

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Installations énergétique et turbomachine

Titre
Améliorations des performances de la turbine a gaz 5002c

Proposé et encadré par :
Mm.Khelalfa

Réalisé par :
Malki walid a/azize
Hamdania Fayçal

Année universitaire 2019/2020

INTRODUCTION

CHAPITRE 1 :

LES Différentes unités de Hassi R'mel et la présentation de l'installation de la turbine à gaz MS5002C

I. Introduction.....	1
II . Direction Régionale de Hassi R'mel	2
II.1. Structures de la direction régionale	
II.2. Différentes Unités de Hassi R'mel	3
• Unités de zone nord.....	3
• Unités de zone centre.....	5
• Unités de zone sud	6
II.3 Présentation de la station de Boost.....	7
III . conclusion.....	7
IV. Description de la turbine MS5002C.....	9
IV.2. Principe de fonctionnement DE LA TUBINE MS 5002C.....	10
IV.3.Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C	11
les section de la turbine	23
.conclusion.....	25

CHAPITRE 2 : Analyse énergétique de la turbine à gaz MS 5002c:

I. Introduction.....	28
II . Modélisation du fonctionnement de l'installation	31
II.1 Modèle mathématique du compresseur axial	31
II.2 Modèle mathématique à la chambre de combustion	33
II.3. Modèle de la turbine HP	34
II.3.Modèle de Turbine BP	35
III Rendement thermique de l'installation (η_{th})	37

CHAPITRE 3 : Recherche bibliographique sur les méthodes d'amélioration des turbines à gaz

I .Introduction.....	38
II .Les Technique d'amélioration des turbines à gaz :.....	38
.II.1.Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission	38

II.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur.....	39
II.3 Régénération (cycle de récupération).....	40
II.3 Système de refroidissement d'air d'admission.....	41
II.4 Refroidissement par absorption.....	41
II.5Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system).....	43
II.6Système d'injection d'air.....	44
III .Conclusion.....	46

CHAPITRE 4 : Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C

I.Etude thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur	47
I.1Schéma de l'installation	47
II .Modélisation mathématique injection de vaper.....	48
III .Amélioration des performances par le système d'injection d'air.....	50
III.1 Description et principe de fonctionnement de système d'injection d'air.....	51
III.2 Modélisation mathématique injection d'air.....	52
Organigramme de calcul du système d'injection d'air.....	57

CHAPITRE 5 :

I. Les résultats	58
I.1 Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion	58
I.2 .Travail spécifique de compresseur axial.....	59
I.3 ..Puissance utile de l'installation.....	60
I.4 Rendement thermique de l'installation	61

Liste des figures

Chapitre1 :

Figure 1:: Hassi R'mel	1
Figure 2:Champ de Hassi R'mel	2
Figure 3: Schéma simplifié de traitement de gaz humide saturé	4
Figure 4: Schéma simplifié de la station de compression	5
Figure 5:Schéma simplifié le rôle de SRGA	6
Figure 6:Schéma simplifié le rôle de CNDG	6
Figure 7:Schéma englobe les différentes unités de Hassi R'mel	7
Figure 1.8 Schéma d'une turbine a gaz MS5002C	8
Figure . 9 : shema descriptif de la turbine a gaz 5002c	9
Figure 11:Caisse d'admission	13
Figure 12: Compresseur axial	15
Figure 13:Chambre de combustion	16
Figure 14:Caisse turbine	17
Figure15:Rotor HP	18
Figure 16:Rotor BP	18
Figure 17:Disposition caisse échappement et paliers	19
Figure 18:Paliers radiaux (a : palier radial lisse ;b :palier radial a patins)	20
Figure 19:Butées active (c) et inactive (d)	20
Figure 20:Systeme d'admission	21
Figure 21:Disposition du système de graissage	23
Figure :22: Principaux éléments du système d'échappement	25

: CHAPITRE 2 :

Figure 1:Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre	28
Figure 2: Cycle théorique de la turbine	30

chapitre 3 :

Figure 1: Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau	38
Figure 2:a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur. b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.	39
Figure 3 :a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton avec la régénération.	40
Figure 4:Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H2O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement	42
Figure 5:Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.	43
Figure 6: Amélioration de cycle simple par injection d'air.	44
Figure :Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante.	45

chapiere4:

Figure 1: Amélioration de cycle simple par injection vapeur	53
Figure 2:Schéma descriptif de l'installation de la turbine à gaz avec l'amélioration par le système d'injection d'air	56

CHAPITRE 5:

Figure 5.1: Variation de débit massique de l'air refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en Fonction de la température ambiante.....	58
Figure 5.2 : Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante...	59
Figure 5. 3 : Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.....	60

Figure 5.4 : Variation de rendement de l'installation en fonction de température ambiante.....61

Liste des tableaux :

Chapitre 1 :

Tableau 1: Ensemble des palier.....20

Chapitre 2 :

Tableau 2. 1 : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C[11].....29

Tableau 2.2: les données d'après les références.....30

Chapitre 4 :

Tableau 1: Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle.....49

Désignation :

Symbole	Désignation	Unité
c_p	Capacité calorifique a pression constant	[J/kg.K]
h	Enthalpie	[J/kg]
M_i	Les masses molaires du composant i du gaz	[kg /kmole]
P	Pression	[Pa]
P	Puissance	[W]
P_{amb}	Pression ambiant	[Pa]
PCI	Pouvoir calorifique du combustible :	[kJ/kg]
Q_{ma}	Débit massique de l'air	[kg/s]
Q_{va}	Débit volumique de l'air	[m ³ /s]
Q_{mc}	Débit massique de combustible	[kg/s]
Q_{cc}	Energie fournie dans la chambre de combustion	[Kj]
Q_{ma}	Débit massique d'air	[kg/s]
Q_{mv}	Débit massique de la vapeur	[kg/s]
Q_{mg}	Débit massique de gaz	[kg/s]
w_{tv}	Travail de la turbine avec vapeur	[J/kg]
P_{tv}	Puissance de la turbine avec vapeur	[W]
r_{air}	Cst spécifique des gaz de l'air	
R	Constant des gaz parfait	[J/mole.K]
T_{amb}	Température ambiante	[K]
T	Température	[K]

V	Volume	[m ³]
W	Travail	[J/kg]
X_i	Fraction molaire du composant i du gaz	/

Grecques

désignation

ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
η_{th}	Rendement thermique	[%]
η_{ic}	Rendement de compresseur axial	[%]
η_{pc}	Rendement polytropique du compresseur	[%]
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	[%]
η_{mc}	Rendement mécanique	[%]
γ	Exposant polytropique	/
τ	Taux de compression du compresseur axial	/
τ_c	Taux de compression du compresseur centrifuge	/
ε	Efficacité de l'échangeur	/
λ_a	Coefficient d'excès d'air.	/
σ	Coefficient de perte de pression	/
ΔP_c	perte de pression	/

Abréviation :

Abréviation

Désignation

BP	Basse pression
HP	Haute pression
TG	Turbine à gaz

❖ **Indice :**

Indice	Désignation
1, 2, 2c, 3, 4, 4bp, 5	position sur la turbine à gaz asp aspiré
a	air
c	compresseur
cc	compresseur centrifuge
e	entré
inj	injection
g	gaz
mc	mécanique
m	moyenne
u	Utile
v	vapeur
s	spécifique
S	Sortie
T	Turbine
Pol	polytropique

Dédicaces

C'est avec une grande émotion que

Je dédie ce modeste travail de fin d'étude

aux êtres les plus chers :

Mon père et ma mère qui ont fait de moi

ce que je suis aujourd'hui, et qui ont veillé sur moi

et ont guidé mes pas durant toute ma vie

avec leurs aides, leur grands émotions et

leur sacrifice.

A mon cher Frère et mes chères sœurs

A toute Ma famille

A mon binôme A tous mes amis

Et à tous ceux qui me sont chers.

Remerciements

Avant de commencer ce mémoire, nous tenons à remercier et glorifier ALLAH le tout puissant et miséricordieux, de nous avoir donné le courage et la volonté de mener à terme ce présent travail.

Nous exprimons notre sincère remerciement à toutes les personnes qui nous ont aidé de près ou de loin afin de réaliser ce travail.

Ces remerciements sont adressés chaleureusement aussi à notre encadreur

Pr. Mm khelalfa et à notre Co-promoteur mehellouche meskedin qui nous ont bien dirigé dans la réalisation de ce projet.

Grand Merci à tous

Résumé :

Les turbines à gaz ont connues une grande importance dans le domaine industriel notamment dans celui des hydrocarbures. Une installation de turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et de pression précisées par les standards ISO. Malheureusement ces conditions ne sont pas toujours obtenues car elles varient d'un jour à un autre, d'une région à une autre (sud, nord), et d'un climat à un autre (climat humide, aride, sec, chaud, etc...).

Les performances de l'installation d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque plus la température ambiante diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente ce qui influe directement sur les performances.

A cet effet notre travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par injection de la vapeur et l'injection de l'air .

On a relevé les données réelles d'une turbine à gaz installée à la zone gazière de HassiR'Mel (250 Km au sud d'Alger) grâce à un stage pratique à SONATRACH.

Pour la modélisation on à travailler à l'aide de logicielle Matlab .

Abstract:

Gas turbines have enjoyed great importance in the industrial field, in particular in that of hydrocarbons. A gas turbine installation is designed to operate under thermodynamic temperature and pressure conditions specified by ISO standards. Unfortunately these conditions are not always obtained because they vary from one day to another, from one region to another (south, north), and from one climate to another (humid, arid, dry, hot, etc...). The performance of the installation of a gas turbine is inversely proportional to the ambient temperature since the more the ambient temperature decreases, the more the mass of air admitted into the compressor increases, which directly affects performance. To this end our work consists of studying the improvement of the performance of a gas turbine installation by injection of steam and injection of air. The actual data of a gas turbine installed in the HassiR'Mel gas zone (250 km south of Algiers) was recorded thanks to a practical internship at SONATRACH. For the modeling, we have to work using Matlab software

ملخص :

حظيت توربينات الغاز بأهمية كبيرة في المجال الصناعي ، ولا سيما في مجال الهيدروكربونات. تم تصميم تركيب التوربينات الغازية ليعمل تحت ظروف الضغط ودرجة الحرارة الديناميكية الحرارية المحددة بواسطة معايير ISO. لسوء الحظ ، لا يتم الحصول على هذه الظروف دائماً لأنها تختلف من يوم لآخر ، ومن منطقة إلى أخرى (جنوب ، شمال) ، ومن مناخ إلى آخر (رطب ، جاف ، جاف ، حار ، إلخ...). يتناسب أداء تركيب التوربينات الغازية عكسياً مع درجة الحرارة المحيطة ، حيث أنه كلما انخفضت درجة الحرارة المحيطة ، زادت كتلة الهواء الداخل إلى الضاغط ، مما يؤثر بشكل مباشر على الأداء. تحقيقاً لهذه الغاية ، يتألف عملنا من دراسة تحسين أداء تركيب التوربينات الغازية عن طريق حقن البخار وحقن الهواء. تم تسجيل البيانات الفعلية لتوربينات غازية تم تركيبها في منطقة غاز حصيرمل (250 كلم جنوب الجزائر العاصمة) بفضل تدريب عملي في سوناطراك.

بالنسبة للنمذجة ، علينا العمل باستخدام برنامج Matlab

Introduction :

Les turbines à gaz, ces machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique (à base de transformation thermodynamique) .ont connu ces dernières années un développement important dans de nombreuses applications industrielles . En particulier dans le domaine des hydrocarbures et les centrales thermiques pour la production de l'électricité, ainsi que dans le domaine aéronautique pour l'aviation civile et militaire.

Dans les pays sahariens tels que l'Algérie, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'électricité dans les zones isolées du territoire , et l'entraînement des machines telle que les pompes et les compresseurs dans les stations de boosting et du forage , et dans le transport par pipe-lines des hydrocarbures gazeux (gaz naturel) , et liquide (le condensat).

Malgré la technologie qui a un apport considérable, et les avantages qu'elle procure, l'inconvénient majeur de la turbine à gaz et sa haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, et au cours des quatre saisons de l'année(surtout en été et en hiver). Le climat d'une région à l'autre (humide, aride, sec, froid, chaud...etc.) qui a un impact direct sur la puissance délivrée et le rendement de la machine.

Pendant notre stage (Master2) de mise en situation professionnel sur le site de HASSI RMEL , nous avons pu constater sur site ,que dans le cadre de la maintenance préventive systématique ,les révisions générales sont essentielles au bon fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C mais conduisent a l'indisponibilité de cette dernière pendant toute la durée de la révision .Cette opération nécessite un temps d'exécution très important qui peut atteindre plus de deux mois , engendrant ainsi des couts très élevés de perte de production.

La société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures (SONATRACH) jouant un rôle important dans l'économie nationale, se voit dans l'obligation de faire face à cette situation, pour satisfaire ses contrats et consolider sa 14^{ème} place au plan international.

Pour cela SONATRACH suit une politique stricte, qui évite au maximum les arrêts de production et oblige le service maintenance d'adapter sa stratégie afin d'assure une plus grande disponibilité des équipements, tout particulièrement ceux de position critique par rapport au processus de production, tel que les turbine a gaz très répandues dans le secteur pétrolier.

Principal objet de ce présent travail consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions climatiques rudes (en fonction de la température ambiante)

Généralement, les turbines à gaz sont conçues à partir des conditions ambiantes bien précises (ISO), à savoir une température ambiante de 15°C, et une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables au cours de l'année, à cet effet le fonctionnement de la même turbine à gaz varie au cours de l'année.

Plusieurs techniques sont développées afin de conditionner les installations des turbines à gaz sur site. Parmi ces techniques, on trouve le refroidissement par évaporation d'eau (injection de brouillard ou par évaporation) et le refroidissement par l'utilisation d'un groupe frigorifique (à compression ou à absorption). On trouve aussi le système d'injection d'air c'est une nouvelle technologie a été utilisée depuis l'année 2011, où il est utilisé pour compensé la quantité d'air qui a été perdue à cause de l'augmentation de la température ambiante.

L'objet de ce travail est d'aborder deux études d'amélioration des performances de cette machine, en utilisant deux systèmes. Le premier est le système d'injection de vapeur ,et le deuxième système d'injection d'air sec à la sortie du compresseur.

Ce travail concernera aussi l'étude de l'effet de la température ambiante sur les performances de l'installation de la turbine à gaz.

CHAPITRE I : Présentation de l'installation de turbine à gaz MS5002C de Hassi Rmel

I. Introduction :

Le stage de master 2 que nous avons effectuée s'est déroulé au site de Hassi R'mel, pour cela nous allons décrire le site

Hassi R'mel est une daïra de la wilaya de Laghouat, est située à une distance de *120 Km* de cette dernière, et de *550 Km* de la capitale d'Alger, et d'une altitude de *760 m* par rapport au niveau de la mer, elle a un caractère industrielle par ses grandes installations d'exploitation du gaz **FigI.1**.



Figure I.1 : Hassi R'mel[12]

Le gisement de Hassi R'mel est un gisement de gaz naturel qui représente une source très importante pour l'économie Algérienne **Fig.I.2**, il a été découvert en 1956 durant l'occupation française et mise en production en 1961, il est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale qui se situe à une profondeur de *2 Km*, il a une longueur de *70 Km* et une largeur de *50 Km* avec une hauteur de *3 Km*. La capacité du gisement est de l'ordre de *3000 milliards m²* récupérables. C'est un gisement de gaz à condensât, ses réserves sont considérées parmi les plus grandes réserves du monde, le méthane constitue la plus grande proposition bien qu'il comprenne d'autres composants lourds.

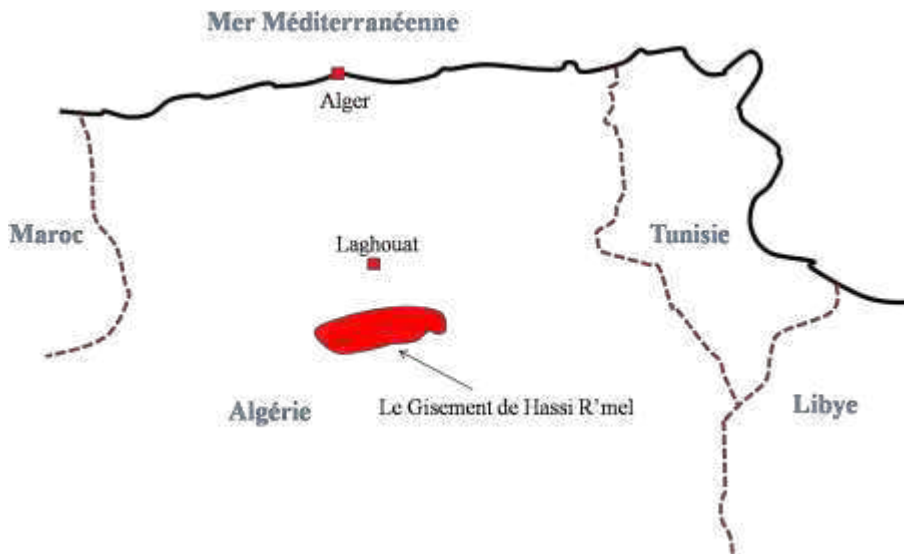


Figure I.2 : Champ de Hassi R'mel

II. Direction Régionale de Hassi R'mel :

La Direction Régionale de Hassi R'mel (DRH) fait l'exploitation du gaz et d'huile, et le dispatching vers Arzew, Skikda, Italie, et l'Espagne via la Tunisie et le Maroc, ainsi la maintenance des équipements d'exploitations et de productions. Elle se compose de cinq (05) directions et de cinq (06) divisions.

