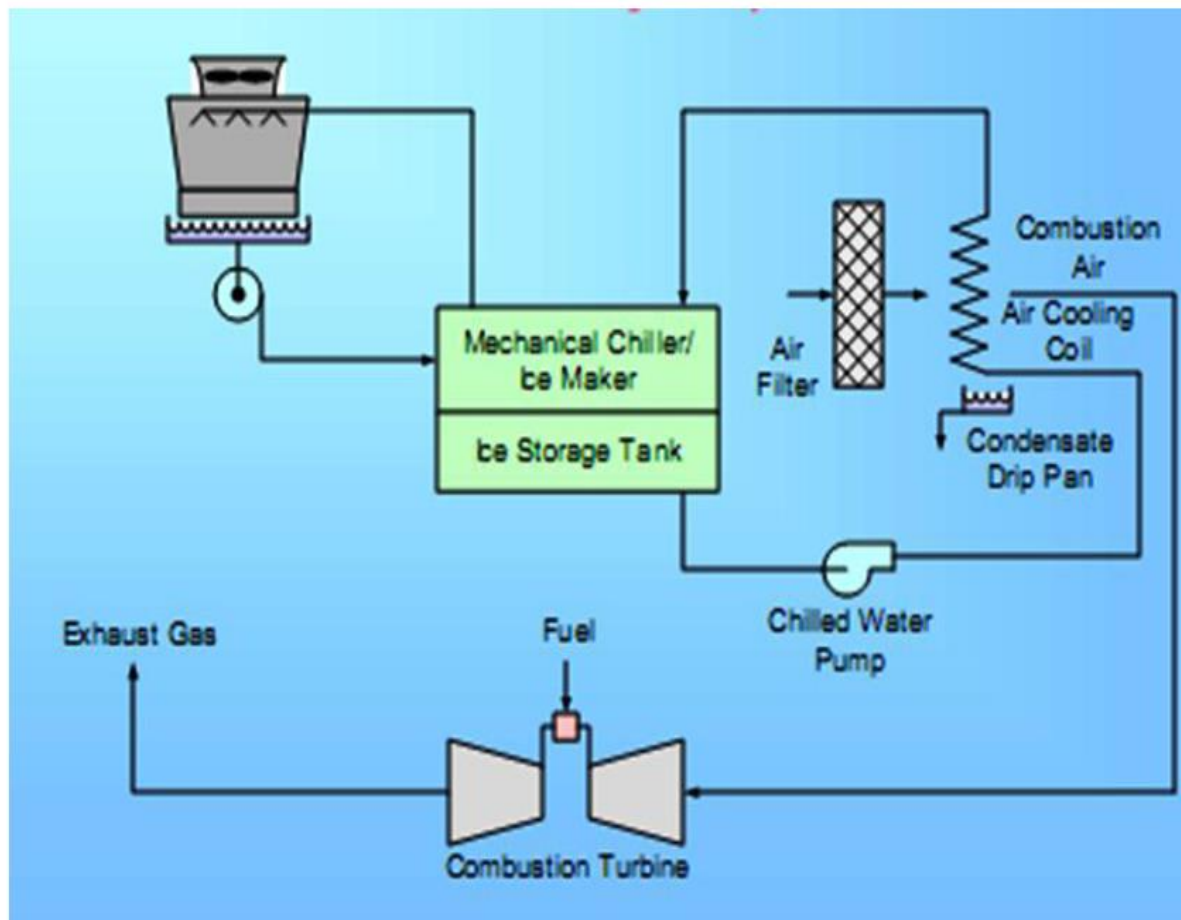


Figure V.7 : Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace

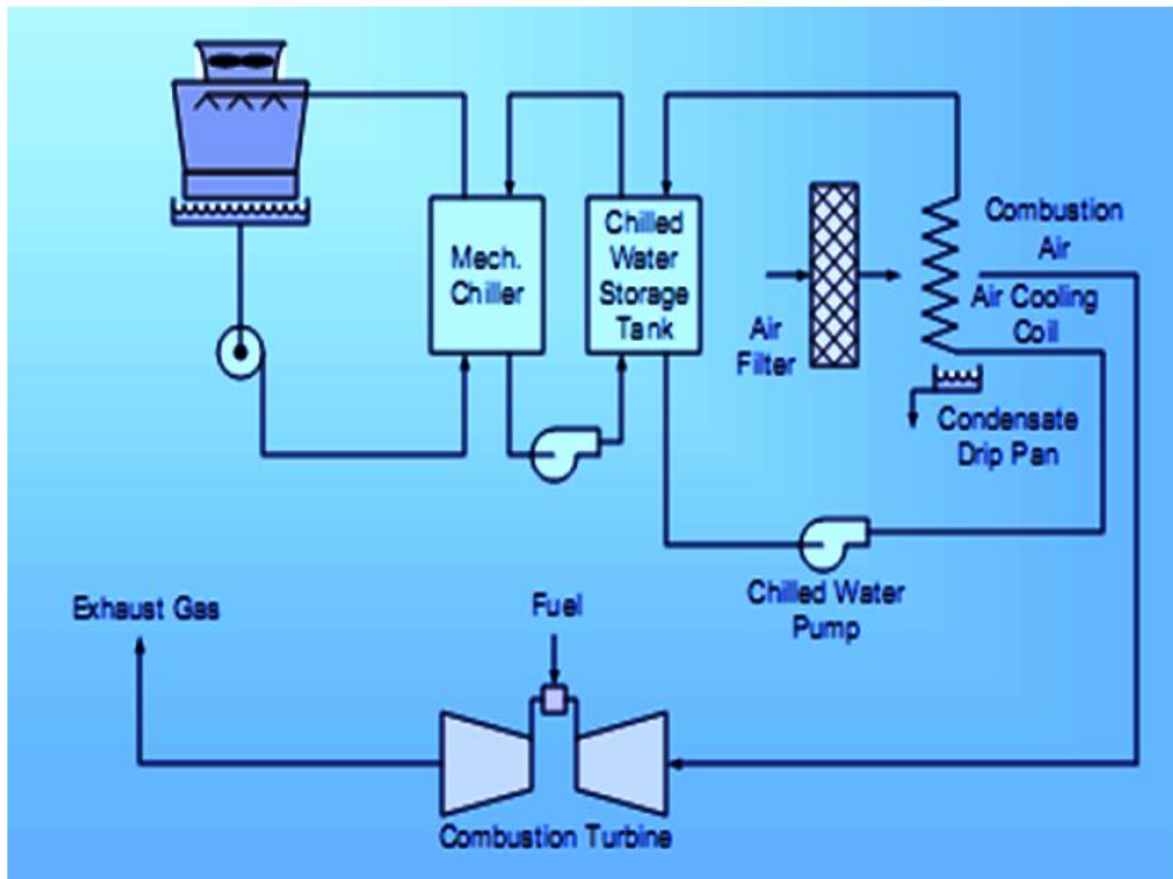


Figure V.8 : Système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau froide

V.5. Système de refroidisseur par absorption :

A la différence des groupes à compression qui ont besoin d'électricité, les groupes frigorifiques à absorption permettent de produire du froid en utilisant une source de chaleur.

Ces machines sont utilisées essentiellement dans le cas où l'on dispose d'énergie gratuite en vapeur surchauffée, apport solaire, ou les gaz d'échappement des turbines à gaz, pour faire fonctionner une machine à absorption.

