

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



Faculté des Sciences de L'Ingénieur
Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

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

Filière : Génie mécanique

Option : Installations Energétiques et Turbomachines

THEME

Analyse énergétique et exergétique de l'effet de refroidissement
de la turbine à gaz sur ses performances

Présenté par :

TOUNSI ASSIA

HAMMOUCHE NOUR EL HOUDA

Promotrice : M^{me} F.Brahimi

En cadreur : Hammadi .M.Ramzi

Promotion 2018- 2019

Remerciements

Nous remercions Dieu qui nous a donné la force et la patience Pour terminer ce travail.

Nous exprimons nos sincères remerciements:

A nos parents pour leur contribution pour chaque travail que nous avons effectué.

A notre promotrice M^{me}Brahimi .F pour son aide et son dévouement.

A notre en cadreur Hammadi M .Ramzi .

A l'ensemble des enseignants du département de Génie Mécanique et spécialement ceux de l'option installations énergétiques

Que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail, trouventicinos sincères reconnaissances.

Merci

Dédicace

Je dédie ce mémoire à:

Tous ceux qui se sont donné toutes les peines et les sacrifices,

Pour me voir réussir dans la vie.

*Les deux personnes les plus chères à mon cœur, mon père et ma mère,
qui m'ont apporté soutien et confort tout au long de mes études.*

Mes frères Ameer, saad, Iassa

Mes sœurs : Yasmine, Ahlame

Et la famille TOUNSI

Tous mes amis que j'aime et que j'estime.

Mes collègues du groupe MIET-17

Tous mes amis sans exception

ALI, Khawthar, fella, sara.

Mon binôme «houda»

Et sa famille «hammouche ».

Et sans oublier mes enseignants qui m'ont soutenu durant

Toutes mes années d'études.

ASSIA



Dédicace

Je dédie ce mémoire à:

Tous ceux qui se sont donné toutes les peines et les sacrifices,

Pour me voir réussir dans la vie.

*Les deux personnes les plus chères à mon cœur, mon père et ma mère,
qui m'ont apporté soutien et confort tout au long de mes études.*

Mes frères Sofain ,wassime

Ma sœur :Hafsa

Et la famille Hammouche et Merabeti

Tous mes amis que j'aime et que j'estime.

Mes collègues du groupe MIET-17

Tous mes amis sans exception

Amina ,fella ,sarah.

Mon binôme «ASSIA»

Et sa famille «TOUNSI ».

Et sans oublier mes enseignants qui m'ont soutenu durant

Toutes mes années d'études.

NOUREL HOUDA



Tableau de matière

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Sommaire :

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Présentation de la centrale

I. Historique de la société	3
II. Présentation et constitution générale de la centrale HAMM II.....	4
III. Constitution d'une tranche de production	5
III.1. Compresseur	6
III.2. Chambre de combustion	7
III.3. Turbine.....	8
III.4. Alternateur	9
III.5. Transformateur principal TP	9
IV. Démarrage et couplage du groupe au réseau	10
V. Refroidissement des aubages de la turbine HAMMA	11

Chapitre II : Généralités sur les techniques de refroidissement

I. Introduction	15
II. Refroidissement par liquide	15
III. Refroidissement par gaz.....	16
III.1. Refroidissement interne	17
III.1.1. Refroidissement par convection	17
III.1.2. Refroidissement par impact de jet	18
III.2. Refroidissement externe	19
III.2.1. Refroidissement par transpiration.....	19
III.2.2. Refroidissement par film	20