II.1 Structures de la direction régionale :

- Direction maintenance :

Sa mission consiste à définir la politique et les moyens de maintenance des installations et veiller à son suivi, à utiliser d'une façon optimale le personnel et les moyens des différents départements et services en vue d'assurer au niveau des unités de production et des stations la bonne marche des installations.

- Direction exploitation :

Elle assure le fonctionnement des activités de l'exploitation en conformité avec les procédures et règlements établis par la direction régionale. Sa mission principale consiste à faire fonctionner toutes les installations de production qui lui sont confiées d'une façon rigoureuse.

- Direction technique :

Sa mission consiste à mettre en œuvre une capacité de réalisation des travaux de surface pétrolière, de lutte contre la corrosion des équipements et installations. Elle est composée de

département programmes et contrôle, département travaux pétroliers et département des inspections.

- Direction logistique :

Elle contribue au développement global de la direction régionale par l'étude et la définition de nouvelles installations et d'infrastructures non pétrolières et leur suivi.

- Direction production :

Elle gère la 2^{ème} richesse de la région après les hommes, à savoir le gisement des hydrocarbures, c'est de là que découle toute l'importance que lui confère cette mission.

- Division ressources humaines et moyens :

Sa mission consiste à la gestion administrative de toutes les ressources de la région, elle assure notamment la paie, le transport du personnel, la gestion des carrières et la formation continue pour développer les compétences de la ressource humaine.

- Division finance et comptabilité :

Sa mission essentielle consiste à assurer la comptabilité des dépenses et recettes de la direction régionale selon le plan général et analytique, et la consolidation des budgets de la direction régionale.

- Division informatique :

Elle a pour mission essentielle le soutien et l'offre de services d'information aux autres structures de résoudre les problèmes liés à l'exploitation des équipements informatiques composés de *PC* et réseaux.

- Division approvisionnement :

Elle assure les approvisionnements et le suivi des demandes de réapprovisionnement en leur assurant un traitement rapide et efficace.

- Division intendance :

Elle est chargée de la gestion des bases de vie, la restauration, l'hébergement et des espaces verts.

- Division sécurité :

Sa mission essentielle se résume en la prévention de tout incident touchant les personnes et les installations et l'intervention en cas de sinistres. Elle assure aussi le contrôle des puits qui sont dotés d'équipements de sécurité de surface automatisés.

II.2 Différentes Unités de Hassi R'mel :

Le plan d'ensemble des installations implantés à Hassi R'mel a pour but de réaliser une exploitation rationnelle du gisement. Il possède plusieurs installations réparties sur trois zones géographique :

- Unités de zone nord
- Unités de zone centre
- Unités de zone sud

II.2.1 Unités de zone nord :

- MPP 3: (Module Processing Plant) est un module de traitement de gaz brut qui produise le gaz sec , (gaz de vente), le GPL , (Gaz Pétrolier Liquéfier), le condensât (, ...).
- SBN : (Station Boosting Nord) est une installation faite pour augmenter la pression d'entrée de module MPP3 ($P = 100 \text{ bar}$) après la diminution de ce dernier, et cette pression est calculé pour laisser une bonne séparation dans le module **Fig. I.3**.

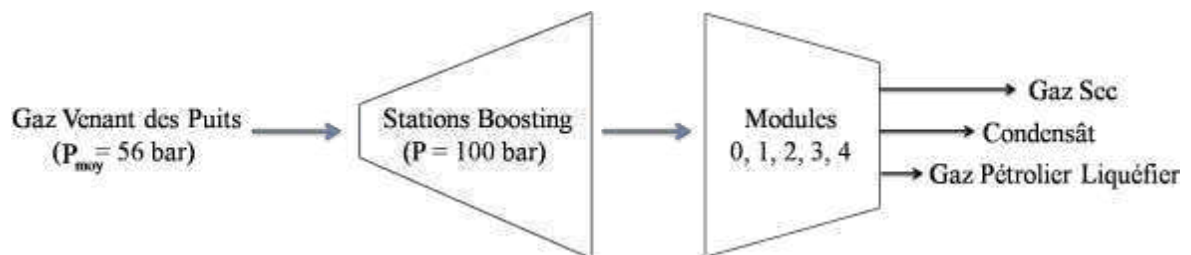


Fig.1.3 : Schéma simplifié de traitement de gaz humide saturé

- SCN : (Station de Compression ou de réinjection Nord) ces stations de compression ont pour rôle de régler la pression du gaz à une pression suffisante qui puisse vaincre la pression naturelle du gisement. La capacité de réinjection de chaque unité est de $90 \text{ millions } m^3 / \text{jour}$. Le but de la réinjection est de maintenir la pression afin de récupérer le maximum de liquide **Fig. I.4**.

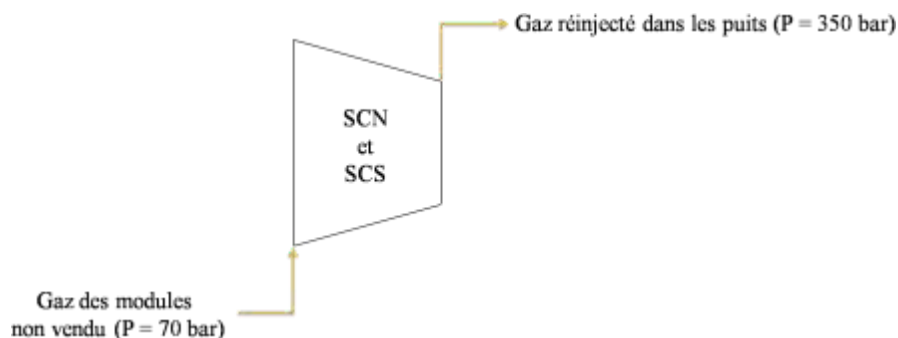


Figure I.4 : Schéma simplifié de la station de compression

- et : (Centres de Traitement d'Huile) ces stations sont exploitées après la découverte d'un anneau d'huile (Pétrole) qui a été mis en évidence sur le flanc est du champ de Hassi R'mel en Mars 1979 [Fig. I.5](#).

II.2.2 Unités de zone centre :

- MPP 0, MPP 1 et MPP 4.

Production du MPP 0

Gaz sec	<i>16 millions</i>
GPL	13
Condensât	47

Production du MPP 1

Gaz sec	<i>57 millions</i>
GPL	95
Condensât	200

Production du MPP 4

Gaz sec	<i>59.5 millions</i>
GPL	130
Condensât	190

Il est aussi constitué de :

- Unité phase B.
- SBC : (Station Boosting Centre)

- SRGA : (Station de Récupération de Gaz Associé) cette station permet de récupérer les gaz associés initialement torchés, du centre de traitement d'huile **Fig. I.5**.

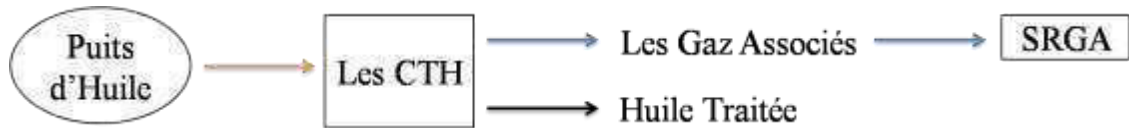


Figure I.5: Schéma simplifié le rôle de SRGA

- CSTF : (Centre de Stockage et de Transfère des Fluides), le condensat et le *GPL* produits par les modules sont envoyés vers ce centre pour être stockés et acheminés vers les terminaux par l'intermédiaire des stations de pompage. Il comprend trois bacs de 35000 m^3 et quatre de 45000 m^3 pour le stockage du condensat, et douze sphères de 7000 m^3 pour le stockage du *GPL*.
- CNDG : (Centre National de Dispatching Gaz) son rôle est de collecter toutes les quantités du gaz produites au niveau des installations productrices, et de dispatcher vers les centres de consommation nationale et internationale (l'Italie et l'Espagne) **Fig. I.6**.

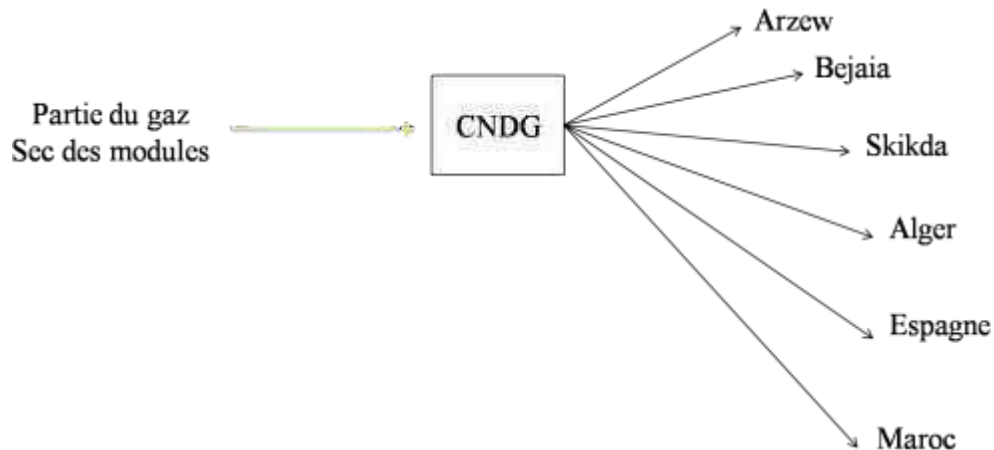


Figure.I.6: Schéma simplifié le rôle de CNDG

- et : (Centres de Traitement d'Huile).

II.2.3 Unités de zone sud

- MPP 2.
- SBS : (Station Boosting Sud).
- SCS : (Station de Compression ou de réinjection Sud).
- Unité de traitement de gaz de Djebel Bissa d'une capacité de traitement de $4\text{ millions cm}^3/\text{j}$.

- Unité de traitement de gaz de HR sud.
- CTH sud.

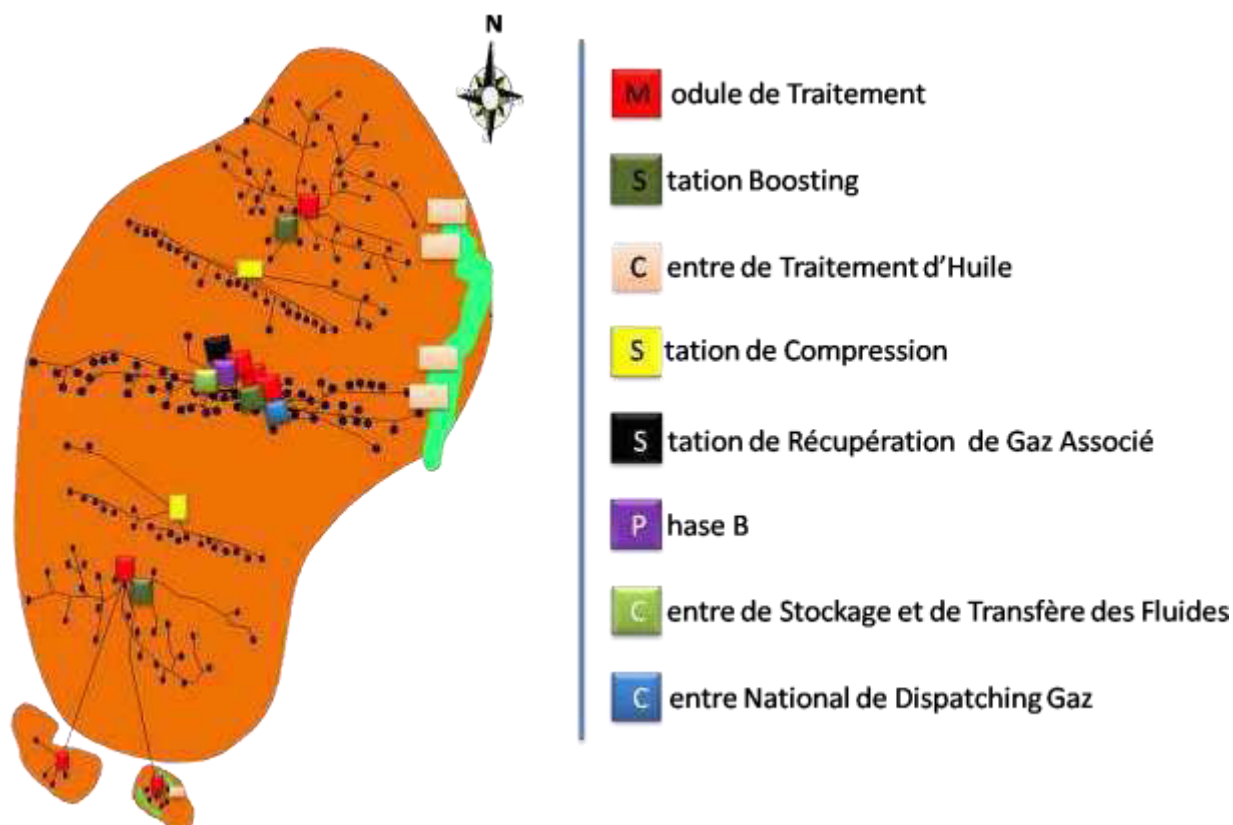


Figure.I.7: Schéma englobe les différentes unités de Hassi R'mel

III. Conclusion

Actuellement la crise du pétrole (diminution de prix) a donné une importance croissante au gaz naturel comme source d'énergie alternative. C'est la moins polluante et la plus performante des énergies fossiles. Une énergie d'avenir en plein développement. Le GPL est de plus en plus demandé par les secteurs utilisant ce dernier comme source d'énergie. Les deux tiers environ de GPL dans le monde sont produits à partir des usines de gaz naturel, et un tiers est issu des raffineries de pétrole brut.

IV. Description de la turbine MS5002C :

Cette partie détaillera la turbine ms5002c car elle est l'objet de notre présente étude

La turbine a gaz est un moteur a combustion interne de tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant : en effet elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur ,augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et converti cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement a une machine réceptrice, dans le processus industriel ou la turbine a gaz est appliquée. Leur grande puissance, ainsi que leur hautes performances font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

Les turbines utilisées aux centres industriels de Hassi Rmel , sont des turbines à deux arbres du constructeur GE type MS5002C, ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes .

IV.1 :Turbine à gaz GE MS5002C :

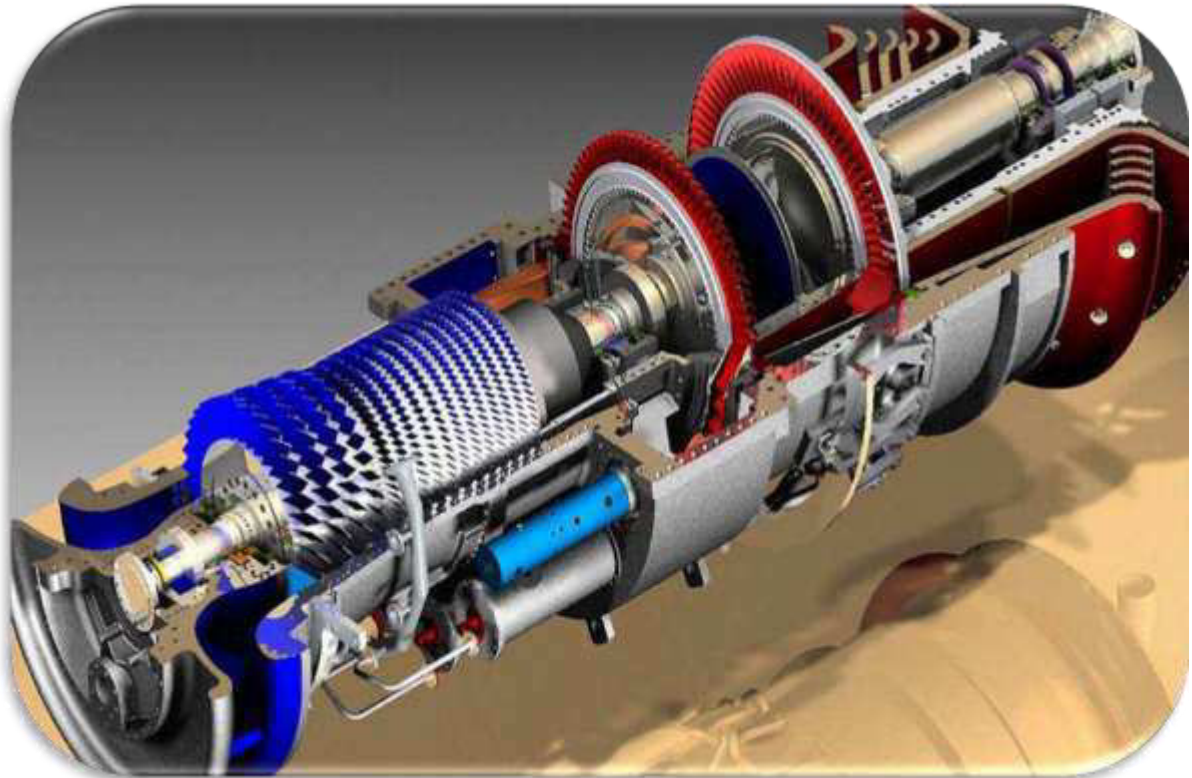


Figure 1.8 Schéma d'une turbine a gaz MS5002C[12]

La turbine à gaz MS5002C se compose de deux roues turbines indépendants mécaniquement. La roue turbine HP (haut pression) entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle même, tandis que la roue BP (base pression) deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice qui est dans notre cas un ensemble de 3 compresseurs centrifuges servant a la compression du gaz naturel pour la réinjection dans le gisement.