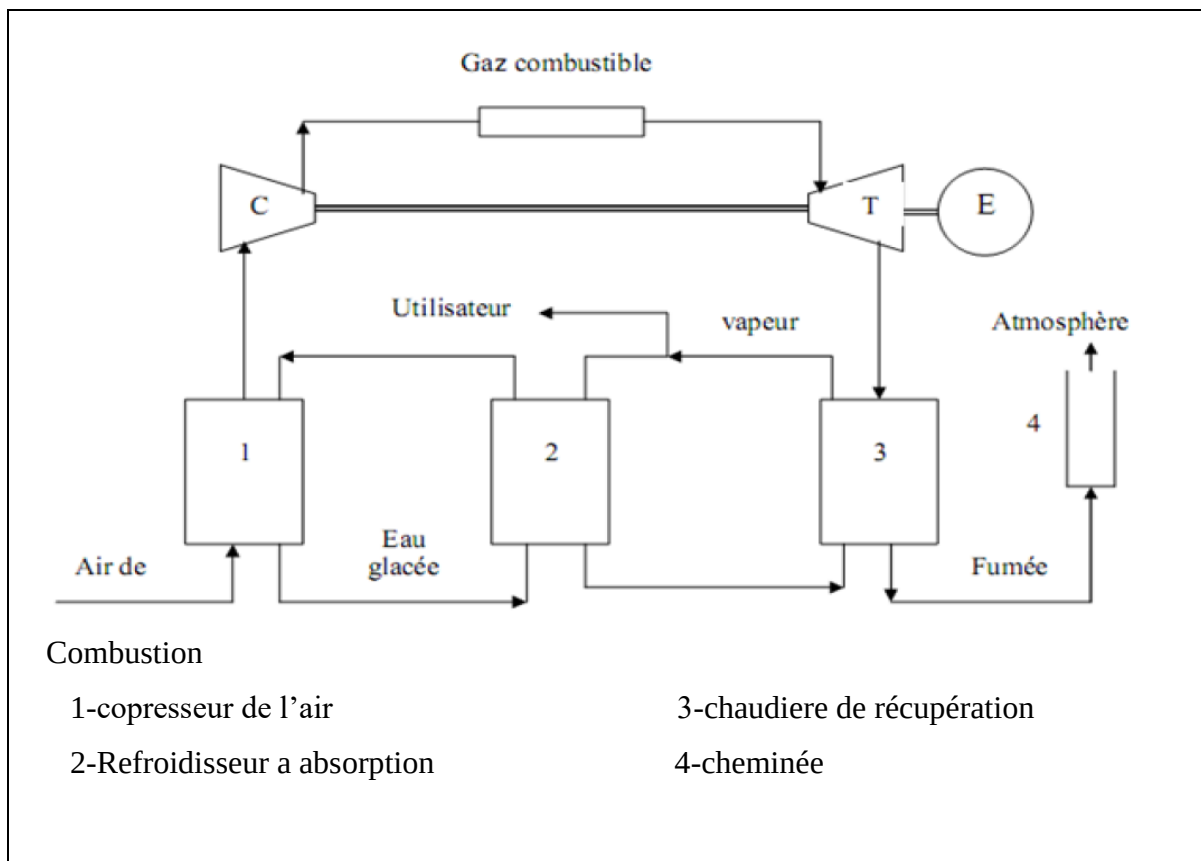


Figure V.9 : Représentation d'un refroidisseur d'air à absorption pour les turbines à gaz

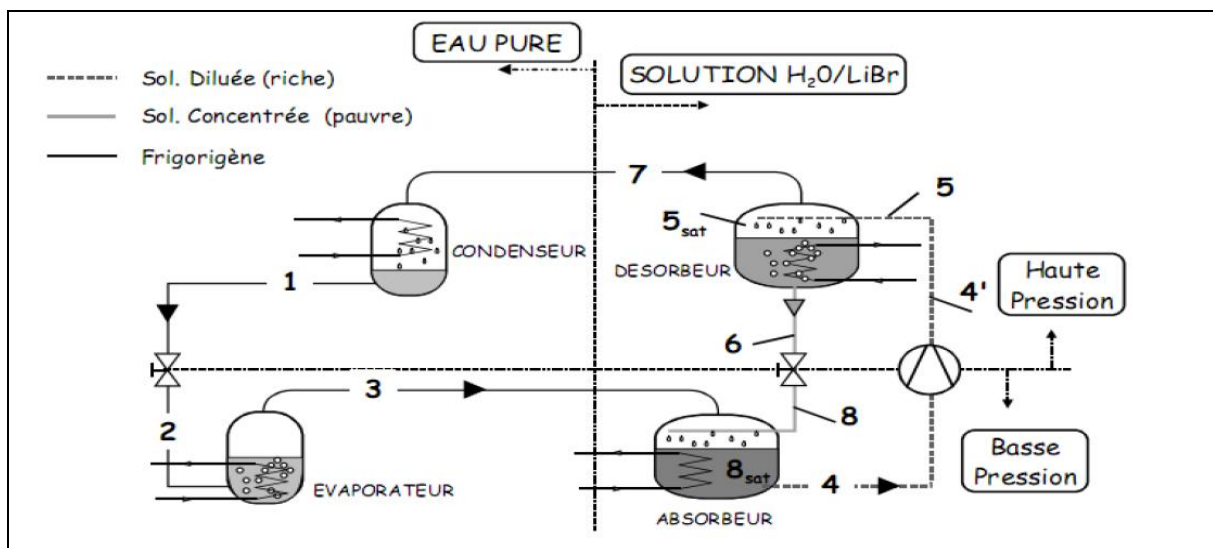


Figure V.10 : Structure d'une machine frigorifique à absorption

V.5.1 Le cycle de base d'une machine à absorption :

Schématiquement une machine à absorption liquide comporte les éléments représentés dans la (Figure V.10). Cette machine comprend connue toutes les machines à compression l'ensemble de condenseur, évaporateur. Détendeur dans lequel ne transite que le frigorigène pur (l'eau). Cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé (absorbeur et désorbeur).

➤ Le condenseur :

Composant analogue à celui de la machine à compression, c'est la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le dégagement d'une quantité de chaleur Q_{Cond} (trajet 7-1 de la figure (2.10)).

➤ L'évaporateur :

à la sortie du condenseur, le frigorigène liquide se détend à travers le détendeur (1-2). puis s'évapore, produisant la puissance $Q_{\text{évap}}$. La température et la pression d'évaporation dans l'ensemble évaporateur absorbeur est fixée par la température de la source froide (médium à refroidir).

➤ Le bouilleur ou désorbeur :

La solution diluée (riche en frigorigène) va recevoir la quantité de chaleur Q_{des} , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le désorbeur produit ainsi mie vapeur de frigorigène (7) et une solution concentrée (pauvre en frigorigène) (6). Cet organe effectue une concentration (5-6) du sortant (X_{Li B}) ou un appauvris sèment en frigorigène (X_{H2O}).

➤ L'absorbeur :

La vapeur sortie de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée (pauvre) provenant du désorbeur (8). Elle est absorbée par cette solution qui s'enrichie en frigorigène. La chaleur Q_{abs} dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m en sortie d'absorbeur (4). On obtient ainsi une solution diluée (riche en frigorigène). Ce composant effectue donc une dilution (trajet 8-4) du sortant (X_{LiB}) ou un enrichissement en frigorigène (X_{H2O}).

Avantages du système de refroidissement par absorption :

- Il permet d'améliorer les performances des installations de turbine à gaz mieux que les systèmes de refroidissement par évaporation d'eau.
- Une faible consommation d'énergie électrique que le système à compression.
- Pas sensible à la température humide d'air ambiant.
- Il permet de valoriser la chaleur perdue par les gaz d'échappement.

Inconvénients :

- Un coût d'investissement élevé.
- Un temps d'implantation élevé en comparaison avec d'autres systèmes de refroidissement.
- Il n'est pas applicable avec les installations d'une turbine à gaz ouverte.

Conclusion :

Plusieurs systèmes de refroidissement existent pour le conditionnement des turbines à gaz, mais il faut étudier le choix du système adapté avec le site d'installation (condition ambiantes) parce que les conditions ambiantes (température et humidité relative) varient d'une région à une autre région, et chaque système à des priorités par rapport à un autre.

CHAPITRE

VI

VI.1 Définition de logiciel Chemcad :

CHEMCAD, un outil logiciel puissant et efficace pour la simulation des procédés chimiques. Que vous soyez un novice ou expérimenté utilisateur CHEMCAD, vous apprécierez, interface riche en fonctionnalités conviviales du programme. Création de feuilles d'écoulement et de l'exécution de simulations rapide et facile avec CHEMCAD, le programme est hautement personnalisable pour répondre à vos besoins et la façon dont vous travaillez.

L'industrie de la transformation chimique d'aujourd'hui (CPI) fait face à de nombreux défis: la hausse du carburant et des coûts de matières premières, le personnel d'ingénierie réduite, plus courts cycles de vie des produits, une concurrence mondiale accrue, et une réglementation accrue. Ces défis exigent que les entreprises CPI recherchent et utilisent les meilleurs outils pour augmenter la productivité et d'améliorer les décisions d'ingénierie.

CHEMCAD est un environnement de simulation de processus chimique puissant et flexible, construit autour de trois valeurs clés de l'innovation, l'intégration et l'architecture ouverte. Ces valeurs créent des avantages importants pour les utilisateurs CHEMCAD :

- Les dernières techniques de génie chimique à portée de main.
- Toutes les fonctionnalités réunies dans un seul environnement logiciel.
- Connexion transparente à l'environnement informatique de génie chimique, avec des liens vers des outils tels que MS Excel et Word et interfaces telles que COM, DCOM, OPC, CAPE-OPEN et XML.