Tableau de matière

Chapitre III : Analyse thermodynamique

I. Bilan énergétique d'une turbine à gaz à cycle simple	22
I.1. Analyse thermodynamique	23
I.1.1. Compresseur axial.....	24
I.1.2. Chambre de combustion	26
I.1.3. Turbine.....	27
I.1.4. Rendement thermique de l'installation	28
I.1.5. Rendement global	28
II. Bilan énergétique turbine à gaz avec refroidissement.....	29
II.1. Analyse thermodynamique.....	30
II.1.1. Compresseur axial.....	32
II.1.2. Chambre de combustion	34
II.1.3. Turbine.....	34
II.1.4. Rendement thermique de l'installation	36
II.1.5. Rendement global	37
III. Bilan exégétiques du cycle simple	38
III.1. pertes exégétiques dans le compresseur axial.....	38
III.2. pertes exégétiques dans la chambre de combustion	39
III.3. pertes exégétiques dans la turbine.....	39
III.4. Pert exégétique globale.....	40
III.5. Rendement exégétique du cycle.....	40
IV. Bilan exégétique du cycle avec refroidissement	41
IV.1. Pertes exégétiques dans compresseur axial.....	41
IV.2. Pertes exégétiques dans la chambre de combustion	41
IV.3. Pertes exégétiques dans la turbine	42
IV.4. Pert exégétique globale.....	43
IV.5. Rendement exégétique du cycle.....	43
V. Organigramme de programme	44

Chapitre IV : Résultats et discussions

I. Résultats du bilan énergétique	46
II. Analyse comparative	47
III. Analyse paramétrique	49

Tableau de matière

III.1. Influence de la température ambiante	49
III.2. Influence du taux de compression	51
IV. Résultats du bilan exergétique	53
V. Analyse comparative	54
VI. Analyse paramétrique	57
VI.1. Influence de la température ambiante	57
VI.2. Influence du taux de compression	60
Conclusion générale.....	63

Références bibliographiques

Annexes

Liste des figures

Liste des figures :

Figure. I. 1: Constitution d'une tranche de production	6
Figure. I. 2: Compresseur de la TG HAMMA.....	7
Figure. I. 3: Vue externe et interne de la chambre de combustion.....	8
Figure. I. 4: Turbine.....	8
Figure. I. 5: Alternateur de la centrale électrique HAMMA II.....	9
Figure. I. 6: Transformateur principal.....	10
Figure. I. 7: Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.....	11
Figure. I. 8: Refroidissement par film.....	12
Figure. I. 9: Principe de refroidissement par film.....	13
Figure. II.1: Différentes techniques de refroidissement des aubes.....	15
Figure. II. 2: Types de refroidissement de l'aube.....	16
Figure. II. 3: Refroidissement par convection.....	17
Figure. II.4: Refroidissement par impact de jet.....	18
Figure. II. 5: Refroidissement par transpiration.....	19
Figure. III. 1: Schéma d'installation de la turbine à gaz.....	22
Figure. III. 2: Cycle réel de Joule – Baryton.....	23
Figure. III. 3: Schéma d'installation de la turbine à gaz avec refroidissement par film.....	29
Figure. III. 4: Cycle réel avec refroidissement par film.....	30
Figure. IV.1: Puissance du compresseur axial.....	48
Figure. IV.2: Puissance de la chambre de combustion.....	48
Figure. IV.3: Puissance fournie par la turbine.....	48

Liste des figures

Figure. IV.4:Puissance utile.....	49
Figure. IV.5:Rendement thermique.....	49
Figure. IV.6:Évolution de puissance utile en fonction de la température à l'entrée du compresseur (a) cycle simple cycle (b) cycle avec refroidissement.....	50
Figure. IV. 7:Évolution du rendement thermique en fonction de la température à l'entrée du compresseur (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissent.....	51
Figure. IV. 8: Évolution de puissance utile en fonction de taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....	52
Figure. IV. 9:Évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....	52
Figure. IV.10: Évolution de la fraction du débit de refroidissement en fonction du taux de compression.....	53
Figure. IV.11: Rendements exérgétiques des composants du cycle simple et avec refroidissement.....	55
Figure. IV.12: Pertes exérgétiques dans les composants du cycle simple et avec refroidissement.....	55
Figure. IV. 13: Pertes exérgétiques globales du cycle simple et avec refroidissement.....	56
Figure. IV. 14: Rendements exérgétiques du cycle simple et avec refroidissement...56	56
Figure. IV. 15:Évolution du rendement exéregétique en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....	57
Figure. IV.16:Évolution des pertes exéregétiques en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....	58
Figure. IV. 17: Évolution des pertes exérgétiques dans le compresseur en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....	58