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable des compresseurs centrifuges.

La turbine à gaz est conçue avec quatre paliers ;

- ✓ Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP (haut pression).
- ✓ Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP (base pression).

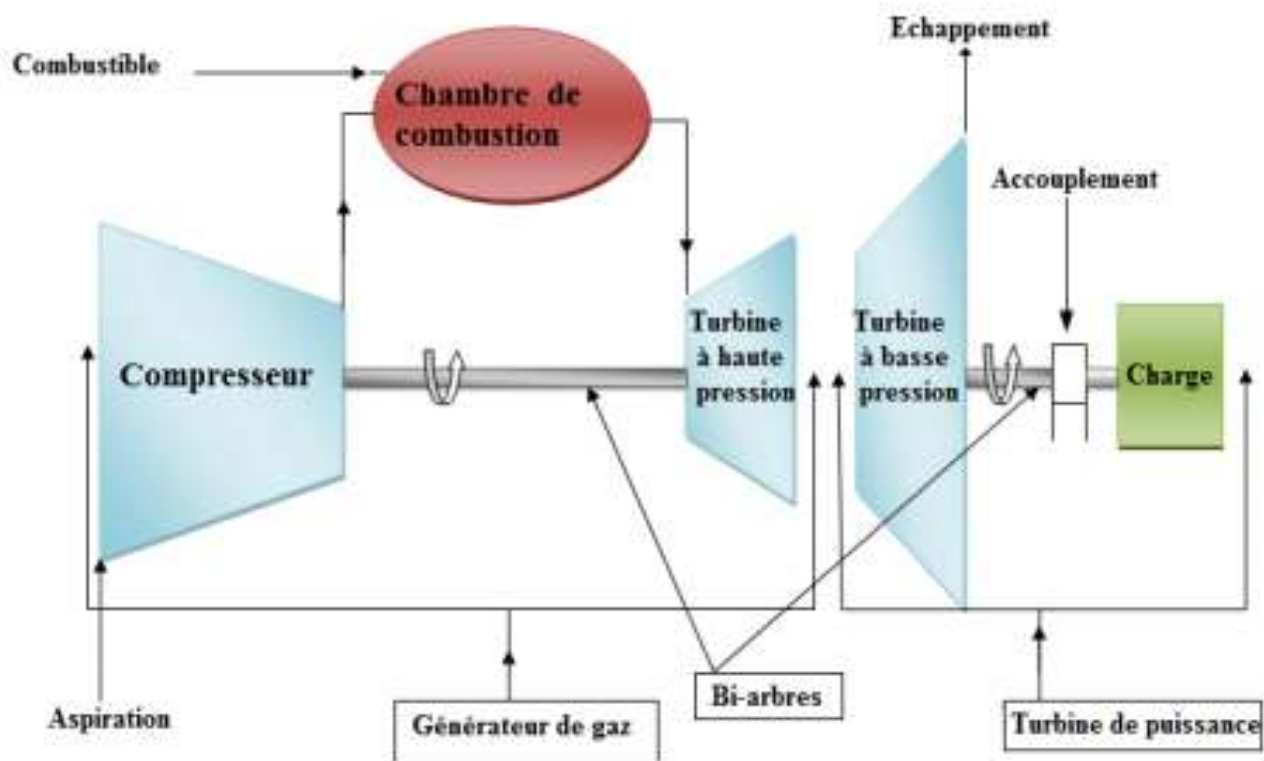


Figure 1.9 schéma descriptif de la turbine a gaz 5002c[14]

La conception avec quatre paliers assure que les vitesses critiques des parties tournantes soit supérieur à la plage de vitesse de service de la turbine.

Les roues de la turbine sont refroidies par l'air extrait du deuxième étage du compresseur et par l'air de fuite d'étanchéité haute pression du compresseur. La température de l'espace roue est contrôlée par des thermocouples. Les caisses du groupe de la turbine sont divisées pour faciliter le démontage.

IV.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C :

- Marque.....	GENERALE
ELECTRIQUE-	
- Fabricant	NUOVO PIGNONE
- Série du model	MS 5002C
- Cycle.....	Simple
- Rotation de l'arbre.....	Anti-horaire
- Type de fonctionnement	Continu
-Vitesse de l'arbre HP.....	5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre LP	4670 tr/min
- Commande	MARK V
- Température à l'échappement.....	517°C
- Système de démarrage.....	Moteur électrique
- Rendement thermique.....	28,8%
- Atténuation du bruit.....	Silencieux d'admission et d'échappement

- Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO) :

-	Puissance	28,3MW
	Température d'aspiration	15°C
-	Pression de sortie	1 bar

- **Section du compresseur :**

-	Nombre des étages du compresseur axial	16
-	Type du compresseur	Ecoulement axial, grande capacité
-	Plan de joint	Bride horizontale
-	Type d'aubes directrice d'entrée	Variable
-	Pression à l'admission	1 bar
-	Pression de refoulement	8,8 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 chambres type a flux inverses
- Configuration des chambres... Concentrique autour du compresseur
- Combustible Gaz naturel
- Bougies d'allumage 2 types à électrode d'injection-ressort auto rétractables
- Détecteur de flamme 4 de type ultraviolet

IV.2.1 Principe de fonctionnement

La turbine à gaz MS5002C fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant , le comprime a une pression plus élevée.
- Le niveau d'énergie de l'air comprimé est augmenté en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- L'air à pression et à température élevées est acheminé vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz d'échappement à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La Figure 3.2, montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

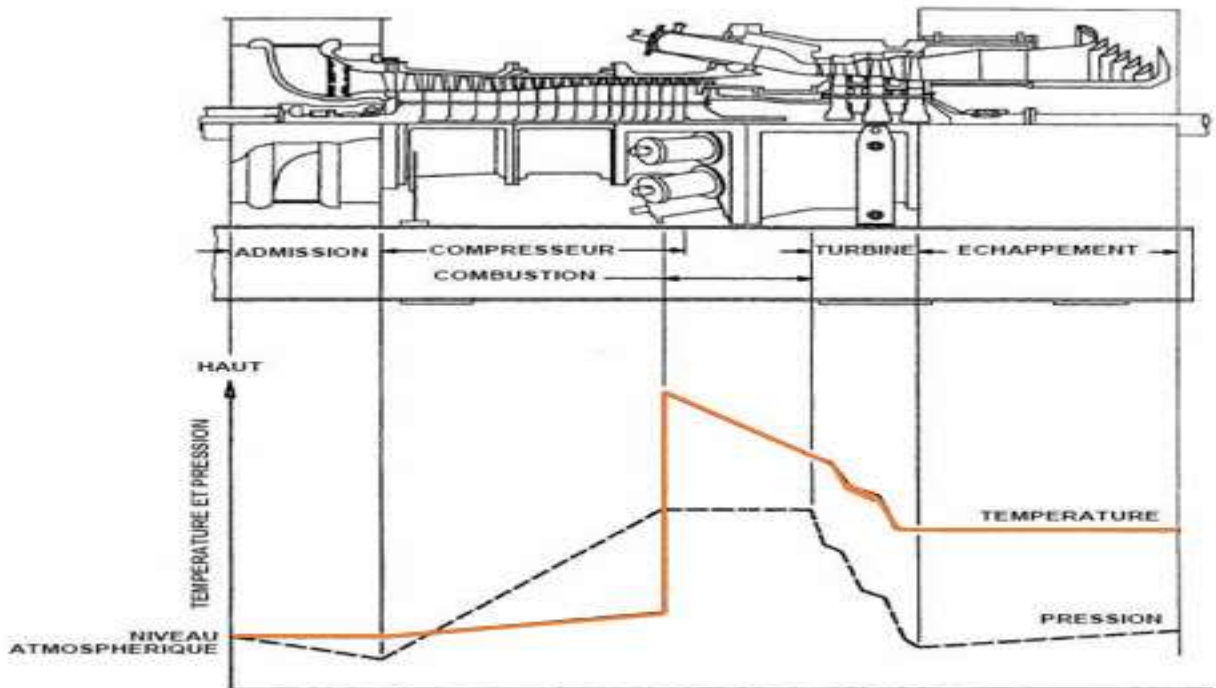


Figure 1.10 : Evolution de pression et température dans une turbine a gaz

a) .Démarrage de la turbine :

Le rotor haute pression est tout d'abord amené à 20% de sa vitesse nominale par un dispositif de démarrage. L'air est aspiré à la pression atmosphérique puis porté à une haute pression par le

compresseur axial. Il est ensuite mélangé avec du fuel gaz à l'intérieur des chambres de combustion où sera brûlé le mélange.

Les gaz chauds résultants de cette combustion sont acheminés vers la roue HP. La détente de ces gaz chauds à haute pression produit le travail nécessaire pour l'entraînement du compresseur axial. Les gaz détendus sont véhiculés à travers la directrice du second étage vers la roue LP où ils subissent une autre détente ce qui produit l'énergie nécessaire et suffisante pour l'entraînement de la roue LP et la charge associée.

b) .Principaux composants de la turbine :

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

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

c) .Section admission :

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Les aubes variables permettent à la turbine de fonctionner au démarrage sans pompage.

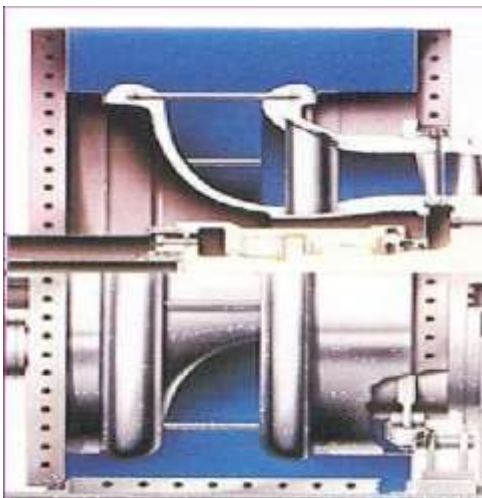


Figure 1.11 : Caisse d'admission

d) .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.

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 8,8

Le rôle du compresseur axial 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 élevé pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

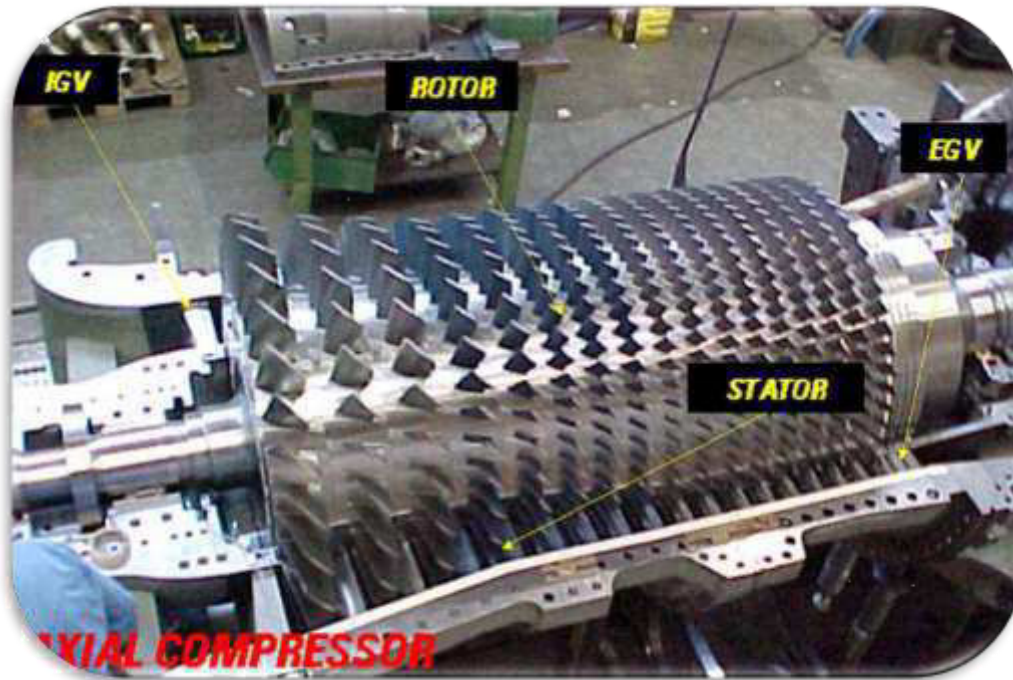


Figure 1.12 : Compresseur axial

e) .Section de combustion :

Après avoir être comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et quatre détecteurs de flamme afin de confirmer la combustion dans les tubes à flamme 2 ,3 et 10,11.

L'air comprimé sortant du compresseur, entre dans la caisse de décharge qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux inverse .Une partie de cet air soit 22% participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds (1800°C), afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépassée les 950°C.

Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issues de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire appropriée à la forme de la directrice.

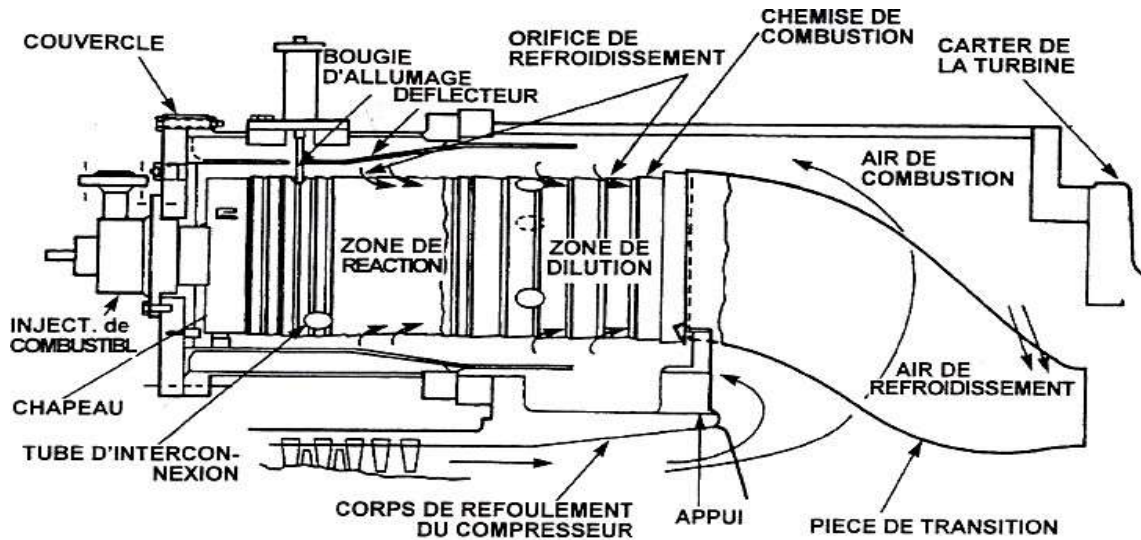


Figure 1.13 : Chambre de combustion

f) .Section turbine (détente):

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.

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers, ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue (disque).



Figure 1.14 : Caisse 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 fait 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.

Une deuxième détente a lieu dans la roue LP. Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner la deuxième roue de turbine. Les deux arbres sont indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés dans le diaphragme pour atteindre la roue LP.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

Les gaz quittant la roue LP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas, où la variation du couple s'effectue grâce à la directrice à aubes variables (deuxième directrice). La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers lisses, un après la roue et le deuxième avant la charge.

Un palier de butée pour résister contre la poussée axiale et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement est placé du côté du premier palier porteur, il est de type à patins.

Remarque: La turbine HP est parfois appelée générateur de gaz ou turbine liée, tandis que la turbine BP est appelée turbine de puissance ou turbine libre.