CHEMCAD est capable de modéliser en continu, discontinu, et les processus semi-discontinus, et il peut simuler à la fois l'état d'équilibre et des systèmes dynamiques. Ce programme est largement utilisé dans le monde entier pour la conception, l'exploitation et la maintenance des processus chimiques dans une grande variété d'industries, y compris l'exploration pétrolière et de gaz, la production et le raffinage; le traitement du gaz; matières premières et de produits chimiques de spécialité; médicaments; biocarburants; et la fabrication de matériel de fabrication.

Dans l'ensemble de ces industries, ingénieurs chimistes travaillent tous les jours avec CHEMCAD pour traiter une variété de défis:

- Conception initiale de nouveaux procédés
- Optimisation ou de désengorgement des processus existant
- Suivi de la performance des processus
- Conception et Evaluation des équipements de procédé tels que des navires, des colonnes, des échangeurs de chaleur, tuyauteries, vannes et instrumentation
- L'évaluation des dispositifs de décompression de sécurité
- Echangeur de chaleur dimensionnement
- Pression et débit équilibrage des réseaux de tuyauteries complexes
- Rapprochement des données de l'installation

VI.2 CHEMCAD Produits et fonctionnalités :

La suite CHEMCAD se compose de plusieurs modules qui servent à des fins spécifiques. Selon vos besoins, vous avez acheté une partie ou l'ensemble de ces modules. Voici les brèves descriptions des différents modules de CHEMCAD et leurs utilisations les plus courantes.

- **ETAT CC-STEADY**

Le produit de CHEMCAD principale, connue sous le nom ETAT CC-STEADY, vous permet de concevoir de nouveaux processus, taux des processus existants, et d'optimiser les processus dans l'état d'équilibre.

- **CC-DYNAMICS**

Le module appelé CC-DYNAMICS permet de concevoir et évaluer les processus existants en utilisant une simulation dynamique. Ce module est entièrement intégré avec CHEMCAD pour faire la commutation entre l'état d'équilibre et la dynamique simple et intuitive.

- **CC-LOTS**

Le produit CC-BATCH vous permet de concevoir, taux, ou d'optimiser une colonne de distillation discontinue. CC-LOT comprend une interface de programmation pour permettre à une "étape d'opération" approche de la simulation des colonnes de traitement par lots.

- **CC-THERM**

Le produit CC-THERM vous permet de concevoir un échangeur de chaleur unique, ou le vétérinaire de la conception de l'échangeur de chaleur d'un fournisseur.

- **NET CC-SÉCURITÉ**

Le produit CC-SAFETY NET offre la possibilité de concevoir ou de réseaux de tuyauterie de débit et des dispositifs de secours de la sécurité et des systèmes, dans les systèmes à la fois à l'état stable et dynamique.

- **CC-FLASH**

Le module CC-FLASH fournit des propriétés physiques et des données de phase d'équilibre, ainsi que la prévision de la propriété et de régression.

VI.3 Ordre du travail:

VI.3.1 Réalisation de la simulation avec $T_{amb} = 50^{\circ}\text{C}$ (sans échangeur) :

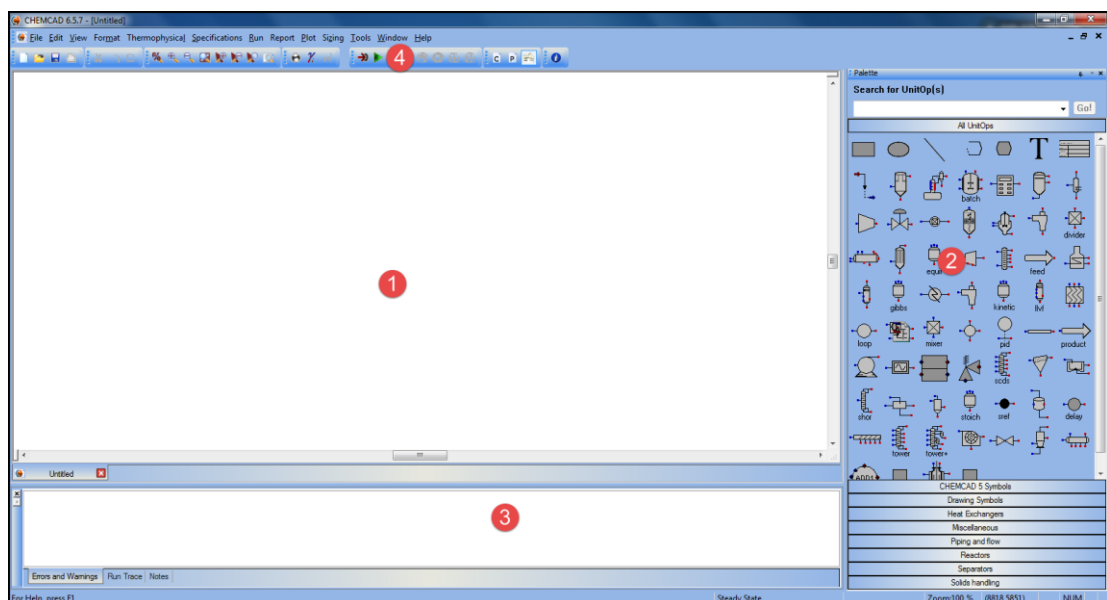
Etape 01 :

On ouvre logiciel on appuyant deux fois sur l'icône Chemcad



Etape 02 :

On obtient l'espace du travail suivant :



La zone 1 : pour faire la schéma de l'installation qu'on je veux traiter.

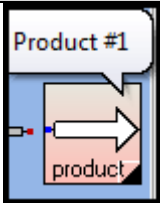
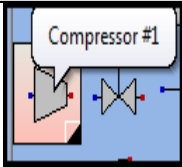
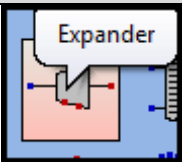
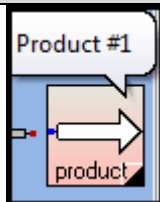
La zone 2 : pour les différents symboles des équipements.

La zone 3 : pour les messages du logiciel.

La zone 4 : la barre d'outils.

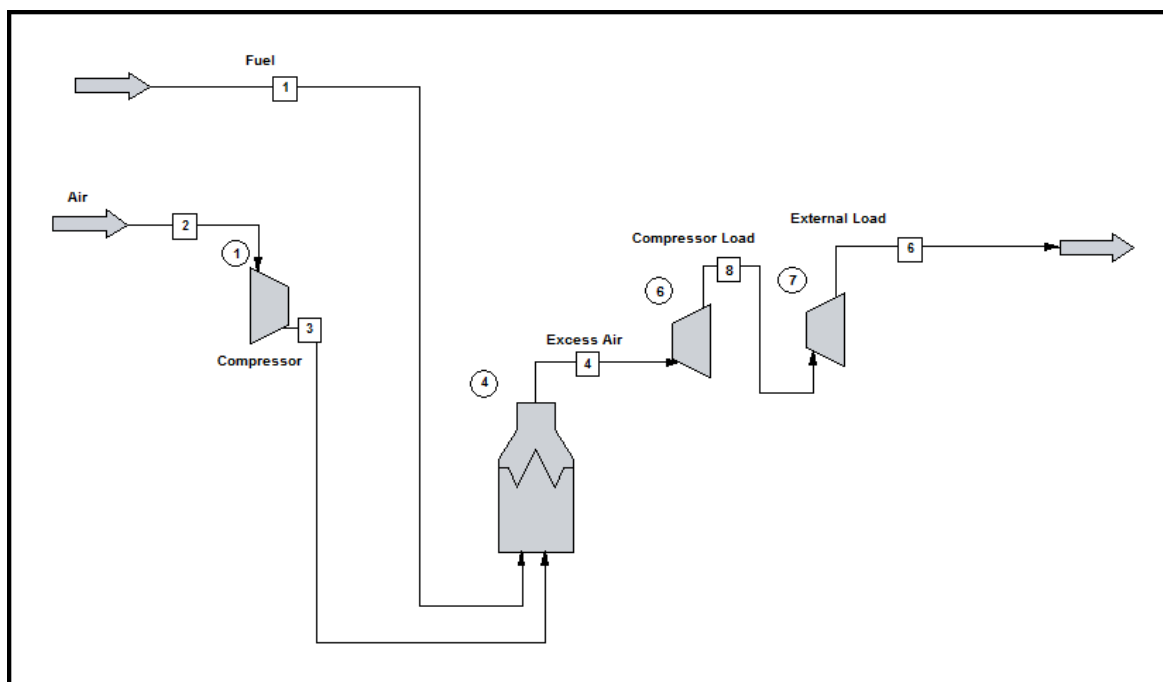
Etape 03 :

On introduit les différents équipements nécessaires pour notre installation :

Deux alimentations (air, gaz)	Compresseur axial	Chambre de Combustion
		
Deux turbines (THP, TBP)	La tuyauterie (Stream)	L'échappement (Product)
		

Etape 04 :

On obtient l'installation suivante :

**Etape 05 :**

On introduit les paramètres d'entrée de notre installation avec les caractéristiques de chaque équipement (efficacité, débit, rapport de compression, Fraction molaire ...etc.)