Liste des figures

- Figure. IV.18:Évolution des pertes exérgétiques dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement...59
- Figure. IV. 19:Évolution des pertes exérgétiques dans turbine en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....59
- Figure. IV. 20:Évolution du rendement exérgétique en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....60
- Figure. IV. 21:Évolution des pertes exérgétiques globales en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....61
- Figure. IV.22:Évolution des pertes exérgitques dans le compresseur en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....61
- Figure. IV.23:Évolution des pertes exérgitques dans la chambre de combustion en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....62
- Figure. IV.24:Évolution des pertes exérgitques dans la turbine en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement.....62

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau. I.1 : Nombre de rangées	14
Tableau. IV.1: Températures et pressions dans chaque point de cycle simple.....	46
Tableau. IV.2 : Températures et pressions dans chaque point de cycle avec refroidissement.....	46
Tableau. IV.3 : Performances de la turbine.....	47
Tableau. IV.4 : Exergie dans chaque point du cycle simple.....	53
Tableau. IV.5 : Exergie dans chaque point du cycle avec refroidissement.....	54
Tableau. IV.6 : Rendement exergétique et Pertes exergétiques des cycle avec et sans refroidissement.....	54

Nomenclature

Nomenclature

Symbole	Signification	unité
T	Température	[K]
T _{amb}	Température ambiante	[K]
P	Pression	[Pa]
PCI	Pouvoir calorifique du combustible	[kJ/kg]
R	Constante des gaz parfaits	[J/mole.K]
Q _m	Débit massique de l'air	[kg/s]
Q _v	Débit volumique de l'air	[m ³ /s]
Q _f	Débit de fuel	[kg/s]
cp	Capacité calorifique à pression constante	[J/kg.K]
f	Fraction de fuel par rapport à l'air	–
M _{air}	Masse molaire de l'air	[kg /kmole]
W	Travail	[J/kg]
W _c	Travail spécifique du compresseur axial	[J/kg]
W _T	Travail spécifique de la turbine	[J/kg]
P	Puissance	[W]
P _c	Puissance du compresseur axial	[W]
Q _{cc}	Energie fournie dans la chambre de combustion	[J]
P _{cc}	puissance de chambre de combustion	[W]
P _T	Puissance de la turbine	[W]
P _u	Puissance utile	[W]
ex	Exergie par unité de masse	[J/kg]
Δex	perte exéégétique	[J/kg]
h	Enthalpie massique	[J/kg]
S	Entropie massique	[J/kg]

Nomenclature

Lettres grecques

τ	Taux de compression du compresseur axial	–
τ_T	Taux de détente	–
τ_{etc}	Taux d'étage du compresseur	–
τ_{ett}	Taux d'étage de la turbine	–
η_{th}	Rendement thermique	[%]
η_{IC}	Rendement du compresseur axial	[%]
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	[%]
η_m	Rendement mécanique	[%]
η_{IT}	Rendement isentropique de la turbine	[%]
η_g	Rendement global	[%]
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	[kg /m ³]
γ	Exposant polytropique	–
ε	Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion	–
e	Fraction de débit de l'air de refroidissement	–
–		

Abréviation

EGA	Electricité et gaz d'Algérie
SAE	Société Algérienne de l'électricité et du gaz
E.P.E	Entreprise publique
EPIC	Etablissement publique à caractère industriel
SPE	Société Production d'Electricité
GRTE	Gestion Régionale Transport d'Electricité
TXP	Système contrôle commande
ES	Engineering système de diagnostic
OM	Operating and Morritoring ou système de conduit et de supervision.
SINEECHI	Siemens Network Communication.
AS	Automation Système

Nomenclature

TG	Turbin à gaz
IGV	Inlet Guide Valve
TP	Transformateur principal
C	Compresseur
G	Gaz
Ch	Chambre de combustion
T	Turbine
A	Arbre
u	Utile

Introduction

Générale

Introduction générale

Le secteur de l'énergie en Algérie occupe une place prédominante dans l'économie, les hydrocarbures à eux seuls représentent 60 % des recettes du budget et 98 % des recettes d'exportation.

Les missions principales de SONELGAZ sont la production, le transport et la distribution de l'électricité ainsi que le transport et la distribution du gaz par canalisations. Ses nouveaux statuts lui confèrent la possibilité d'intervenir dans d'autres segments d'activités présentant un intérêt pour l'entreprise et notamment dans le domaine de la commercialisation de l'électricité et du gaz à l'étranger.