Figure 1.15: Rotor HP



Figure 1.16: Rotor BP

g) .Section échappement :

Elle a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

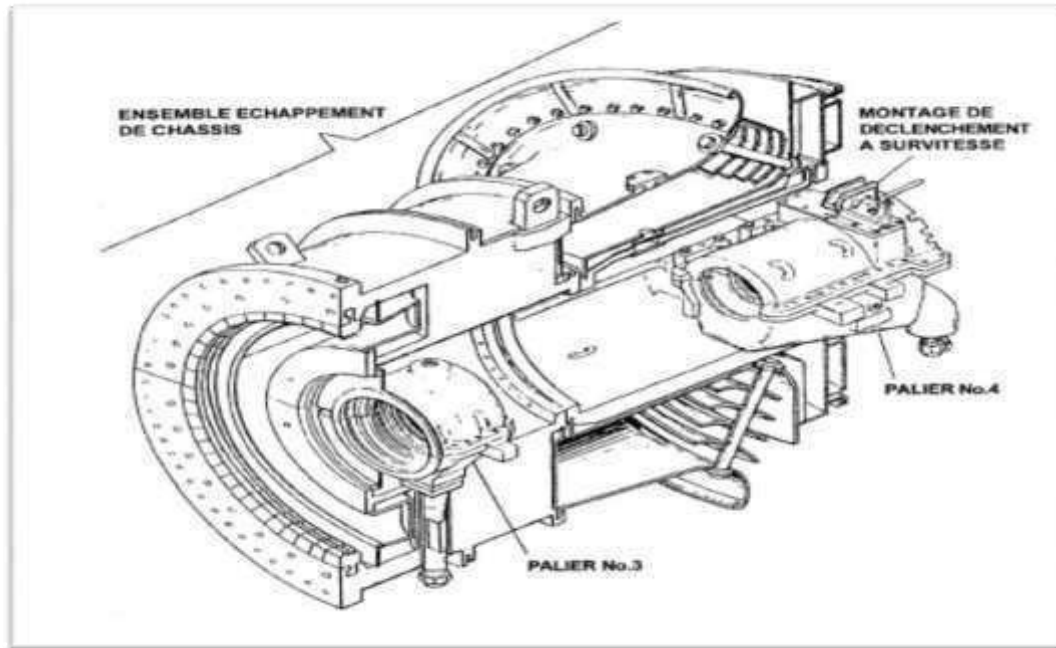


Figure 1.17 : Disposition caisse échappement et paliers

IV.2.2 : Système de paliers :

Ensemble des paliers :

La turbine à gaz MS5002C comporte quatre paliers principaux qui supportent les deux rotors

- Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP.
- Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP.



Figure 1.18 :Paliers radiaux (a : palier radial lisse ;b :palier radial a patins)



(c) (d)

Figure 1.19 : Butées active (c) et inactive (d)

IV.2.3 :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 :

IV.2.4 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, 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 chan ger 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, airo-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 et un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux et 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.

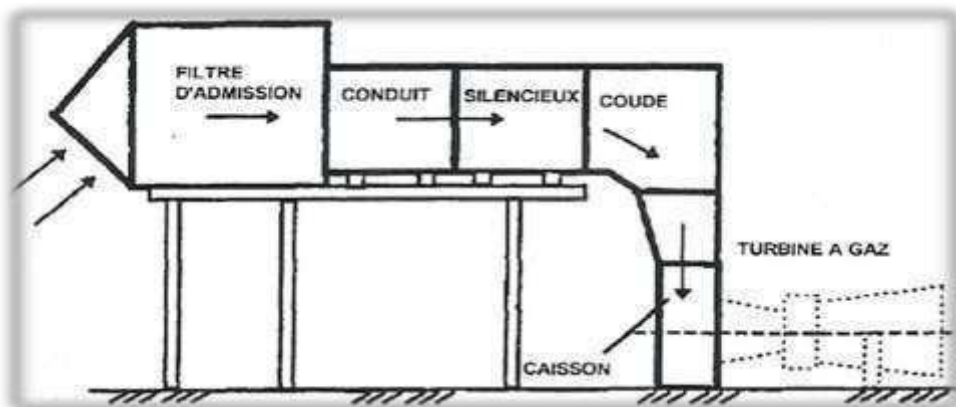


Figure 1.20 : Système d'admission

IV.2.5 :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 un moteur électrique a courant alternatif.

Le moteur de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale (\square 1100tr/mn), 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 la 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.

A) .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.) et les vérins hydraulique. 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 :

a) .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, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1^e MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

L'huile utilisée est une TORBA 32 (ISOVG 46), produisait par NAFTEC avec une densité de 0.86-0.875Kg/l à 15°C, une viscosité 41.4-50.6cSt 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 pompes :

- **Les pompes mécaniques :**

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz. 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.Elles fonctionnent pendant le régime permanent de la turbine, 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 assurant l'ouverture et la fermeture des IGV (Inlet Guide Van)et la 2^eme directrice variable.

En cas de décroissance de la vitesse, deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par la pompe mécanique

➤ **Les pompes auxiliaires :**

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers . La deuxième, dite hydraulique sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV (Inlet Guide Van) et la 2ème directrice variable. Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

➤ **Pompe de secours :**

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

➤ **Pompe de Vireur :**

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 12 heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9tonnes (pour MS5002C), avec une longueur d'environ $8m$ et une température élevée provenant de la compression d'air.

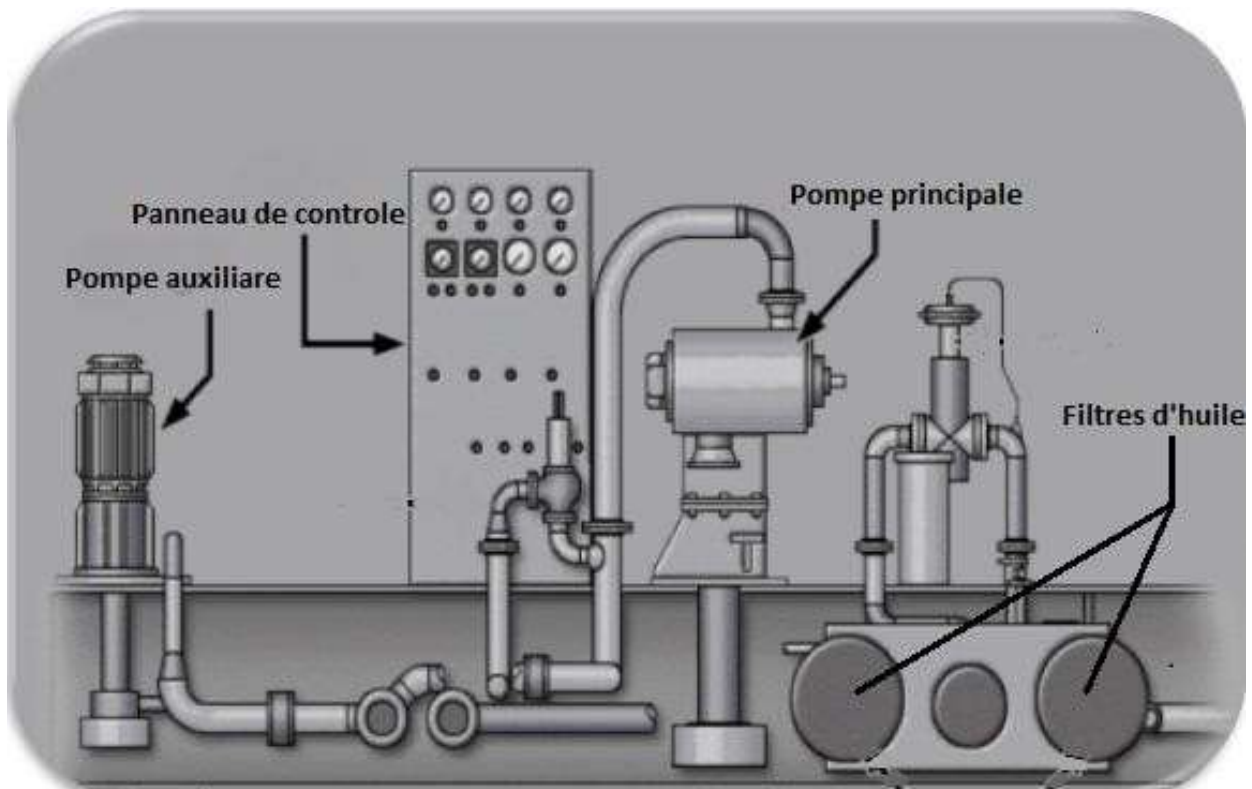


Figure 1.21 : Disposition du système de graissage

b) 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 :

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

- ✓ **Débit entrant réglable IGV :** En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette 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.
- ✓ **Vanne anti-pompage (VAP):** Un piquage au niveau du 10^e 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).

•Système d'échappement :

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- ✓ Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant.
- ✓ Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- ✓ Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...).

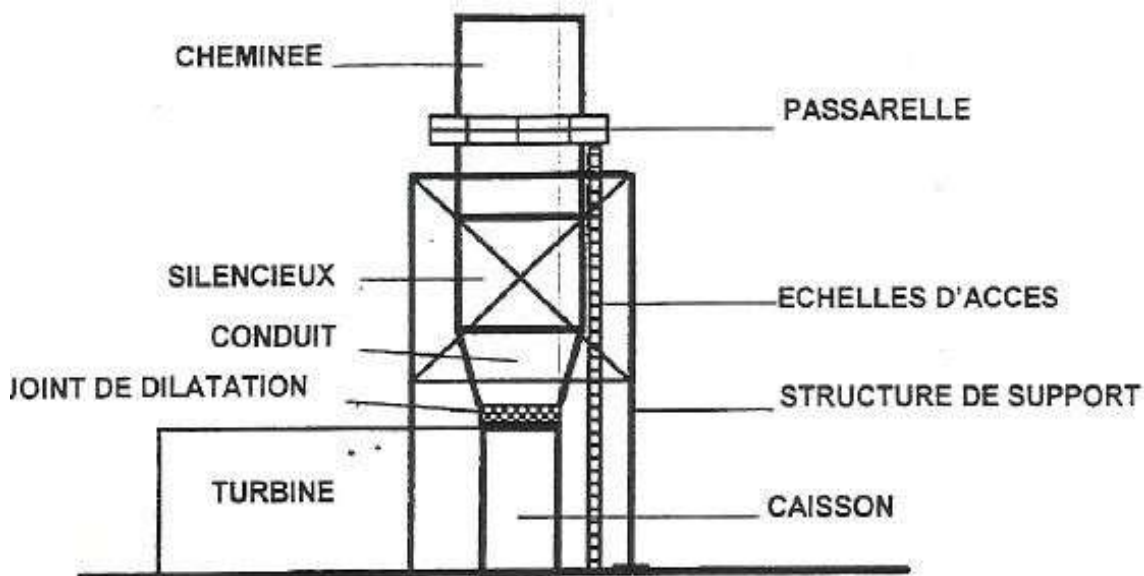


Figure 1.22: Principaux éléments du système d'échappement

V. Conclusion :

La turbine à gaz type MS5002C est une machine motrice très compliquée du point de vue technique, comme exposé précédemment dans ce chapitre elle comporte différentes sections mécanique indispensables dans le processus de conversion d'énergie.

Chaque ensemble mécanique doit satisfaire des exigences de précision de fiabilité et de sécurité pour accomplir à bien sa fonction requise. Pour cela plusieurs disciplines sont mises en jeu pour la conception et le bon fonctionnement de cette machine, tel que la thermodynamique et la structure des matériaux

Enfin la grande puissance de la turbine MS5002C, son rendement élevé et sa fiabilité on fait de cette machine un équipement indispensable dans l'industrie pétrolière

CHAPITRE II : Analyse énergétique de la turbine à gaz MS5002C

1.Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz MS 5002C, en utilisant les données standards du constructeur.

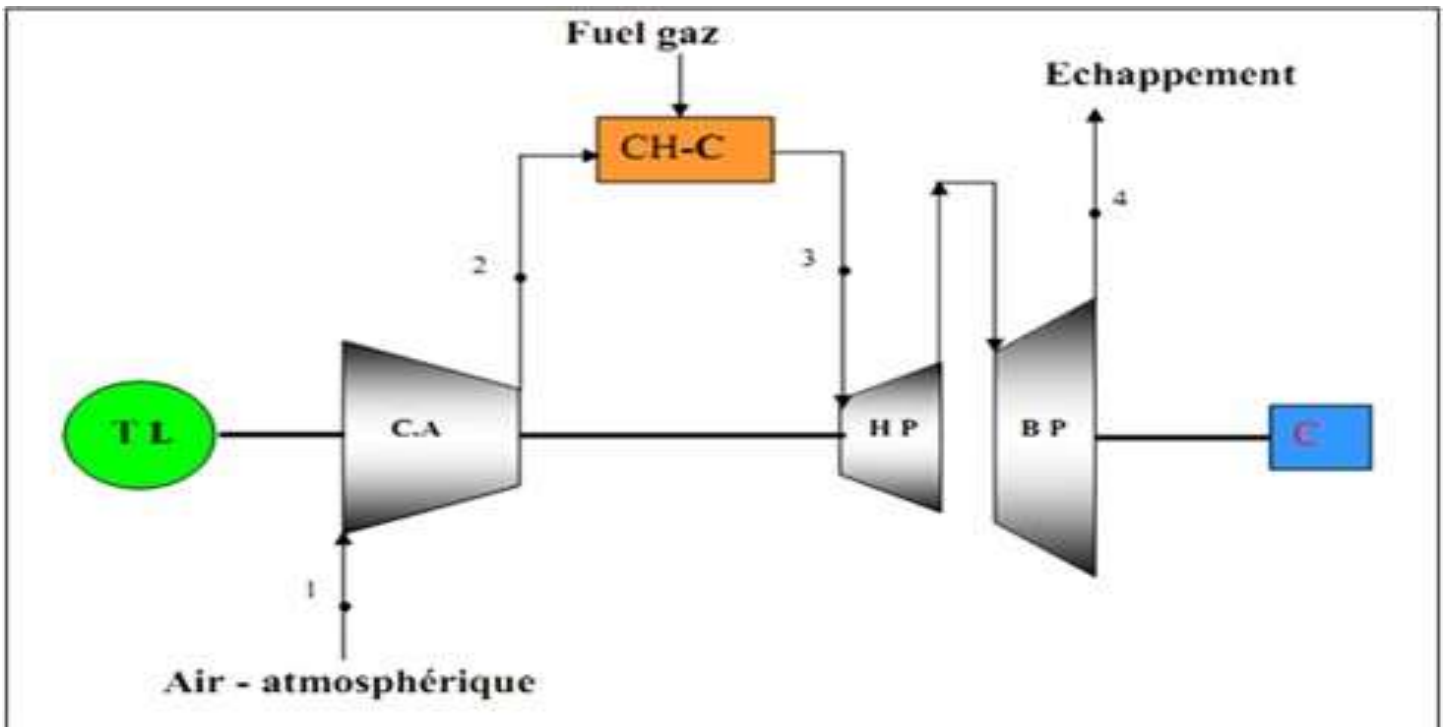


Figure 2.1 : Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres.[11]

1.1.Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C ont été déjà cétés dans chapitre 1 :[12]

Le tableau (1.1) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C sont donnés par le constructeur dans les conditions ISO

Tableau 1.1 : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C [11]

Puissance	28340	KW
Pression de l'air ambient	1.013	Bar
T de l'air ambient	15-288	°C et K
T a la chamber de combustion	966-1239	°C et K
Pouvoir calorifique inferieur (PCI)	4333.65	KJ/kg
Le taux de compression P ₂ /P ₁	6-7	
Débit d'air à 15°C	447480	Kg/h
Débit de combustible	7200	Kg/h
Débit d'air de refroidissement	12000	Kg/h
Vitesse de la turbine HP	5100	tr/min
Vitesse de la turbine BP	4670	tr/min
Rendement de la chambre de combustion	98	%
Rendement du compresseur axial	88	%
Rendement mécaanique (comp/turbine)	96	%
Rendement mécaanique (turbin/comp)	98	%
Rendement total de la turbine	28.8	%
Rendement isentropique de la turbine HP	88	%

Tableau 2.2:les données d'après les références

Coefficient de perte de pression σ_f [1]	0.98	
Masse molaire de l'air 'M'	16	mol
Cte des gaze parfait R [13]	8.31	j/kg.mol
Débit volumique aspiré [3]	104	m^3/s
Vitesse a la sortie de silencieux [12]	20	m/s

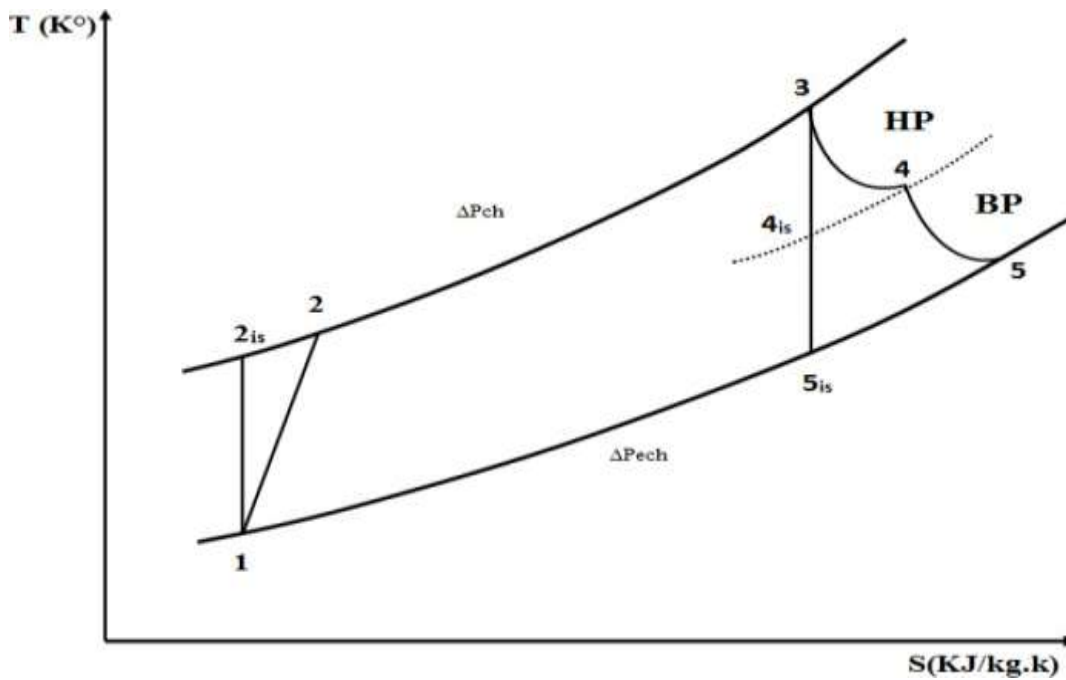


Figure 2.2 : Cycle réel de la turbine [11]

Points particuliers du cycle de l'installation :

- 0 : Entrée dans le filtre.
- 1 : Entrée du compresseur axial.
- 2 : Sortie du compresseur axial.
- 2c : Entrée de la chambre de combustion.
- 3 : Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine HP.
- 4 : Sortie de la turbine HP.
- 4_{BP} : Entrée de la chambre de La turbine BP.