Entrée d'air	Entrée Gaz																																																																																												
Edit Streams Flash Cancel OK <table> <tr><td>Stream No.</td><td>2</td></tr> <tr><td>Stream Name</td><td>Air</td></tr> <tr><td>Temp K</td><td>323.15</td></tr> <tr><td>Pres bar</td><td>0.987</td></tr> <tr><td>Vapor Fraction</td><td>1</td></tr> <tr><td>Enthalpy MJ/h</td><td>9981.54</td></tr> <tr><td>Total flow</td><td>487728</td></tr> <tr><td>Total flow unit</td><td>kg/h</td></tr> <tr><td>Comp unit</td><td>mole frac</td></tr> <tr><td>Nitrogen</td><td>0.779818</td></tr> <tr><td>Oxygen</td><td>0.210062</td></tr> <tr><td>Argon</td><td>0.0097912</td></tr> <tr><td>Carbon Dioxide</td><td>0.000329166</td></tr> <tr><td>Water</td><td>0</td></tr> <tr><td>Ethane</td><td>0</td></tr> <tr><td>Methane</td><td>0</td></tr> <tr><td>I-Butane</td><td>0</td></tr> <tr><td>N-Butane</td><td>0</td></tr> <tr><td>I-Pentane</td><td>0</td></tr> <tr><td>N-Pentane</td><td>0</td></tr> <tr><td>Hexane</td><td>0</td></tr> <tr><td>Heptane</td><td>0</td></tr> <tr><td>Propane</td><td>0</td></tr> </table>	Stream No.	2	Stream Name	Air	Temp K	323.15	Pres bar	0.987	Vapor Fraction	1	Enthalpy MJ/h	9981.54	Total flow	487728	Total flow unit	kg/h	Comp unit	mole frac	Nitrogen	0.779818	Oxygen	0.210062	Argon	0.0097912	Carbon Dioxide	0.000329166	Water	0	Ethane	0	Methane	0	I-Butane	0	N-Butane	0	I-Pentane	0	N-Pentane	0	Hexane	0	Heptane	0	Propane	0	Edit Streams Flash Cancel OK <table> <tr><td>Stream No.</td><td>1</td></tr> <tr><td>Stream Name</td><td>Fuel</td></tr> <tr><td>Temp K</td><td>288</td></tr> <tr><td>Pres bar</td><td>6.909</td></tr> <tr><td>Vapor Fraction</td><td>0.996959</td></tr> <tr><td>Enthalpy MJ/h</td><td>-1674.93</td></tr> <tr><td>Total flow</td><td>450.36</td></tr> <tr><td>Total flow unit</td><td>kg/h</td></tr> <tr><td>Comp unit</td><td>mole frac</td></tr> <tr><td>Nitrogen</td><td>0.0178</td></tr> <tr><td>Oxygen</td><td>0</td></tr> <tr><td>Argon</td><td>0</td></tr> <tr><td>Carbon Dioxide</td><td>0.0098</td></tr> <tr><td>Water</td><td>0</td></tr> <tr><td>Ethane</td><td>0.1052</td></tr> <tr><td>Methane</td><td>0.7532</td></tr> <tr><td>I-Butane</td><td>0.0067</td></tr> <tr><td>N-Butane</td><td>0.02</td></tr> <tr><td>I-Pentane</td><td>0.007</td></tr> <tr><td>N-Pentane</td><td>0.0101</td></tr> <tr><td>Hexane</td><td>0.0072</td></tr> <tr><td>Heptane</td><td>0.0032</td></tr> <tr><td>Propane</td><td>0.0598</td></tr> </table>	Stream No.	1	Stream Name	Fuel	Temp K	288	Pres bar	6.909	Vapor Fraction	0.996959	Enthalpy MJ/h	-1674.93	Total flow	450.36	Total flow unit	kg/h	Comp unit	mole frac	Nitrogen	0.0178	Oxygen	0	Argon	0	Carbon Dioxide	0.0098	Water	0	Ethane	0.1052	Methane	0.7532	I-Butane	0.0067	N-Butane	0.02	I-Pentane	0.007	N-Pentane	0.0101	Hexane	0.0072	Heptane	0.0032	Propane	0.0598
Stream No.	2																																																																																												
Stream Name	Air																																																																																												
Temp K	323.15																																																																																												
Pres bar	0.987																																																																																												
Vapor Fraction	1																																																																																												
Enthalpy MJ/h	9981.54																																																																																												
Total flow	487728																																																																																												
Total flow unit	kg/h																																																																																												
Comp unit	mole frac																																																																																												
Nitrogen	0.779818																																																																																												
Oxygen	0.210062																																																																																												
Argon	0.0097912																																																																																												
Carbon Dioxide	0.000329166																																																																																												
Water	0																																																																																												
Ethane	0																																																																																												
Methane	0																																																																																												
I-Butane	0																																																																																												
N-Butane	0																																																																																												
I-Pentane	0																																																																																												
N-Pentane	0																																																																																												
Hexane	0																																																																																												
Heptane	0																																																																																												
Propane	0																																																																																												
Stream No.	1																																																																																												
Stream Name	Fuel																																																																																												
Temp K	288																																																																																												
Pres bar	6.909																																																																																												
Vapor Fraction	0.996959																																																																																												
Enthalpy MJ/h	-1674.93																																																																																												
Total flow	450.36																																																																																												
Total flow unit	kg/h																																																																																												
Comp unit	mole frac																																																																																												
Nitrogen	0.0178																																																																																												
Oxygen	0																																																																																												
Argon	0																																																																																												
Carbon Dioxide	0.0098																																																																																												
Water	0																																																																																												
Ethane	0.1052																																																																																												
Methane	0.7532																																																																																												
I-Butane	0.0067																																																																																												
N-Butane	0.02																																																																																												
I-Pentane	0.007																																																																																												
N-Pentane	0.0101																																																																																												
Hexane	0.0072																																																																																												
Heptane	0.0032																																																																																												
Propane	0.0598																																																																																												

Etape 06 : On clique sur RUN dans la barre d'outils :



Etape 07 : On clique deux fois sur chaque point de l'installation pour obtenir ces paramètres :

Sortie de compresseur	Sortie de chambre de combustion
Sortie de turbine HP	Sortie de turbine BP

On calcule le rendement de l'installation en utilisant les résultats donnés par la simulation :

Le compresseur	La chambre de combustion

Turbine HP	Turbine BP

On calcul les travaux depuis les puissances donnée par chaque équipement

$$\text{Puissance (MJ/h)} = \text{Travail (MJ/Kg)} \times \text{Débit (Kg/h)}$$

	La puissance (MJ/h)	Le débit (Kg/h)	Le Travail (MJ/kg)
Le Compresseur	141782	487728	0.2906
La Chambre de Combustion	358699	488178	0.7348
La Turbine HP	112820	488178	0.2311
La Turbine BP	106745	488178	0.2187

$$\eta_{th} = \left| \frac{W_t - W_c}{Q_{CC}} \right| = \left| \frac{(0.2187 + 0.2311) - 0.2906}{0.7348} \right| = 0.2167$$