La société SONELGAZ a plusieurs branches parmi elles la centrale électrique HAMMA II. La centrale électrique HAMMA II, utilise deux turbines à gaz pour la génération de puissance électrique de 209 MW. Cette turbine conçue à partir de conditions bien précises à savoir une température de 5° C avec un rendement de 34%.

A fin d'améliorer les puissances et les rendements des turbines à gaz, différentes méthodes telles que la régénération, le refroidissement intermédiaire, le préchauffage, l'injection d'eau ou de vapeur d'eau, le refroidissement de l'air de combustion et l'injection d'air avant la chambre de combustion ont été utilisées.

Pour augmenter l'efficacité et la puissance des turbines à gaz des centrales électriques modernes, les concepteurs s'efforcent sans cesse d'augmenter la température d'entrée maximale de la turbine. Au cours de la dernière décennie, la température est passée de 1500 K à 1750 K dans certaines unités à hautes performances [1].

Avec cette augmentation de température, seuls 25% environ peuvent être attribués à des alliages améliorés. De nouveaux matériaux, tels que la céramique, pourraient aider à augmenter encore plus cette température maximale à l'avenir.

Cependant, la plupart des améliorations récentes de la température d'entrée résultent d'un meilleur refroidissement des aubes et d'une meilleure compréhension du transfert de chaleur et de la distribution tridimensionnelle de la température dans le passage de la turbine.

L'objectif du présent travail est de présenter une analyse thermodynamique du cycle simple de turbine à gaz et du cycle avec refroidissement qui permet de pouvoir chiffrer l'incidence du refroidissement de la turbine à gaz sur les performances de l'installation selon l'aspect énergétique ainsi que l'aspect exergetique.

Introduction générale

Pour mener à bien cette étude, le travail est organisé en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre nous exposons une vue générale de la turbine à gaz V94.3A son principe de fonctionnement, ses composants, ...etc.

Le deuxième chapitre s'intéresse à la description des techniques de refroidissement des aubes des turbines à gaz tels que la convection interne forcée, l'impact de jet de fluide, la transpiration et le refroidissement par film.

Le troisième est réservé à l'analyse énergétique et exérgétique qui se penche sur la thermodynamique du cycle pour déterminer les différents paramètres thermodynamiques des différentes stations des cycles avec et sans refroidissement, les puissances utiles, les rendements thermique et exérgétique ainsi que les pertes exérgétiques dans les différents éléments de l'installation

Dans le quatrième chapitre nous exposons tous les résultats issus des analyses énergétique et exérgétique.

Une analyse comparative des deux cycles avec et sans refroidissement est établie ainsi qu'une analyse paramétrique montrant l'influence de certains paramètres clés tels que la température ambiante, le taux de compression et la température à l'entrée de la turbine.

A la fin, on termine par une conclusion générale.

Chapitre I: présentation de la centrale

I. Historique de la société:

SONELGAZ est l'opérateur historique dans le domaine de la fourniture des énergies électriques et gazières en Algérie. Ses missions principales sont la production, le transport et la distribution de l'électricité ainsi que le transport et la distribution du gaz par canalisations. Ses nouveaux statuts lui confèrent la possibilité d'intervenir dans d'autres segments d'activités présentant un intérêt pour l'entreprise et notamment dans le domaine de la commercialisation de l'électricité et du gaz à l'étranger.

En 1947 est créé l'établissement public **Electricité et Gaz d'Algérie (EGA)**, auquel est confié le monopole de la production, du transport et de la distribution de l'électricité et du gaz. EGA regroupe les anciennes entreprises de production et de distribution, de statut privé, Société Algérienne de l'électricité et du gaz (SAE), tombant sous le coup de la loi de nationalisation de 1946, promulguée par l'état français.

Le 28 juillet 1969 suite à la dissolution de l'électricité et du gaz algérien EGA. Lors de sa création, cette entreprise était considérée comme entreprise publique (E.P.E) jusqu'au 14 décembre 1991 depuis sa nature juridique est passée économique de l'EPE en établissement public à caractère industriel EPIC SONELGAZ.