- 5 : sortie de la turbine BP.

2 . Modélisation du fonctionnement de l’installation :

2.1 Modèle mathématique du filtre :

- **Température après les filtres d’air (T0) :**

La température à la sortie des filtres d’air est la température ambiante :

$$T_0 = T_{amb} \quad [K] \dots (2.1)$$

- **Pression après les filtres d’air (P0):**

La pression à la sortie des filtres d’air est exprimée par la formule suivante :

$$P_0 = P_{atm} \cdot \sigma_f \quad [Pa] \dots (2.2)$$

σ_f : Coefficient de perte de pression du filtre d’air d’une installation d’une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d’habitude [1].

- **Masse volumique de l’air a la sortie du filtre ρ_{air} :**

$$\rho_{air} = \frac{P_0}{T_0 \cdot r} \quad \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \dots (2.4) \quad r = \frac{R}{M_{air}} \dots (2.3)$$

R : Constante des gaz parfait.(tableau 2.3)
 M_{air} : Masse molaire de l’air

2.1.Modèle mathématique du compresseur axial :

- Pression à l’entrée de compresseur axial (**P1**):

$$P_1 = P_0 \quad [Pa] \dots (2.5)$$

- Température à l’entrée de compresseur axial :

$$T_1 = T_0 \quad [K]$$

2.1.a.Débit massique global d’air :

$$Q_{ma.asp} = Q_{v.asp} \cdot \rho_{air} \quad [kg/s] \dots (2.6)$$

$Q_{ma.asp}$: Débit massique aspirée par Le système .

$Q_{v.asp}$: Débit volumique aspirée par le système est constant [3] .

Débit massique global d’air qui est fourni par le compresseur axial pour la chambre de combustion :

$$Q_{ma} = Q_{ma.asp.} (1 - \epsilon) \quad [\text{kg/s}] \dots (2.7)$$

ϵ : Coefficient de perte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine

• Pression à la sortie de compresseur axial (P_2):

La pression P_2 de la fin de compression est exprimée par la formule suivante :

$$P_2 = \tau P_1 [\text{Pa}] \dots (2.8)$$

τ : Taux de compression de compresseur axial.

• Température de la sortie de compresseur axial (T_2) :

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

Compression adiabatique (2.9)

$$T_2 = \frac{T_1 (\tau^{\frac{\gamma-1}{\eta_{sc}}})}{\eta_{sc}} + T_1 \quad [\text{K}]$$

2.1.b • Travail spécifique du compresseur axial (W_c) :

Le travail de compression W_c , rapporté au kilogramme de fluide en évolution, a pour expression :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_{pair} (T_2 - T_1) \quad [\text{J/kg}] \dots (2.10)$$

C_{pair} : La chaleur spécifique d'air [J/kg.K].

2.1.c. Puissance du compresseur axial (\dot{P}_c) :

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante

$$P_c = W_c \cdot \frac{Q_{ua.asp.}}{\eta_{mc}} \quad [\text{W}] \dots (2.11)$$

2.2. Modèle mathématique à la chambre de combustion :

Pression à l'entrée de la chambre de combustion (P_{2c}):

$$P_{2c} = P_2 \cdot \sigma_{cc} \quad [P_a] \dots (2.12)$$

• Température à l'entrée de la chambre de combustion (T_{2c}) :

$$T_{2c} = T_2 \quad [\text{K}]$$

A la sortie du compresseur, l'air porté à une pression suffisamment élevée pénètre dans la chambre de combustion qui se mélange avec du combustible pour donner lieu à une réaction chimique de

combustion. La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante :

$$Q_{cc} = (Q_{ma} + Q_{mc}) \cdot h_3 - Q_{ma} \cdot h_2 = (Q_{ma} + Q_{mc}) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - Q_{ma} \cdot C_{pa2} \cdot T_2 \dots \dots (2.13)$$

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme étant le rapport entre l'augmentation

de l'enthalpie des gaz et la quantité de chaleur fournie par le combustible, son expression est de la forme :

$$\eta_{cc} = \frac{Q_{cc}}{Q_{mc.PCI}} = \frac{Q_{produit}}{Q_{fournit}} \dots \dots \dots (2.14)$$

En portant quelques arrangements sur l'équation précédente , l'expression du débit massique de combustible s'écrit :

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}(C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2)}{(\eta_{cc} \cdot PCI - C_{pg3} \cdot T_3)} \dots \dots \dots (2.15)$$

Les pertes de charges dans la chambre de combustion sont estimés à 4% de la pression d'entrée de la chambre de combustion [5]

• **Température à la sortie de la chambre de combustion (T3) :**

$$(T_3 - T_2) = \frac{PCI \cdot \eta_{cc}}{f \cdot \lambda_a \cdot C_p(T_m)} \quad [K] \dots \dots \dots (2.16)$$

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

λ_a : Coefficient d'excès d'aire.

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

$C_{pa}(T_m)$: Chaleur spécifique d'air dans la chambre de combustion.

2.3. Modèle de la turbine HP :

2.3.a . Travail délivré par la turbine haute pression HP :

$$W_{Thp} = C_{p.g}(T_3 - T_4) \quad [J/kg] \dots \dots \dots (2.17)$$

2.3.b. Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :

La puissance délivrée par la turbine HP est exprimé par:

$$\dot{P}_{thp} = W_{thp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mthp} \text{ [W]} \dots \dots \dots (2.18)$$

Q_{mg} Débit massique des gaz brûlé.

Pression à la sortie de la turbine HP (P_4):

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

$$P_c = P_{thp} = Q_{ma} \cdot W_c \frac{1}{\eta_{mc}} = Q_{mg} \cdot W_{thp} \cdot \eta_{mthp} \text{ [bar]} \dots \dots \dots (2.19)$$

- Température à la sortie de la turbine HP (T_4) :

On peut calculer la température T_4 par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{Tbp} = \frac{T_{4bp} - T_5}{T_{4bp} - T'_5} \quad [\%]$$

Alors :

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} [T_{4bp} - T'_5]$$

Et :

$$T'_5 = \frac{T_{4bp}}{\varepsilon_{Tbp}}$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} \cdot T_{4bp} \cdot \left[1 - \frac{1}{\varepsilon_{Tbp}}\right] \quad [K]$$

$$\varepsilon_{Thp} : \text{Rapport des pressions de la turbine HP} : \frac{P_3}{P_4} \dots \dots \dots (2.20)$$

2.3.c. Travail délivré par la turbine haute pression HP :

— Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \text{ [J/kg]} \dots \dots \dots (2.21)$$

C_{pg} : La chaleur spécifique des gaz brûlé

2.3.d.Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :

La puissance délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mThp} \quad [W] \dots \dots \dots (2.22)$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brulé.

2.4. Modèle de Turbine BP :

- **Pression à l'entrée de la turbine BP (P_{4bp}):**

La pression à l'entrée de la turbine BP est exprimée par la formule suivante

$$P_{4bp} = P_{2c} - \sigma_d \cdot P_4 \quad [Pa] \dots \dots \dots (2.23)$$

σ_d : Coefficient de perte de pression dans le diffuseur entre les deux turbines HP et BP

- **Température à l'entrée de la turbine BP (P_{4bp}):**

La diminution de température dans le diffuseur entre la turbine HP et la turbine BP est négligeable donc on prend :

$$T_{4bp} = T_4 \quad [K]$$

- **Pression à la sortie de la turbine BP (P_5):**

La pression statique à la sortie du silencieux P_{5st} est égale à la pression atmosphérique P_{atm} , et la pression a la sortie de silencieux est exprimée par la formule suivante :

$$P_{5ss} = P_{5st} + \rho_5 \frac{v_{5s}^2}{2} \quad [Pa] \dots \dots \dots (2.24)$$

P_{5ss} : pression à la sortie de silencieux.

P_{5st} : Pression statique à la sortie du silencieux V_{ss} : Vitesse à la sortie du silencieux.

ρ_5 : Masse volumique après le dernier etage de la turbine BP.

D'après la référence [1] la vitesse à la sortie du silencieux $V_{ss} = 20m / sec$, et la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est $C_s = 90 m/sec$ et que les pertes de pression dans les parties de point 5 au niveau de diffuseur d'échappement sont égales à $\delta_{bp} = 0.015$.

$$P_5 - P_5 \cdot \sigma_{BP} = P_{5ss}$$

Alors:.....(2.25)

$$P_5 = \frac{P_{5ss}}{1 - \sigma_{BP}} \quad [\text{Pa}]$$

• **Température à la sortie de la turbine BP (T5) :**

On peut calculer la température T5 par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

Alors :

$$\eta_{Tbp} = \frac{T_{4bp} - T_5}{T_{4bp} - T_5'} \quad [\%]$$

Et :

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} [T_{4bp} - T_5']$$

$$T_5' = \frac{T_{4bp}}{\epsilon_{Tbp}}$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} \cdot T_{4bp} \cdot \left[1 - \frac{1}{\epsilon_{Tbp}}\right] \quad [\text{K}]$$

...(2.26)

2.4.a. Travail spécifique de la turbine BP (**W_{Tbp}**)::

$$W_{Tbp} = C_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \dots (2.27) \quad [\text{J/kg}]$$

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz brûlé

2.4.b. Puissance délivrée par la turbine BP (**P_{Tbp}**) :

La puissance délivrée par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mTbp} \quad [\text{W}] \dots (2.28)$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brûlé.

η_{mTbp} : Rendement mécanique de la turbine BP.

2.4.c. Rendement thermique de l'installation :

Pour calculer le rendement thermique nous devons déterminer la puissance utile de l'installation.

2.4.d. Puissance utile de l'installation (\dot{P}_u) :

La puissance utile de l'installation est la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la puissance consommée par le compresseur axial :

$$\dot{P}_u = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c \dots \dots \dots (2.29)$$

$$\dot{P}_u = \dot{P}_T - \dot{P}_c \quad [W]$$

2.4.e. Rendement thermique de l'installation (η_{th}) :

Le rendement thermique est exprimé par l'expression suivante :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{p}_u}{Q_{mc.PCI}} \dots \dots \dots (2.30)$$

CHAPITRE 3 : Les méthodes d'amélioration des turbines à gaz

I. Introduction :

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance de sortie est réduite quand la densité de l'air est réduite, et par conséquent le débit massique d'air, diminue à température ambiante ou humidité élevée [1]. De plus, une humidité élevée augmente la consommation de la chaleur de la chambre de combustion due à la chaleur spécifique élevée de l'eau. Typiquement, pour chaque hausse d'un °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite approximativement de 0,5 à 0,9% [1]. Par conséquent, des refroidisseurs évaporatif ou des réfrigérateurs à compression sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Dans ce contexte, une approche pour augmenter les rendements énergétiques des turbines à gaz on utilisant le système d'injection de vapeur , ou bien utilisé un système d'injection d'air

II .Les Technique d'amélioration des turbines à gaz :

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de turbine à gaz sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [3].

II.1.Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission :

Cette partie du travail porte sur l'étude de système d'amélioration par refroidissement d'air d'admission voir figure 4.4.

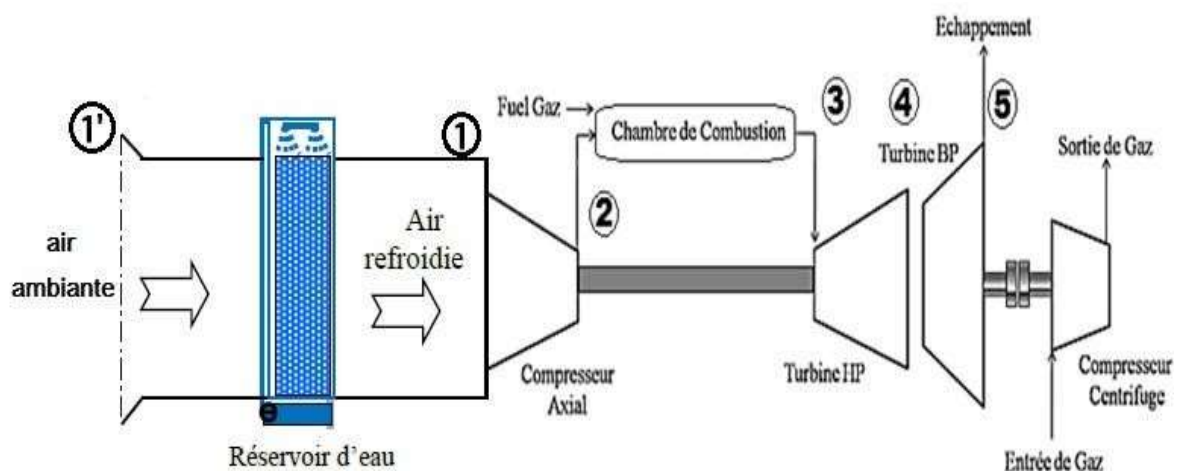


Figure 3. 1: Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau

Parmi les différents systèmes de refroidissement présentés, le système par évaporation d'eau, retient notre attention, en raison de son faible coût et de son efficacité sous un climat chaud et sec. En effet l'ampleur de l'évaporation dépend en partie de la température ambiante et de la quantité de vapeur d'eau présente déjà dans l'air. Au niveau de site de Hassi R'mel, les températures maximales quotidiennes atteignant 45 °C. L'humidité relative est en moyenne de 40 % annuellement, avec des moyennes maximales mensuelles en période chaude de 30 %. On a donc un climat relativement chaud et sec dans cette région ou un système de refroidissement évaporatif peut être mis en application. De plus c'est aux périodes les plus chaudes que le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. Ceci est particulièrement important car c'est durant cette période que le rendement de la turbine diminue.

II.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure 3.1 est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p, v) (figure 3.1) et le rendement du cycle augmente [3].

Une compression avec refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de t

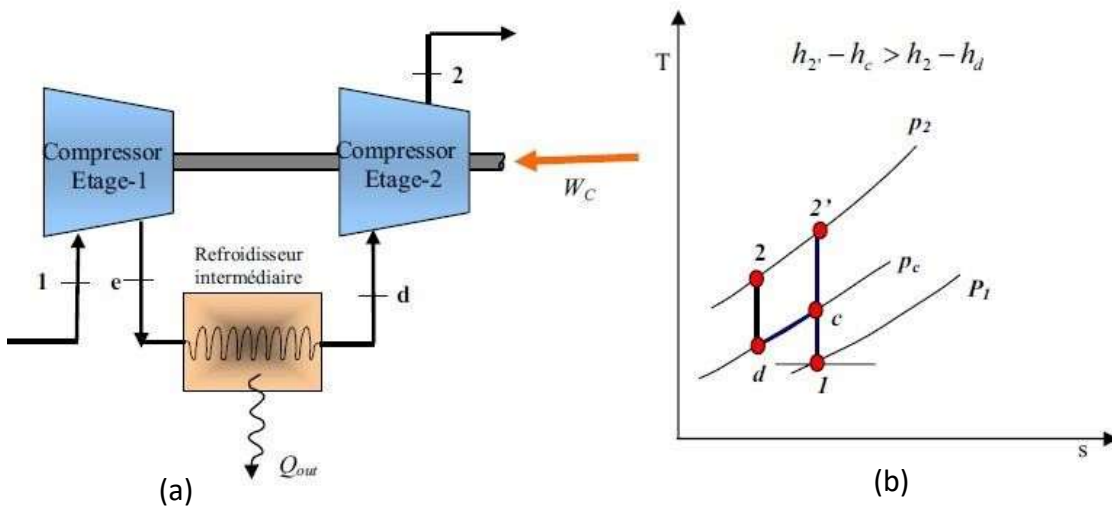


Figure 3.2 : a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

urbine.

II.2 Régénération (cycle de récupération) :

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Baryton, T_4 est souvent plus haute que T_2 et l'addition de chaleur est de 2 à 3 (figure 3.3). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur de type appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur [3].