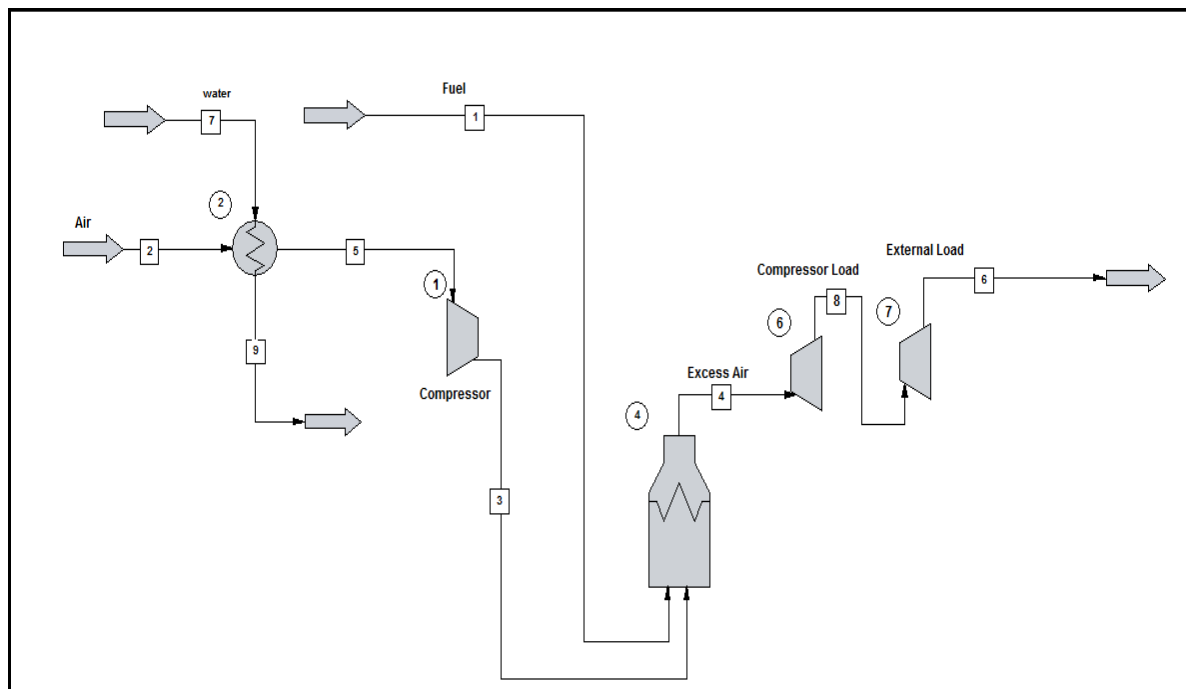
$$\eta_{th} = 21.67 \%$$

VI.3.2 Réalisation de la simulation avec $T_{amb} = 50^\circ\text{C}$ (avec échangeur) :

En suivant les mêmes étapes précédentes, on ajoutant un échangeur de chaleur a l'entrée du compresseur pour refroidir l'air d'admission jusqu'à $T_1 = 20^\circ\text{C}$.

D'après plusieurs essais sur logiciel on a proposé d'utiliser un échangeur de chaleur à plaque en utilisant l'eau comme un fluide de refroidissement.

On obtient l'installation suivante :



On obtient les résultats suivants :

Entrée de l'échangeur

Edit Streams

Flash

Cancel

OK

Stream No.	2	
Stream Name	Air	
Temp K	323.15	
Pres bar	0.987	
Vapor Fraction	1	
Enthalpy MJ/h	9981.54	
Total flow	487728	
Total flow unit	kg/h	

Sortie de l'échangeur

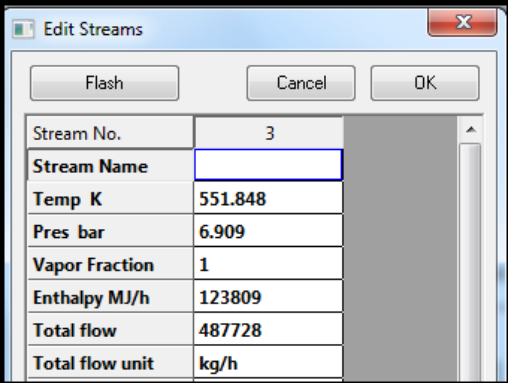
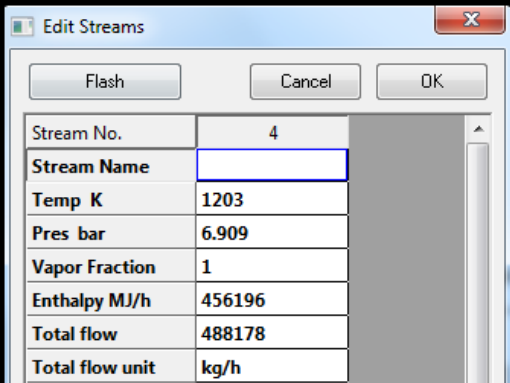
Edit Streams

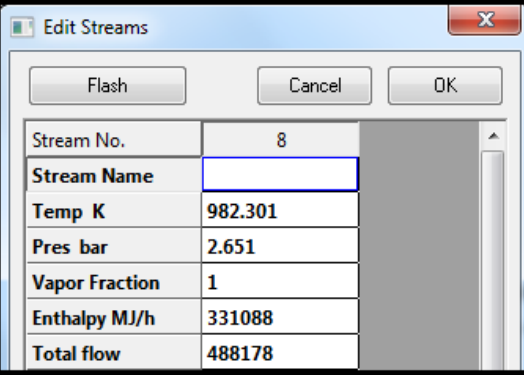
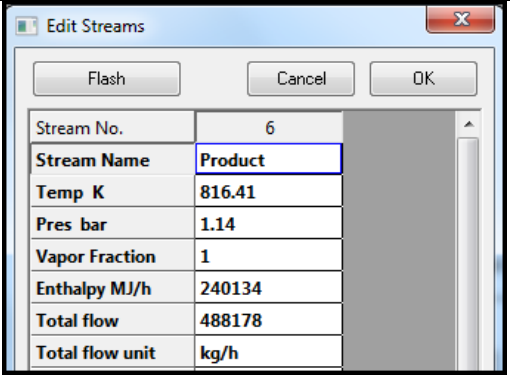
Flash

Cancel

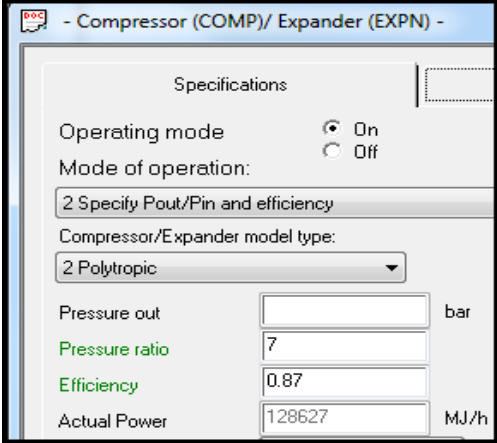
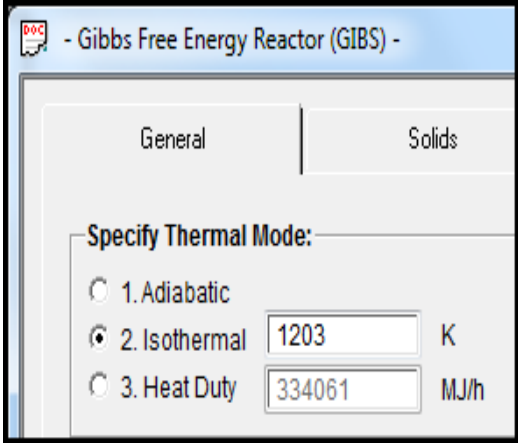
OK

Stream No.	5	
Stream Name		
Temp K	293	
Pres bar	0.987	
Vapor Fraction	1	
Enthalpy MJ/h	-4817.4	
Total flow	487728	
Total flow unit	kg/h	

Sortie de compresseur		Sortie de chambre de combustion																																	
 <table border="1"> <tr><td>Stream No.</td><td>3</td></tr> <tr><td>Stream Name</td><td></td></tr> <tr><td>Temp K</td><td>551.848</td></tr> <tr><td>Pres bar</td><td>6.909</td></tr> <tr><td>Vapor Fraction</td><td>1</td></tr> <tr><td>Enthalpy MJ/h</td><td>123809</td></tr> <tr><td>Total flow</td><td>487728</td></tr> <tr><td>Total flow unit</td><td>kg/h</td></tr> </table>		Stream No.	3	Stream Name		Temp K	551.848	Pres bar	6.909	Vapor Fraction	1	Enthalpy MJ/h	123809	Total flow	487728	Total flow unit	kg/h	 <table border="1"> <tr><td>Stream No.</td><td>4</td></tr> <tr><td>Stream Name</td><td></td></tr> <tr><td>Temp K</td><td>1203</td></tr> <tr><td>Pres bar</td><td>6.909</td></tr> <tr><td>Vapor Fraction</td><td>1</td></tr> <tr><td>Enthalpy MJ/h</td><td>456196</td></tr> <tr><td>Total flow</td><td>488178</td></tr> <tr><td>Total flow unit</td><td>kg/h</td></tr> </table>		Stream No.	4	Stream Name		Temp K	1203	Pres bar	6.909	Vapor Fraction	1	Enthalpy MJ/h	456196	Total flow	488178	Total flow unit	kg/h
Stream No.	3																																		
Stream Name																																			
Temp K	551.848																																		
Pres bar	6.909																																		
Vapor Fraction	1																																		
Enthalpy MJ/h	123809																																		
Total flow	487728																																		
Total flow unit	kg/h																																		
Stream No.	4																																		
Stream Name																																			
Temp K	1203																																		
Pres bar	6.909																																		
Vapor Fraction	1																																		
Enthalpy MJ/h	456196																																		
Total flow	488178																																		
Total flow unit	kg/h																																		

Sortie de turbine HP		Sortie de turbine BP																															
 <table border="1"> <tr><td>Stream No.</td><td>8</td></tr> <tr><td>Stream Name</td><td></td></tr> <tr><td>Temp K</td><td>982.301</td></tr> <tr><td>Pres bar</td><td>2.651</td></tr> <tr><td>Vapor Fraction</td><td>1</td></tr> <tr><td>Enthalpy MJ/h</td><td>331088</td></tr> <tr><td>Total flow</td><td>488178</td></tr> </table>		Stream No.	8	Stream Name		Temp K	982.301	Pres bar	2.651	Vapor Fraction	1	Enthalpy MJ/h	331088	Total flow	488178	 <table border="1"> <tr><td>Stream No.</td><td>6</td></tr> <tr><td>Stream Name</td><td>Product</td></tr> <tr><td>Temp K</td><td>816.41</td></tr> <tr><td>Pres bar</td><td>1.14</td></tr> <tr><td>Vapor Fraction</td><td>1</td></tr> <tr><td>Enthalpy MJ/h</td><td>240134</td></tr> <tr><td>Total flow</td><td>488178</td></tr> <tr><td>Total flow unit</td><td>kg/h</td></tr> </table>		Stream No.	6	Stream Name	Product	Temp K	816.41	Pres bar	1.14	Vapor Fraction	1	Enthalpy MJ/h	240134	Total flow	488178	Total flow unit	kg/h
Stream No.	8																																
Stream Name																																	
Temp K	982.301																																
Pres bar	2.651																																
Vapor Fraction	1																																
Enthalpy MJ/h	331088																																
Total flow	488178																																
Stream No.	6																																
Stream Name	Product																																
Temp K	816.41																																
Pres bar	1.14																																
Vapor Fraction	1																																
Enthalpy MJ/h	240134																																
Total flow	488178																																
Total flow unit	kg/h																																

On calcule le rendement de l'installation en utilisant les résultats donnés par la simulation :

Le compresseur	La chambre de combustion
 Specifications Operating mode: ☒ On ☐ Off Mode of operation: 2 Specify Pout/Pin and efficiency Compressor/Expander model type: 2 Polytropic Pressure out: bar Pressure ratio: 7 Efficiency: 0.87 Actual Power: 128627 MJ/h	 General Solids Specify Thermal Mode: ☐ 1. Adiabatic ☒ 2. Isothermal 1203 K ☐ 3. Heat Duty 334061 MJ/h

Turbine HP	Turbine BP
- Compressor (COMP)/ Expander (EXPN) - Specifications Operating mode ☒ On ☐ Off Mode of operation: 0 Specify output pressure and efficiency Compressor/Expander model type: 2 Polytropic Pressure out 2.651 bar Pressure ratio Efficiency 0.88 Actual Power -125107 MJ/h	- Compressor (COMP)/ Expander (EXPN) - Specifications Operating mode ☒ On ☐ Off Mode of operation: 0 Specify output pressure and efficiency Compressor/Expander model type: 2 Polytropic Pressure out 1.14 bar Pressure ratio Efficiency 0.88 Actual Power -90954.2 MJ/h

On calcul les travaux depuis les puissances donnée par chaque équipement

$$\text{Puissance (MJ/h)} = \text{Travail (MJ/Kg)} \times \text{Débit (Kg/h)}$$

	La puissance (MJ/h)	Le débit (Kg/h)	Le Travail (MJ/kg)
Le Compresseur	128627	487728	0,2637
La Chambre de Combustion	334061	488178	0,6843
La Turbine HP	125107	488178	0,2562
La Turbine BP	90954.2	488178	0,1863

$$\eta_{th} = \frac{|W_t - W_c|}{Q_{cc}} = \frac{|(0,2562 + 0,1863) - 0,2637|}{0,6843} = 0,2612$$

$$\eta_{th} = 26,12 \%$$

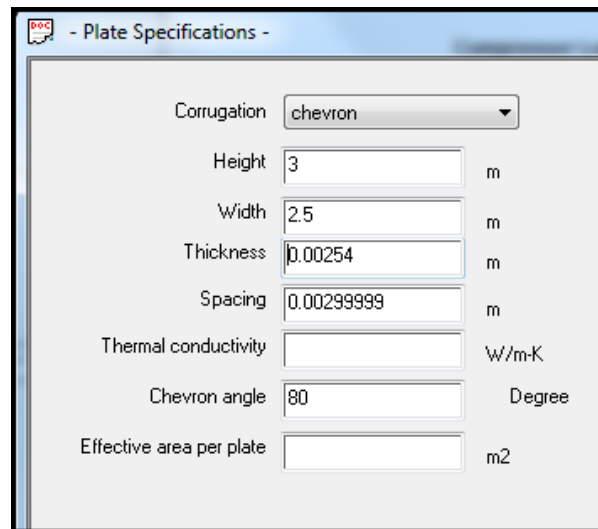
VI.3.3. Spécification de l'échangeur choisi dans la simulation :

On a proposé un échangeur a plaque qui garantit les conditions de travail dans le site (débit, température, encombrement, ...etc.).

Pour obtenir les résultats voulus on doit adapter les paramètres de notre échangeur a des certains valeurs.

- La Géométrie de l'échangeur :

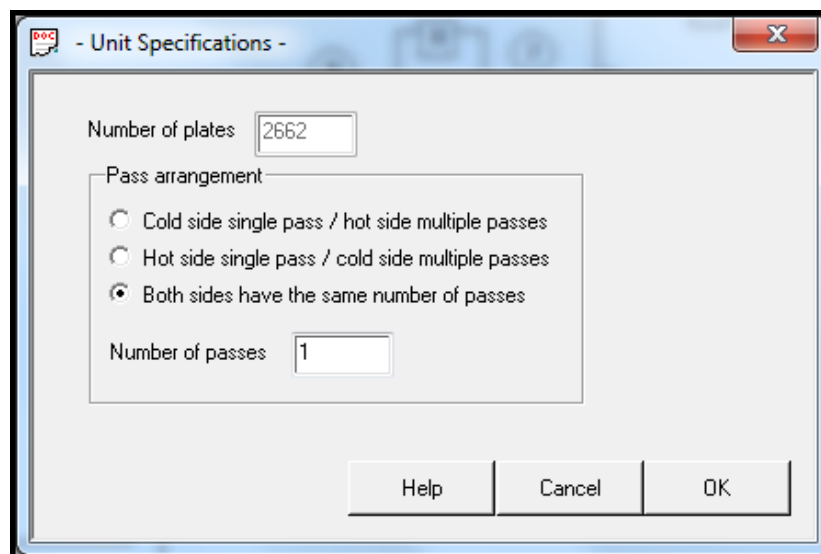
Les dimensions de chaque plaque et l'espacement entre deux plaques :



The 'Plate Specifications' dialog box contains the following fields and values:

Parameter	Value	Unit
Corrugation	chevron	
Height	3	m
Width	2.5	m
Thickness	0.00254	m
Spacing	0.00299999	m
Thermal conductivity		W/m-K
Chevron angle	80	Degree
Effective area per plate		m ²

Nombre des plaques avec le nombre des passes de chaque cote :

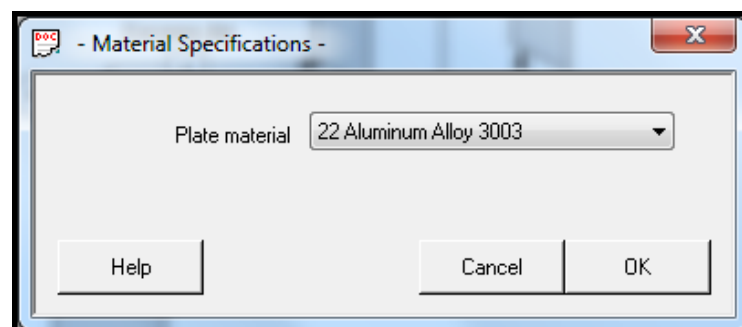


The 'Unit Specifications' dialog box contains the following fields and values:

Parameter	Value
Number of plates	2662
Pass arrangement	☐ Cold side single pass / hot side multiple passes ☐ Hot side single pass / cold side multiple passes ☒ Both sides have the same number of passes
Number of passes	1

Buttons: Help, Cancel, OK

Et le matériau utilise :



The 'Material Specifications' dialog box contains the following fields and values:

Parameter	Value
Plate material	22 Aluminum Alloy 3003

Buttons: Help, Cancel, OK

La surface d'échange, la surface occupe par les tubes, ...etc.