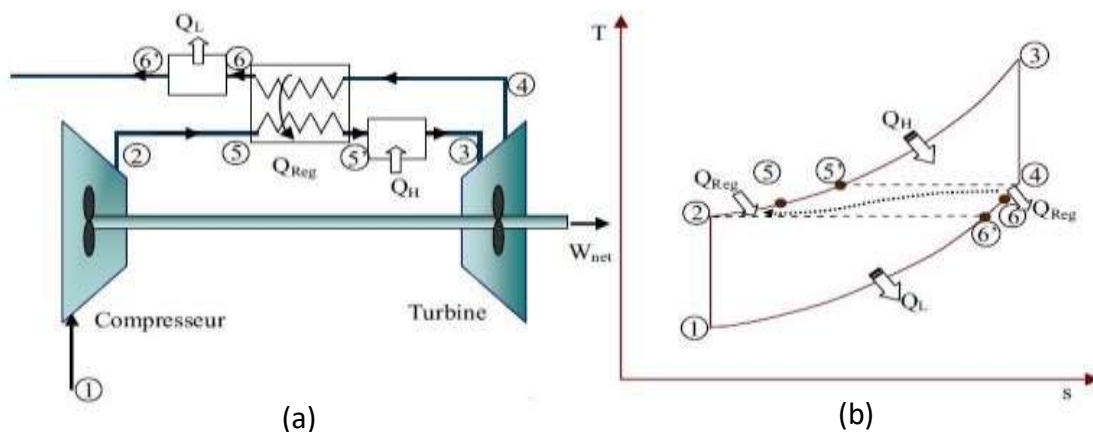


Figure 3. 3 : a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton avec la régénération.

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présentée dans la chambre de combustion. Pour un régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 sera égal à T_6 . Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique.

En année 2007, Kadi et col [4] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs

qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les turbines à gaz peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des turbines à gaz ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

II.3 Système de refroidissement d'air d'admission :

Il existe plusieurs systèmes de refroidissement utilisés dans le monde d'industrie pour améliorer les performances des turbines à gaz.

II.4 Refroidissement par absorption :

Dans sa version simple, la machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

La réfrigération à absorption activée par la chaleur d'échappement des turbines à gaz, la figure 3.1 illustre schématiquement la stratégie proposée, qui est génériquement applicable. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de turbines à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et pour actionner un système de réfrigération à absorption (SRA) H₂O-LiBr de simple effet. Le réfrigérateur à absorption utilise la teneur en chaleur de la vapeur pour réaliser la transformation de phase du réfrigérant (H₂O) et fournir la réfrigération. Le nombre d'unités de réfrigération à absorption

nécessaires est déterminé à partir du taux d'écoulement de vapeur produit par le GVRC et de la quantité de refroidissement à fournir [1].

Durant les périodes creuses de charge de refroidissement d'air d'admission, la capacité de refroidissement résiduelle pourrait servir à d'autres applications de refroidissement, telles que la climatisation, le refroidissement du condenseur de turbines à vapeur, et le sous-refroidissement du réfrigérant à la sortie du condenseur de réfrigérateurs de compression [1].

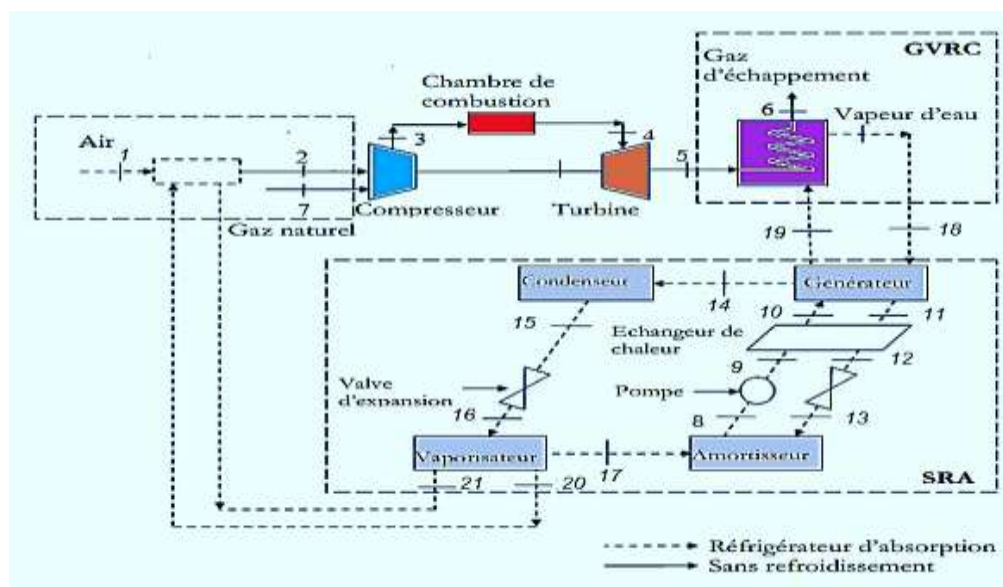


Figure 3. 4 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.

Le système de refroidissement par absorption présente certains avantages tels que :

- Consommation électrique très faible.
- Longévité, fiable et silencieuse.
- Pas sensible à l'humidité présente dans l'air.
- Augmente la puissance des turbines d'environ 25%.

Et certains inconvénients tels que :

- Capital d'investissement élevé.
- Nécessite une maintenance très rigoureuse.
- Temps d'installation important.

II.5 Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau ceci signifie une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [6]

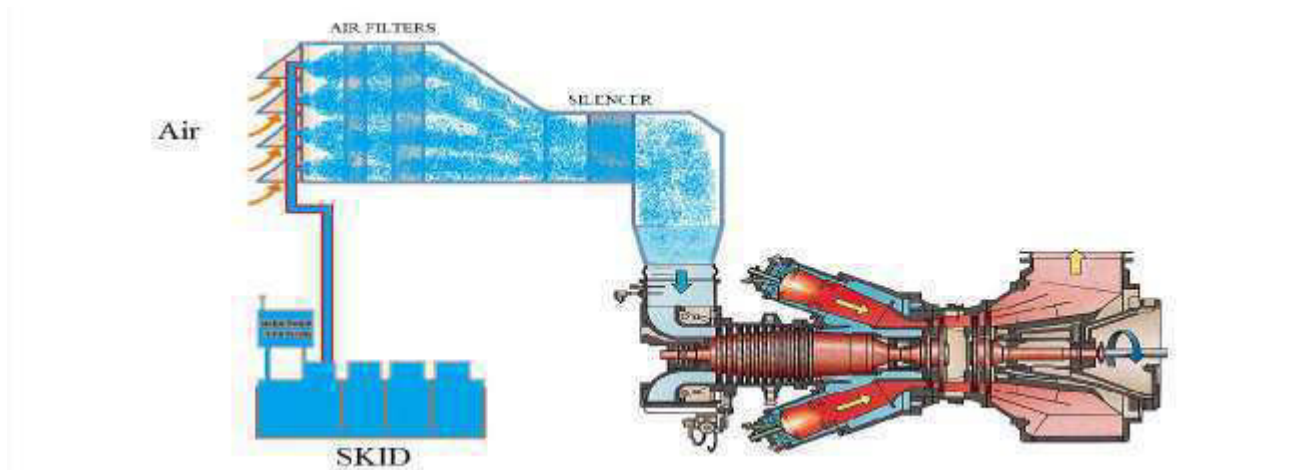


Figure 3.5: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.

Le système de refroidissement à brouillard présente certains avantages tels que :

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

Et certains inconvénients :

- Très influencé par le bulbe humide du site.
- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

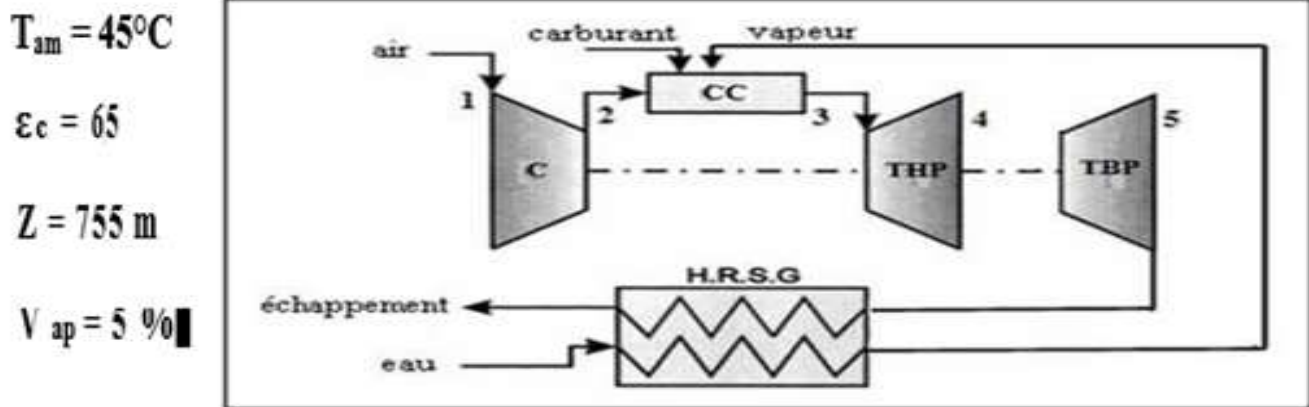
III .Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue générale détaillée sur quelques méthodologies utilisées dans l'industrie ont été mentionnées dans ce chapitre. Cela a permis de rappeler quelques notions concernant les méthodes de fonctionnement de la turbine à gaz, ainsi que les cycles d'amélioration de leurs performances. Ceci permettra aux lecteurs et aux utilisateurs industriels d'évaluer la complexité du comportement des turbines à gaz et de connaître leurs caractéristiques d'environnement afin de mieux les utiliser

CHAPITRE 4 : Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002C .

I. Etude thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur :

I.1 Schéma de l'installation :



Figure(4.1) : Amélioration de cycle simple par injection vapeur

II. Description du phénomène physique :

Le processus de combustion s'effectue dans la chambre de combustion où du carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau, dont les propriétés physiques sont calculées pour satisfaire les conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion. L'écoulement constitué par le mélange des gaz brûlés et par la quantité de la vapeur injectée, traverse les canaux inter-aubes de la turbine et conduit, par conséquent, à une augmentation progressive de la puissance délivrée au niveau de la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation, afin d'obtenir de la vapeur surchauffée, au niveau d'un récupérateur.

La vapeur d'eau est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, éliminant toutes les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs du pourcentage du débit massique de l'air d'aspiration du compresseur. La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25°C par rapport à la température de refoulement du compresseur. La pression limite d'approvisionnement de la vapeur doit être supérieure d'au moins 4 bar par rapport à la pression maximale dans la chambre de combustion [3]. Quand la vapeur est injectée juste en amont de la chambre de combustion, les caractéristiques principales de la turbine à gaz qui changent sont celles des deux processus de combustion et de détente. L'Injection de vapeur peut avoir deux objectifs majeurs :

- Une augmentation de la puissance débitée
- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NOx)

III. Equations de bilan

III.1 Modélisation mathématique :

Travail spécifique du compresseur axial :

$$W_c = C_{pa1} \cdot T_{amb} - C_{pa2} T_2 \dots \dots \dots (4.1)$$

Puissance du compresseur axial :

$$P_c = Q_a \cdot (C_{pa2} \cdot T_2 - C_{pa1} \cdot T_1) \dots \dots \dots (4.2)$$

A partir d'un bilan thermique appliqué au niveau de la chambre de combustion on a :

$$Q_{ma} \cdot h_2 + \eta_{cc} \cdot Q_{mc} \cdot PCI + Q_{mv} \cdot h_{v2} = (Q_{mg} + Q_{cv}) h_3 + Q_{mv} \cdot h_{v3} \dots \dots \dots (4.3)$$

1) Le débit massique du carburant, dans ce cas est donné par :

$$Q_{cv} = Q_{ma} \left(\frac{C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2 + V_{ap} (h_{v3} - h_{v2})}{(\eta_{cc} \cdot PCI - C_{pg3} \cdot T_3)} \right) \dots \dots \dots (4.4)$$

Avec : $V_{ap} = \frac{Q_v}{Q_a}$ désigne le rapport débit de vapeur/débit d'air

2) Le rendement de la chambre de combustion est donné par la formule suivante

$$\eta_{cc} = \frac{(Q_{ma} + Q_{cv}) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - Q_{ma} \cdot C_{pa2} + Q_{mv} (h_{v3} - h_{v2})}{Q_{cv} \cdot PCI} \dots \dots \dots (4.5)$$

3) Le travail développée par la turbine, en tenant compte de l'injection de vapeur, est donnée par :

$$W_{tv} = \left(1 + \frac{Q_{cv}}{Q_a} \right) \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg5} \cdot T_5) + \frac{Q_v}{Q_{ma}} \cdot (h_{v3} - h_{v5}) \dots \dots \dots (4.6)$$

4) La puissance développée par la turbine, en tenant compte de l'injection de vapeur, est donnée par :

$$P_{tv} = (Q_{ma} + Q_{cv}) \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg5} \cdot T_5) + Q_v (h_{v3} - h_{v5}) \dots \dots (4.7)$$

La puissance utile est définie comme étant la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la celle consommée par le compresseur, elle s'écrit :

$$P_{Uv} = P_{Tv} - P_c \dots \dots (4.8)$$

5) L'expression mathématique du rendement thermique global est donnée par :

$$\eta_{inj.v} = \frac{P_{u,v}}{Q_{cv.pci}} \dots \dots (4.9)$$

En utilisant ces données et en effectuant les calculs en se basant sur les équations précédentes, les résultats obtenus sont données dans le tableau ci-dessous, ils caractérisent les propriétés thermodynamiques du fluide en chaque point du cycle thermodynamique

Points	Pression [bar]	Température [K]	Masse volumique [kg.m ⁻³]
L'atmosphère	0,9338	318,15	1,0226
1	0,9238	318,15	1,0117
2	6,0045	570,5	3,7191
3	5,7643	1239,15	1,7688
4	1,9948	996	0,7557
5	0,9338	851,44	0,3988

Tableau 1: Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle

IV. Etude thermodynamique d'un cycle avec injection d'air :

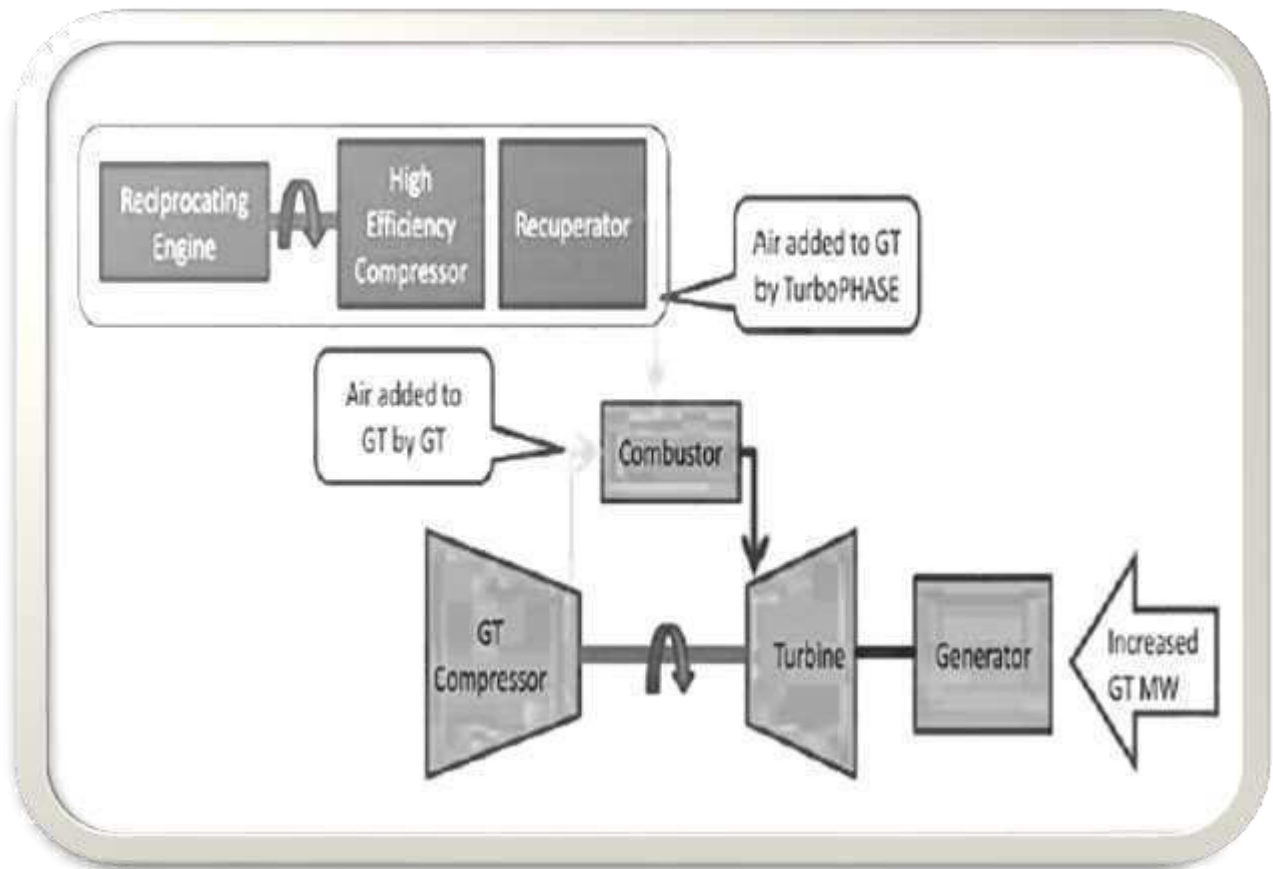


Figure (4.2) : Amélioration de cycle simple par injection d'air

V. 1).Description du phénomène physique :

La société américaine Powerphase [7] a réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple amélioré par le système d'injection d'air (TurboPhase), afin d'obtenir l'air et l'injecter dans le refoulement du compresseur axial (avant la chambre de combustion), cette technologie est utilisée pour restaurer la puissance qui est normalement perdue lorsque la température ambiante augmente ou à des altitudes plus élevées. Le système fonctionne en parallèle avec le compresseur de la turbine à gaz. Il injecte l'air

pressurisé chaud dans l'enveloppe de combustion de la turbine à gaz où il se mélange au flux de sortie du compresseur avant la combustion [8].