TABULATED ANALYSIS			
Overall Data:			
Effective Area, m2	19423.299	Service Coeff., W/m2-K	29
Calculated Area, m2	2893.766	Calculated Coeff., W/m2-K	195
Calculated Clean Area, m2	2849.991	Clean Coeff., W/m2-K	198
MTD, Effective K	7.273	Heat Load, MJ/h	14800.146
Area Excess,	571.2%	Area Per Unit, m2	19423.299
Gross Area, m2	19965.000	MTD Factor	1.000
Cold Side Data:			
Film Coef., W/m2-K	1632.4	Press. Drop, bar	0.0
Velocity, m/sec	0.004	Reynolds No	25.6
Fouling Factor, m2-K/W	0.000039		
Hot Side Data:			
Film Coef., W/m2-K	226.5	Press. Drop, bar	0.3
Velocity, m/sec	12.120	Reynolds No	4322.9
Fouling Factor, m2-K/W	0.000039		
Plate:			
Width, m	2.500	Height, m	3.000
Gap, m	0.003	Thermal Cond., W/m-K	177.378
Corrugation	Chvron	Chevron Angle, degree	80.0
Unit:			
Number of Plates	2662		
Cold Side Passes	1	Hot Side Passes	1
Number in Parallel	1	Number in Series	1

VI.3 Interprétation des résultats :

- Les résultats qu'on a obtenus d'après notre simulation sont proches aux résultats de calcul thermodynamique qu'on a déjà fait.
- La simulation confirme la théorie de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz.
- Dans le premier cas (**t = 50°C sans échangeur**) les performances de la turbine ont diminué ce qui influe sur le rendement thermique de l'installation ($\eta_{th} = 21.67\%$).
- Dans le deuxième cas on a installé un échangeur a plaque qui a pour rôle de diminuer la température d'admission pour retourner à la condition de constructeur (**t = 20°C**), par conséquence le rendement à augmenter ($\eta_{th} = 26.12\%$).
- La géométrie de l'échangeur de chaleur influe sur l'efficacité de refroidissement, l'augmentation de la surface d'échange nous donne un meilleur refroidissement.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Ce mémoire de fin d'étude nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbocompresseurs dans les stations de compression de gaz naturel.

L'étude du cycle thermodynamique réel d'une installation de turbine à gaz à bi-arbres, prise dans son site d'exploitation, a permis d'évaluer l'influence des conditions climatiques qui doivent être prises en compte afin d'estimer réellement les performances de la turbine

Par suite du principe de fonctionnement de la turbine à gaz, ces performances sont étroitement liées aux conditions d'exploitation qui dépendent du site (température de l'air, humidité, poussières ...etc.) et de l'installation (pertes de charges entrée et sortie). C'est la cause donc de l'abaissement du rendement thermodynamique sur site par rapport à celui standard.

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation.

Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine dont les cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur, la turbine à air humide, le cycle d'échangeur de chaleur, etc. L'objectif principal de ces investigations a été d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

Dans la partie de simulation, on a essayé de réaliser ces méthodes afin de refroidir l'air d'admission de notre turbine, mais malheureusement ces méthodes ne sont pas réalisables sur l'environnement Chemcad, donc la solution qu'on a proposée c'est l'installation d'un échangeur à plaque (eau/air).

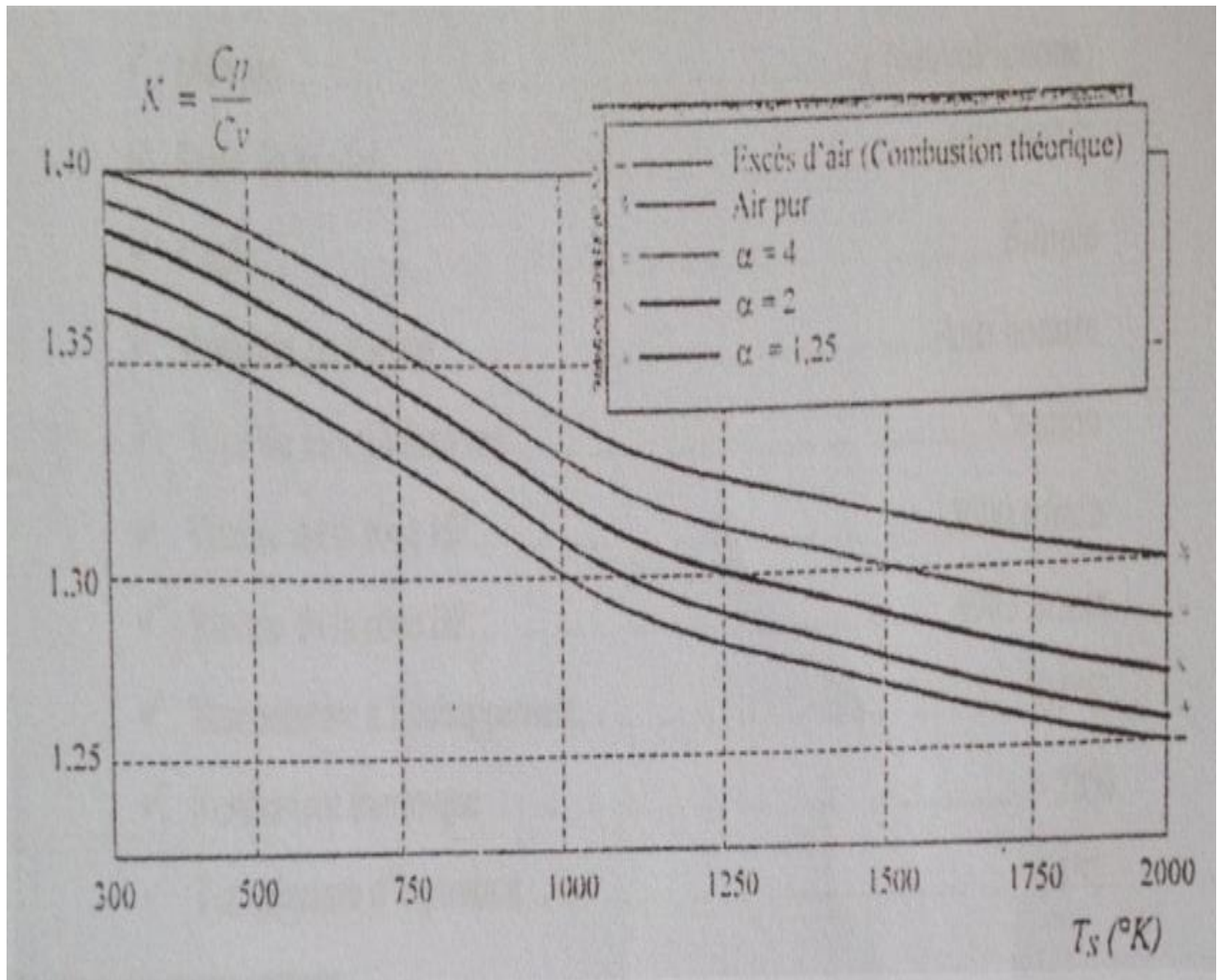
Conclusion Générale

Le choix qu'on a fait est basé sur plusieurs facteurs tel que l'encombrement, le débit d'air, l'existence intensive du fluide de refroidissement (eau) dans le site...etc.