Le système se compose d'un moteur à mouvement alternatif qui entraîne un compresseur inter-refroidi multi-étages. La chaleur d'échappement du moteur est utilisée dans un procédé de récupération pour chauffer l'air du compresseur [8]

•1-Compresseur axial :

•Débit massique d'air d'admission ($Q_{ma.inj}$) :

on note $Q_{ma.inj}$ le débit massique injecte:

$$\begin{aligned}
 Q_{ma.in(max)j} &= Q_{ma}(T_{0max}) - Q_{ma}(T_{50}) && \text{[kg/s]} \\
 Q_{ma.inj(min)} &= Q_{ma}(T_{0max}) - Q_{ma}(T_{15}) && \text{[kg/s]} \\
 Q_{ma.inj(moy)} &= Q_{minj(max)} + Q_{mainj(min)}/2 && \text{[kg/s].....(4.10)}
 \end{aligned}$$

$Q_{ma(max)}$: Débit massique maximum admis par la turbine qui correspond à la température 0 °C.

$Q_{ma}(T_{amb})$: Débit massique qui correspond la température ambiante.

•Débit volumique d'air (Q_{va}) :

Le débit volumique du compresseur est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{v inj} = \frac{Q_{ma inj}}{\rho_{air}((50+25)/2)} \dots\dots\dots(4.11)$$

$Q_{va.inj}$: Débit volumique de l'air d'injection.

$Q_{ma.inj}$: Débit massique de l'air d'injection.

ρ_{air} :masse volumique de l'air $\rho_{air} = \frac{p_{atm}}{r.T_{atm}} \text{ [Kg/m}^3\text{].....(4.12)}$

r_{air} :cst spécifique des gaz de l'air. $r_{air} = \frac{R}{M_{air}}$

M_{air} :Masse molaire de l'air.

R:cst des gaz parfait.

• Pression et Temperature à l'entrée du compresseur (e):

$$P_e = P_{atm} = 1.013[Pa] \quad T_e = T_{amb} [K]$$

. Pression à la sortie de compresseur (Ps):

Pour éviter le phénomène de retour d'air dans la conduite d'injection il faut que la pression du compresseur du système d'injection doit être supérieure a celle de refoulement du compresseur axial

Compresseur axial : $P_2 = 6.92 \text{ bar}$ On impose : $P_s = 7 \text{ bar}$

P_s : La pression à la sortie de compresseur.

• Température à la sortie du compresseur de système d'injection (Ts) :

$$T_s = \frac{T_e \cdot \left(\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_{is}} + T_e \quad [K] \dots \dots \dots (4.13)$$

η_{is} : Rendement isentropique du compresseur

τ_c :Taux de cmpression $\tau_c = \frac{P_s}{P_e} \dots \dots \dots (4.14)$

• Travail réel de compresseur (Wc.Rél) :

D'après la référence [9] :

$$W_{C.pol} = \frac{n}{n-1} \cdot Z_{mov} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left(\tau_c^{\frac{n}{\gamma}} - 1 \right) \dots \dots \dots (4.15)$$

Coefficient polytropique : n

Facteur de compressibilité : Z

Travail polytropique de compresseur : $W_{C.pol}$

$$W_{C.rél} = \frac{W_{C.pol}}{\eta_{pol}} \quad [J/kg] \quad \dots\dots\dots(4.16)$$

Avec : $\eta_{pol} = 0.80 \dots\dots\dots [10]$

• **Puissance réelle requise sur le compresseur (P_{cc}) :**

$$P_{cc} = Q_{m.inj} \cdot W_{ré} \dots\dots\dots(4.17)$$

$$P_{cc} = \frac{Q_{m.a.inj} \cdot W_{pol}}{\eta_{pol}} \quad [W]$$

Alors :

• **Echangeur de chaleur :**

• **Flux échangé au niveau de l'échangeur (Q_{ce}):**

$$Q_{ce} = C_{p.a.} (T_{as} - T_{ae}) \dots\dots\dots(4.18)$$

C_p : Chaleur spécifique de l'air.

T_{as} : Température d'air à la sortie de l'échangeur.

T_{ae} : Température d'air à l'entrée de l'échangeur.

• **Efficacité de l'échangeur (ϵ):**

$$\epsilon = \frac{T_{as} - T_{ae}}{T_{gs} - T_{ae}} \quad \dots\dots\dots(4.19)$$

T_{gs} : Température des gaz d'échappement de moteur la sortie de l'échangeur.

Compresseur axial de la turbine :

• **Travail spécifique du compresseur axial (W_c) :**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_1) \quad [J/kg] \dots \dots \dots (4.20)$$

• **Puissance du compresseur axial (\dot{P}_c) :**

• La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_c = W_c \frac{Q_{ma,asp}}{\eta_{mc}} \dots \dots \dots (4.21)$$

Q_{ma} : Débit massique d'air d'admission au compresseur [kg/s].

η_{mc} : Rendement mécanique de compresseur axial.

2). Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion :

Le débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion est le débit massique d'air refoulé par le compresseur axial plus le débit massique d'air injecté par le système d'injection :

$$Q_{ma} = Q_{ma} + Q_{ma.inj} \quad [kg/s] \dots \dots \dots (4.21)$$

Q_{ma} : Débit massique d'air d'admission.

$Q_{ma.inj}$: Débit massique d'air injecté par le système d'amélioration.

• **Débit de combustible Q_{mc} :**

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f \cdot \lambda_a} \quad [kg/s] \quad \dots \dots \dots (4.23)$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

λ_a : Coefficient d'excès d'aire.

f: La masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

• **Chaleur de combustion (Q_{cc}) :**

$$Q_{cr} = \frac{(Q_{ma} + Q_{mc}) C_{pa} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \quad [W] \quad \dots\dots\dots(4.24)$$

$C_{p\text{air}}$: Chaleur spécifique d'air.

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

3).Travail délivré par la turbine haute pression HP :

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \quad [J/kg] \quad \dots\dots\dots(4.25)$$

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz brulé .

•Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :

La puissance délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mThp} \quad \dots\dots\dots(4.26) \quad [W]$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brulé.

η_{mThp} : Rendement mécanique de turbine HP.

4).Calcul du travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp}):

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = C_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \quad [J/kg] \quad \dots\dots\dots(4.27)$$

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz brulé (voir annexe 1).

•Puissance délivrée par la turbine BP (\dot{P}_{Tbp}) :

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mTbp} \quad [W] \quad \dots\dots\dots(4.28)$$

Q_{mg} : Débit massique des gaz brulé.

• **Calcul de la puissance utile de l'installation (\dot{P}_{ui}) :**

La puissance utile de l'installation est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_{ui} = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c$$

$$\dot{P}_{ui} = \dot{P}_T - \dot{P}_c \dots \dots \dots (4.29) \quad [W]$$

\dot{P}_c : Puissance de compresseur de la turbine.

P_{cc} : Puissance de compresseur de système d'injection.

\dot{P}_T : Puissance de la turbine.

• **Calcul du rendement thermique de l'installation (η_{th}) :**

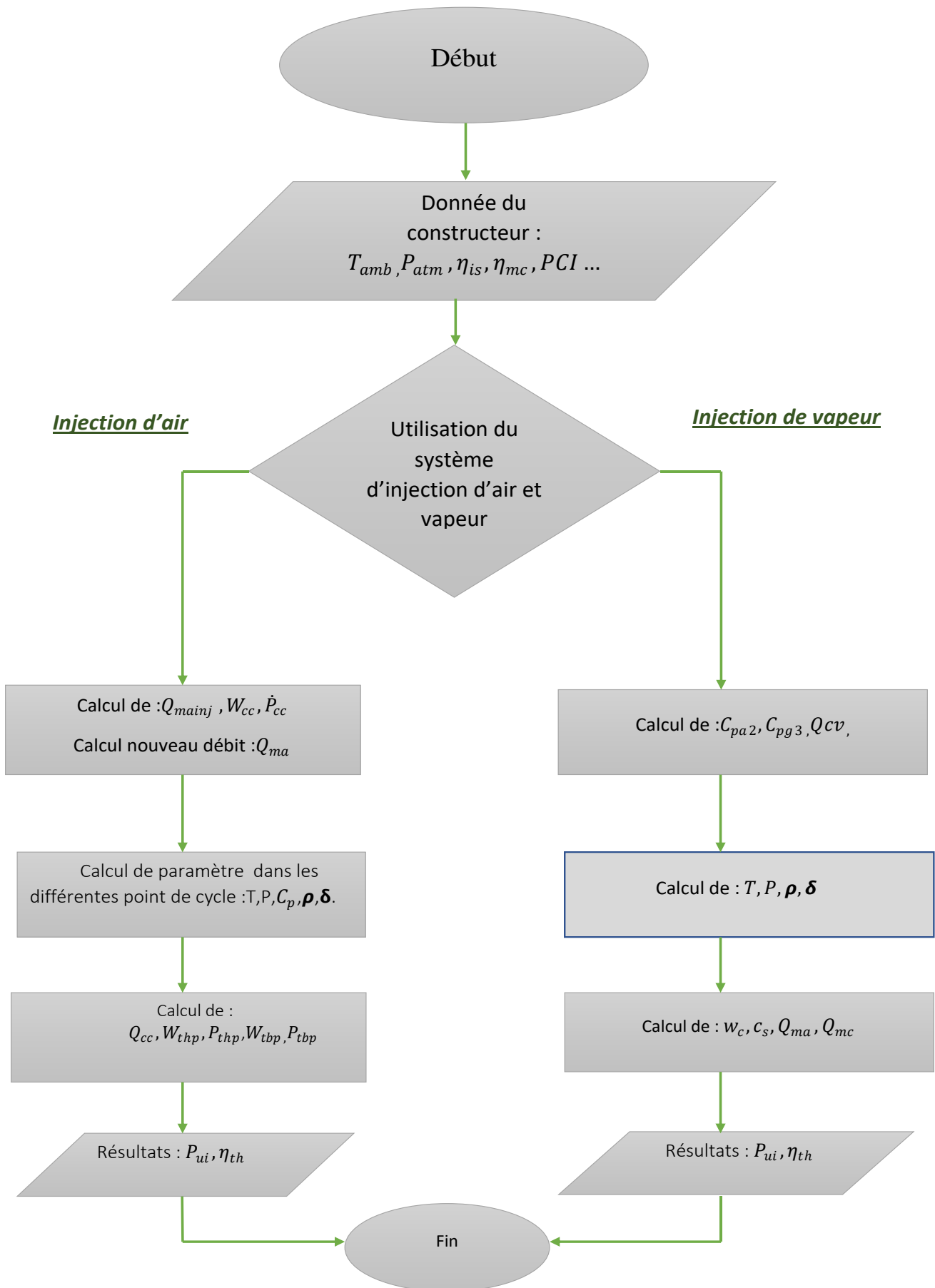
Le rendement de l'installation est exprimé par la formule suivant :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_{ui}}{Q_{cci}} \dots \dots \dots (4.30)$$

Q_{cc} : Chaleur de la chambre de combustion de la turbine.

Q_{si} : Chaleur de moteur du système d'injection.

η_{si} : Rendement de système d'injection.



CHAPITRE 5 :

Les résultats

I. Les résultats :

1. Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion :

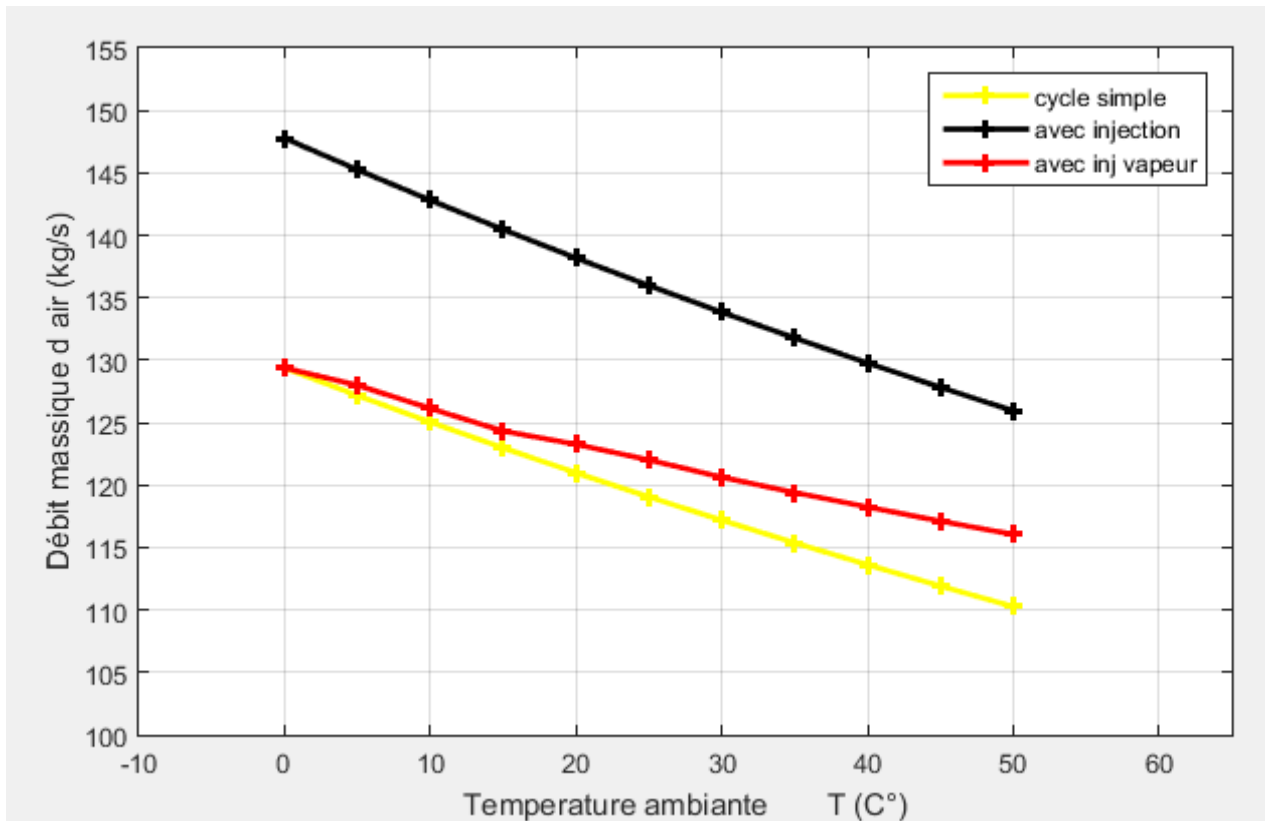


Figure 4.3: Variation de débit massique de l'air refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.

La figure 4.3 représente la variation de débit massique refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante pour les trois cas d'installations (cycle simple, cycle avec injection de vapeur et cycle avec injection d'air).

D'après les résultats de la figure 4.3 on remarque que dans le cycle simple le débit massique refoulé dans la chambre de combustion est inversement proportionnel à la température ambiante, aussi avec le système d'injection de vapeur utilisé permet d'obtenir un débit massique meilleur que dans le cas classique. En revanche avec le système d'injection d'air la diminution est faible et la valeur du débit massique est supérieur par rapport

les deux autres systèmes.

2.Travail spécifique de compresseur axial :

La figureur 4.4 représente la variation de travail spécifique de compresseur en fonction de la température ambiante avec le système d'injection et sans système injection d'air.