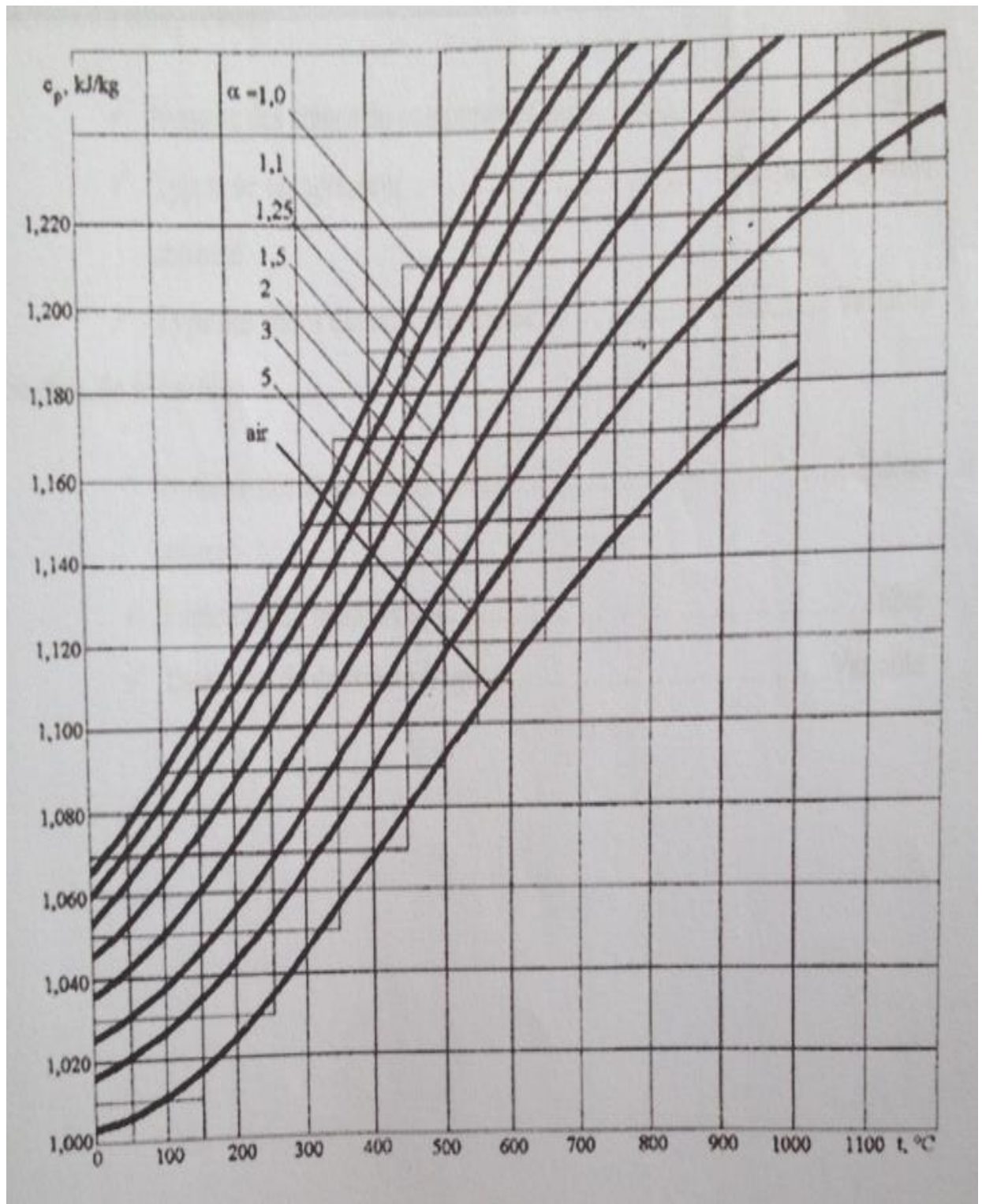
Cette solution nous a permet de diminuer la température d'air jusqu'aux conditions du travail de la turbine, ce qui provoque l'amélioration du rendement de notre installation.

Annexe [1] :

Le Diagramme : $\gamma = f(T)$



Le Diagramme : $C_p = f(T)$



Bibliographie

1. *"Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c"*.
- Nuovo Pignone -Florence (1999).
2. *"Turbine à vapeur et à gaz"*.
- Lucien Vivier - Edition Albin Michel (1965).
3. *"Turbomachines, description. Principes de base "*.
-M.Pluviose, C.Périlhon -Techniques de l'ingénieur, BM 4280.
4. *"Performance and Reliability Improvements for MS5002 Gas Turbines "*.
-GE Power generation (1985).
5. *"Turbine à gaz "*. Tome 1 et 2
-J.E. Lamy - Institut français du pétrole (1958).
6. *"Amélioration des performances d'une installation de turbines à gaz par refroidissement de l'air d'admission"*.
-Mémoire de Magister - M. Laissaoui Mohamed (2011/2012) .

Chapitre I

Généralités sur le champ

Figure I.1 : situation géographique de TFT.....	3
Figure I.2 : schéma d'évacuation d'huile.....	8
Figure I.3 : Schéma de principe du réseau centres de séparation UTGA.....	10
Figure I.4: schéma simplifié de l'unité (UTGA).....	11
Figure I.5 : Schéma simplifié du train de compresseur.....	14

Chapitre II

Généralités Sur Les Turbines a gaz

Figure II.1 : schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.....	16
Figure II.2 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	17
Figure II.3 : Triangle de vitesse de turbine à réaction.....	18
Figure II.4 : Méthode d'appellation des turbines à gaz.....	19
Figure II.5 : Turbine à gaz Ruston.....	20
Figure II.6 : Turbine à gaz GE MS 5001.....	21
Figure II.7 : Turbine à gaz MS 5002 C.....	22
Figure II.8 : pompage de brut.....	23

Chapitre III

Description de la turbine MS5002C

Figure III-1 : principe de fonctionnement de turbine à gaz à deux arbres (5002).....	28
Figure III-2 : Système d'admission d'une turbine à gaz.....	29
Figure III-3 : Système d'alimentation avec le combustible.....	32
Figure III-4 : Circuit d'air d'étanchéité et de	33
Figure III-5 : Emplacement des disques du rotor.....	34
Figure III-6 : Compresseur axial.....	35
Figure III-7 : Chambre de combustion.....	36
Figure III-8 : Enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge du compresseur et ensemble palier NO.2.....	36
Figure III-9 : Pièce de transition.....	37

Liste des figures

Figure III-10 : Bougie d'allumage.....	38
Figure III-11 : Détecteur du flamme.....	38
Figure III-12 : Pièce de transition.....	39
Figure III-13 : Tube à flamme.....	39
Figure III-14 : Les Deux directrices dans la turbine 5002C (1 ^{er} et 2 ^{ème} étages).....	41
Figure III-15 : La turbine haute pression HP.....	41
Figure III-16 : La roue base pression BP de turbine 5002C.....	42
Figure III-17 : Différentes sections de la turbine à gaz 5002C.....	42

Chapitre IV

Calcul Thermodynamique

Figure IV-1 : Schéma technologique de l'ITG avec les plans à calculer.....	47
Figure IV-2 : Evolution thermodynamique du fluide actif en coordonnées (T ,S).....	48

Chapitre V

Les techniques de refroidissement d'air d'admission des turbines à gaz

Figure V.1 : Représentation schématique d'une installation d'une turbine à gaz avec refroidissement d'air d'admission.....	66
Figure V.2 : Refroidisseur évaporatif	67
Figure V.3 : Refroidissement par pulvérisation d'eau.....	69
Figure V.4 : Cycle bas d'une machine frigorifique par compression à gauche : composantes / à droite : cycle thermodynamique.....	70
Figure V.5 : Refroidissement d'air d'admission par machine à compression type direct.....	71
Figure V.6 : Refroidissement d'air d'admission par une machine de compression type indirect.....	72
Figure V.7 : Système de réfrigération mécanique avec stockage de la glace.....	73
Figure V.8 : Système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau froide.....	74
Figure V.9 : Représentation d'un refroidisseur d'air a absorption pour les turbines à gaz.....	75
Figure V.10 : Structure d'une machine frigorifique à absorption.....	75

Liste des tableaux

Chapitre I

Généralités sur le champ

Tableau I.1 : Abréviations et désignations.....	11
---	----

Chapitre III

Description de la turbine MS5002C

Tableau III -1 : Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS 5002C.....	25
Tableau III-2 : types des paliers dans la turbine 5002C.....	26

Chapitre V

Les techniques de refroidissement d'air d'admission des turbines à gaz

Tableau V.1 : Caractéristiques de l'eau pulvérisée.....	69
---	----

Les abreviations

Les initiales	Significations	unités
ITG	Installation de Turbine à Gaz	-
GPL	Gaz Propane Liquide	-
BP	Basse Pression	-
HP	Haute Pression	-
IGV	Illette Guide Valve	-
CA	Compresseur Axial	-
CC	Chambre de Combustion	-
M	Multiplicateur	-
ρ	La densité	Kg/m ³
T	La température	K
P	La pression	bar
ε	Taux de compression	-
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	-
η_m	Rendement mécanique	-
η_i	Rendement isentropique	-
N	Vitesse de rotation	Tr/min
Pu	Puissance utile	KW
PCi	Pouvoir calorifique inferieur de combustible	Kj/Kg _c
η_{th}	Rendement thermique	-
Go	Pouvoir camburivore du combustible	Kg _{air} /Kg _c
λ_K	Caractéristique de MAKONOV	-
Cpa	Chaleur spécifique isobare de l'air	Kj/Kg.K
α	Coefficient d'excès d'air	-
ΔP	Pertes de pression	bar