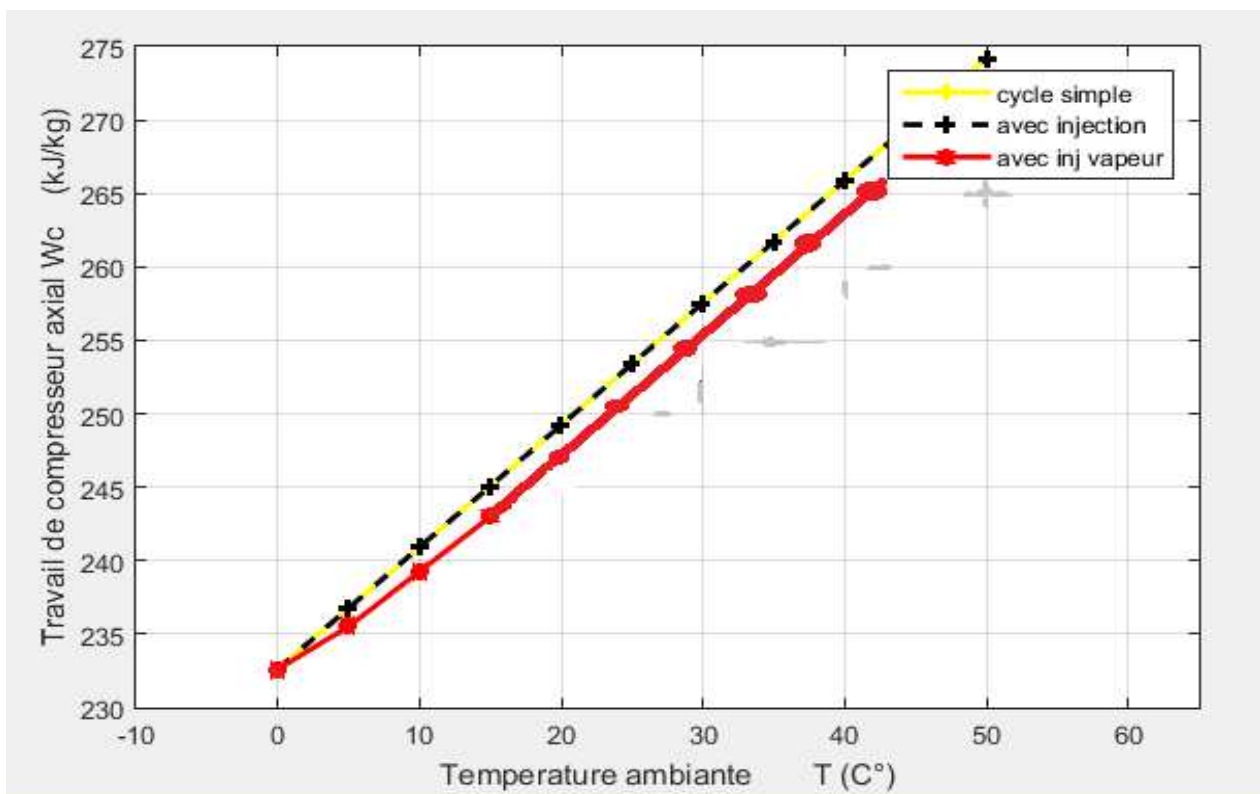


Figure 4.4 : Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure 4.4 nous avons remarqué que les allures du travail spécifique pour les trois cas sont identiques c'est-à-dire que quand la température ambiante augmente le compresseur consomme plus de puissance. On constate aussi que dans les cycles avec injection d'air et vapeur la puissance nécessaire au compresseur est la même que dans le cycle simple. Ceci est dû au fait que les deux systèmes d'injection d'air et vapeur n'ont aucune influence sur le compresseur axial de la turbine, parce qu'ils injectent l'air dans le refoulement de ce dernier.

3. Puissance utile de l'installation :

La figure 4.5 représente la Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante

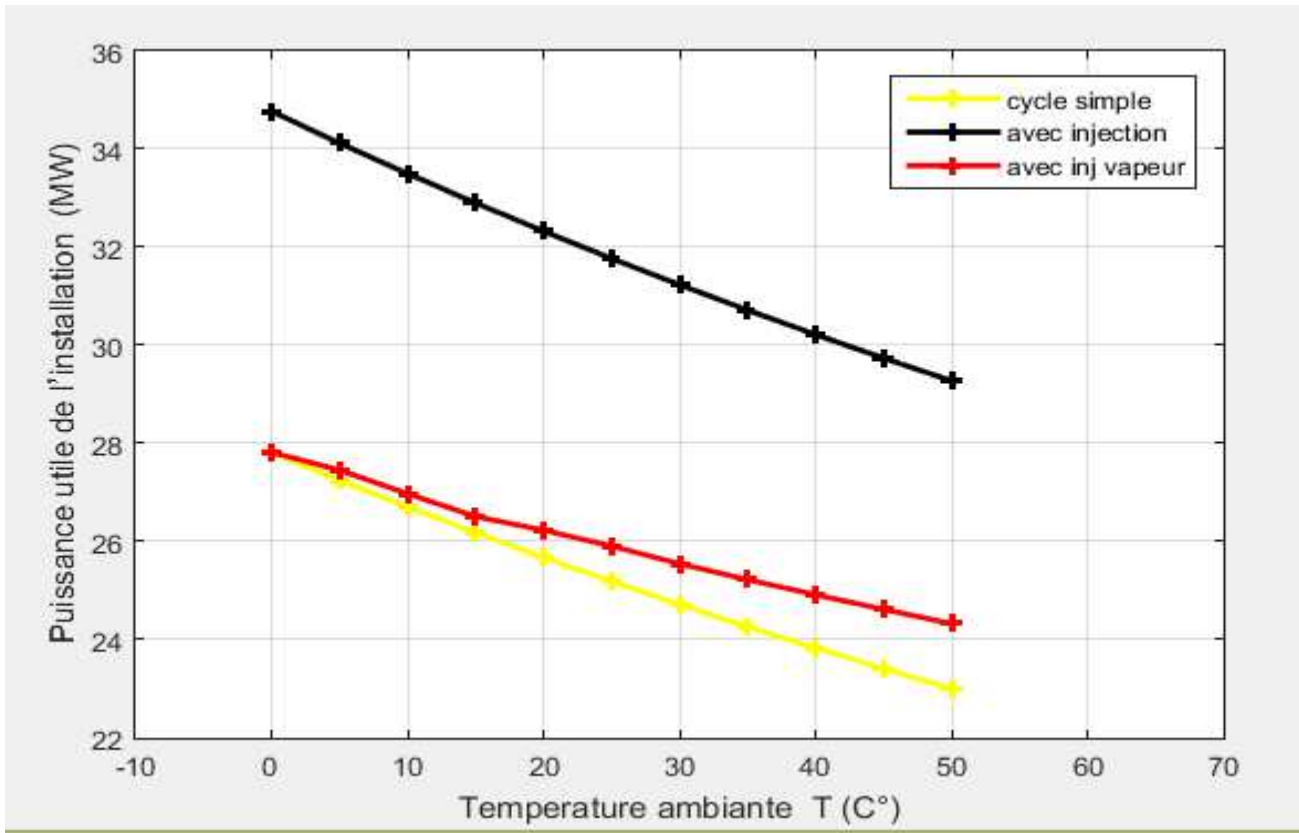


Figure 4. 5 : Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.

Il est bien clair d'après la figure 4.5 l'influence de la température d'admission sur la puissance produite.

On peut remarquer que lorsqu'on utilise le système d'injection de vapeur la puissance utile est améliorée par rapport à celle produite par le cycle simple.

Sur la même figure on peut aussi constater que la puissance est meilleure lorsqu'on utilise le système d'injection d'air. Cette puissance augmente proportionnellement avec la température ambiante.

4. Rendement thermique de l'installation :

La figure 4.6 représente la variation de rendement de l'installation en fonction de la température ambiante avec et sans système injection d'air.

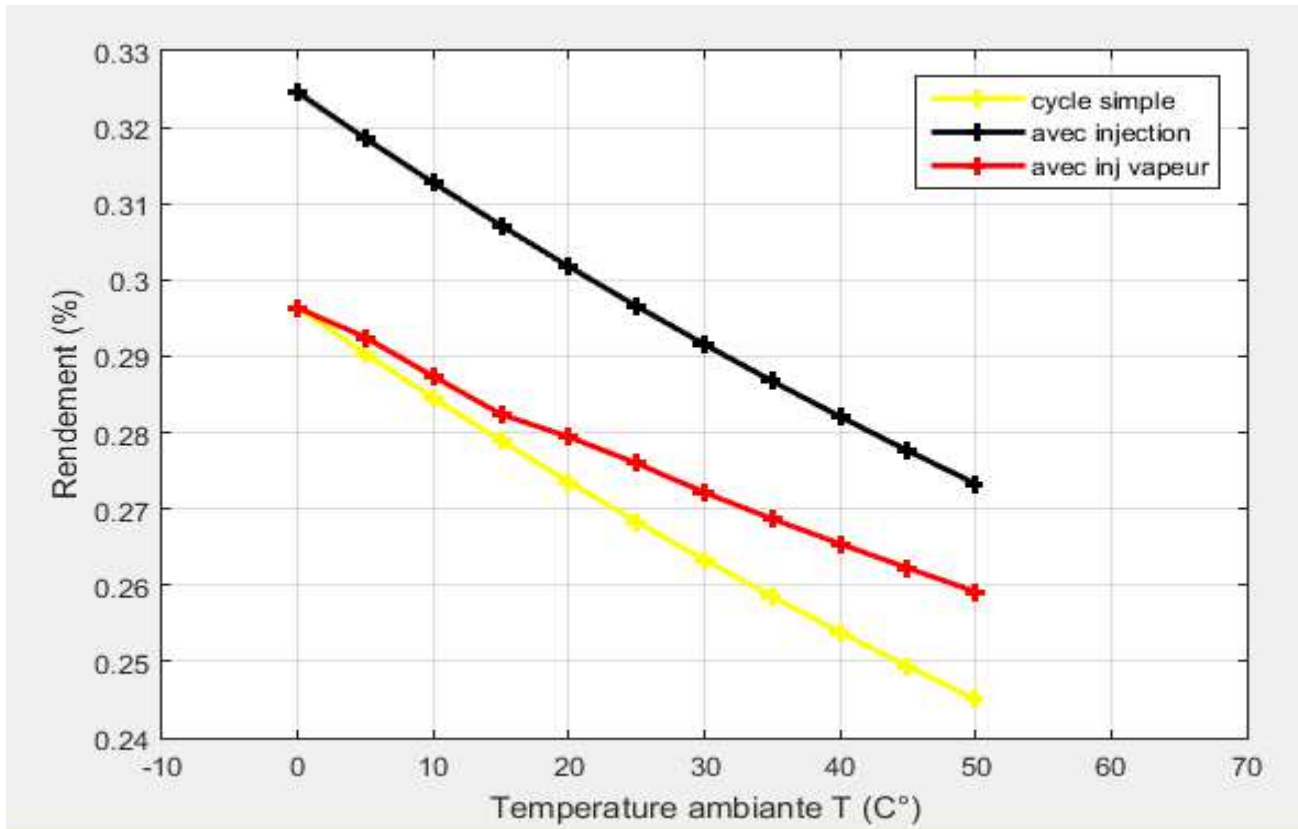


Figure 4.6 : Variation de rendement de l'installation en fonction de température ambiante.

Pour le cycle simple et le cycle avec injection de vapeur on note que le rendement est inversement proportionnel avec la température, plus la température augmente le rendement diminue. Sur une plage de température de 0 à 50 °C le rendement de cycle simple varie entre 29.64% à 24.5%, et le rendement de cycle avec injection de vapeur varie de 29.64% à 25.9%. On constate aussi que pour une même température le rendement obtenu avec injection de vapeur est meilleure que celui du cycle simple. Par contre pour le cycle avec injection d'air montre que le rendement est plus amélioré, pour la même plage de température le rendement varie de 32.64% à 27.5%.

• Conclusion Générale :

Ce mémoire nous a permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site de Hassi R'mel.

Au cours de notre stage, on a assisté à de nombreuses révisions des turbines à gaz de type MS 5002C qui sont prises en charges par le groupe GE (General Electric), ce qui nous a permis de voir les différents organes qui constituent la turbine à gaz et leurs rôles.

Pour cela, nous avons pris la turbine à gaz de la société SONATRACH, GE MS5002C, largement utilisée dans l'industrie comme machine d'application.

D'après la recherche bibliographique, on a trouvé qu'il existe plusieurs techniques d'amélioration des turbines à gaz, tels que, l'injection de vapeur, et l'injection d'air qui une technique récente pas encore utilisé en Algérie. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz. Nous avons présenté l'étude et le développement de la technique d'injection avec vapeur et une autre étude de la technique d'injection d'air sec dans la chambre de combustion, permettent une certaine amélioration des performances de l'installation de la turbine à gaz. Cette étude nous a donné un bon aperçu sur l'efficacité des systèmes d'amélioration.

L'application des différentes méthodes étudiées et spécialement la méthode d'injection de vapeur et celle de l'injection d'air sur une installation réelle à la région de Hassi R'mel nous a permis de confirmer que les deux méthodes permettre d'augmenter le rendement et la puissance du cycle simple. D'après les résultats qu'on a obtenus, l'injection de vapeur ne fournit pas une augmentation très significative de la puissance et du rendement de la turbine à gaz (une augmentation de 5% de puissance et 6% de rendement)

D'autre part en ce qui concerne la méthode d'injection d'air, ce système est efficace dans une large plage des températures ambiantes, son efficacité est bien apparente avec une augmentation très significative de la puissance et du rendement de la turbine à gaz (une augmentation de % de puissance et % de rendement)

1). Les Résultats de calcul cycle simple :

- Puissance utile (MW)..... $\dot{P}_u = 27.19$ **donnée de constructeur : $\dot{P}_u = 28$**
- Rendement thermique (%)..... $\eta_{th} = 27.64$ **donnée de constructeur : $\eta_{th} = 28$**

2). Les résultats 'injection de vapeur' obtenus en termes de débits, de travaux, de puissances et de rendement sont comme suit :

- Puissance utile (MW)..... $\dot{P}_u = 28.82$
- Rendement thermique (%)..... $\eta_{th} = 29.46$

3). Les résultats ‘injection d’air’ obtenus en termes de débits, de travaux, de puissances et de rendement sont comme suit :

- Puissance utile (MW)..... $\dot{P}_u = 34.21$
- Rendement thermique (%)..... $\eta_{th} = 32.77$

- **Conclusion Générale :**

Ce mémoire nous a permis de comprendre au mieux l’importance et la nécessité de l’utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l’industrie gazière du site de Hassi R’mel.

Au cours de notre stage, on a assisté à de nombreuses révisions des turbines à gaz de type MS 5002C qui sont prises en charges par le groupe GE (General Electric), ce qui nous a permis de voir les différents organes qui constituent la turbine à gaz et leurs rôles.

- Pour cela, nous avons pris la turbine à gaz de la société SONATRACH, GE MS5002C, largement utilisée dans l’industrie comme machine d’application.
- D’après la recherche bibliographique, on a trouvé qu’il existe plusieurs techniques d’amélioration des turbines à gaz, tels que FOGGNG , système de refroidissement , l’injection de vapeur et l’injection d’air qui une technique récente pas encore utilisé en Algérie. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.
- Ce travail décrit une analyse théorique de l’influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz. Nous avons présenté l’étude et le développement de la technique d’injection avec vapeur et une autre étude de la technique d’injection d’air sec dans la chambre de combustion, permettent une certaine amélioration des performances de l’installation de la turbine à gaz. Cette étude nous a donné un bon aperçu sur l’efficacité des systèmes d’amélioration.
- L’application des différentes méthodes étudiées et spécialement la méthode d’injection de vapeur et celle de l’injection d’air sur une installation réelle à la région de Hassi R’mel nous a permis de confirmer que les deux méthodes permettent d’augmenter le rendement et la puissance du cycle simple. D’après les résultats qu’on a obtenus, l’injection de vapeur ne fournit pas une augmentation très significative de la puissance et du rendement de la turbine à gaz (une augmentation de 5% de puissance et 6% de rendement)

- D'autre part en ce qui concerne la méthode d'injection d'air, ce système est efficace dans une large plage des températures ambiantes, son efficacité est bien apparente avec une augmentation très significative de la puissance et du rendement de la turbine à gaz (une augmentation de % de puissance et % de rendement)

Les référence :

- [1] : ‘Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d’une turbine a gaz 5002c’ 2011. Djelfa
- [2]: Fundamentals of Engineering thermodynamique ‘Micheal.j Moran – b.baly’
- [3]: Gaz Turbine engineering handbook sacand edition by Meherwan P. Bouce .
- [4]: Laboratoire de hassi rmel
- [5]: G.E.Oil and gaz manuel de formation pour la conduite et l’entretien
- [6] : Numeliphy.unisciel_fr/index
- [7]: L.powerphase ‘project summary report turbophase installation’ 2016
- [8] :B.Kraft,’<http://www.powerphaseellc.com>’ 2016
- [9] : Amelioration des performances de la turbine a gaz . mémoire 2016
- [10] : O.Cleynen,’Thermodynamique’ Available://thermodynamique.ninja/.
- [11] : Optimisation du temps de la révision générale de la turbine MS5002C. .memoire 2014
- [12] : Sonatrach, Gas turbine, ‘Major factors influencing turbine performance’.
- [13] : www.aclg.be/create/modules-evaluation2-cg/page02/
- [14] :Defface chemseddine & Boucherbout said ‘memoire jijjel universitee Seddik Benyahya