SONELGAZ est une société par actions conformément à la loi N°02/01 de 05 Février 2002 relative à l'électricité et à la distribution du gaz par canalisations. L'Entreprise SONELGAZ devenant ainsi un puissant groupe industriel est structuré en plusieurs filiales : (SPE) Société Production d'Electricité, (GRTE) Gestion Régionale Transport d'Electricité, (GRTG) Gestion Régionale Transport Gaz, est quatre (04) Filiales régionales Distribution d'Electricité et du Gaz, et d'autres entreprise de filiales des activités périphériques.

Pour l'amélioration de ses prestations, SONELGAZ a toujours mobilisé des chiffres importants afin de développer et de moderniser ces infrastructures. Pour la période 2005/2010, un programme d'investissement exceptionnel est mis en œuvre afin d'augmenter ces capacités de production d'électricité, de réhabiliter son réseau de transport d'électricité. L'ambition de SONELGAZ est de devenir plus compétitif pour pouvoir faire face à la concurrence qui se profile et compter, à terme, parmi les cinq meilleurs opérateurs du secteur dans le bassin méditerranéen.

II. Présentation et constitution générale de la centrale HAMM II:

La Centrale Electrique HAMMA II est située au centre d'Alger. Elle représente le noyau de la production dans le sous groupement transport. D'une part, elle est destinée à faire face à la demande d'énergie résultante de l'implantation de divers aménagements industriels et domestiques, et d'autre part pour assurer un appoint du réseau général interconnecté.

Le terrain disponible pour l'implantation du projet HAMMA II a une superficie de l'ordre de 1,5 Ha. Il est délimité :

- Au Nord par la voie de chemin de fer.
- Au Sud par la rue HASSIBA BEN BOUALI.
- A l'Est par l'unité ASMIDAL.

La centrale est constituée principalement de :

✓ **Salle de commande :**

C'est le cerveau de la centrale, car au niveau de ce point centralisé sont disponibles toutes les commandes, les indications et les informations qui doivent favoriser :

- La surveillance des états et des paramètres
- La rapidité et la sécurité des actions
- La détection des anomalies
- L'élimination des défauts
- L'optimisation des réglages

✓ **Système électrique et de commande (PCC) :**

Comprend tout l'équipement électrique et de commande indispensable au démarrage, au fonctionnement normal et à l'arrêt de sécurité des turbines à gaz et des systèmes auxiliaires de la centrale.

✓ **Salle des machines :**

Où sont logés les alternateurs, les turbines à gaz et les différents systèmes mécaniques.

✓ Alimentation des auxiliaires :

Ensemble d'équipement électriques servant à alimenter les différentes tranches de la centrale et tous les systèmes strictement liés.

✓ Système électrique HT :

Ce système assure la liaison entre les groupes générateurs et le réseau de distribution, il consiste essentiellement en :

- Deux transformateurs élévateurs de tension de puissance nominale ajustable
- Des arrivées des alternateurs en gaines coaxiales comportant des disjoncteurs et sectionneurs
- Des départs comportant des disjoncteurs et sectionneurs

✓ Groupe électrogène et le transformateur 63KV :

Ils représentent le deuxième et le troisième secours, pour assurer l'alimentation permanente des auxiliaires et pour permettre le démarrage en cas de défaillance au niveau du réseau.

✓ Système contrôle commande TXP :

Le TELEPERM XP est un système qui comprend tous les équipements de contrôle et commande nécessaires à l'automatisation, la conduite et la supervision, la surveillance et l'archivage de processus, il est constitué des sous systèmes suivants:

- ES 680 : Engineering système de diagnostic.
- OM 650 : Operating and Monitoring ou système de conduit et de supervision.
- SINEECHI : Siemens Network Communication.
- AS 620 : Automation Système [2].

III. Constitution d'une tranche de production :

Une tranche de production de la centrale électrique HAMMA II se compose principalement de (Figure. I. 1) :

- Compresseur de type axial.
- Chambre de combustion de forme annulaire.

- Turbine.
- Alternateur.
- Arbre intermédiaire : la partie commune qui relie l'ensemble compresseur, turbine et alternateur.
- Transformateur principal (TP).

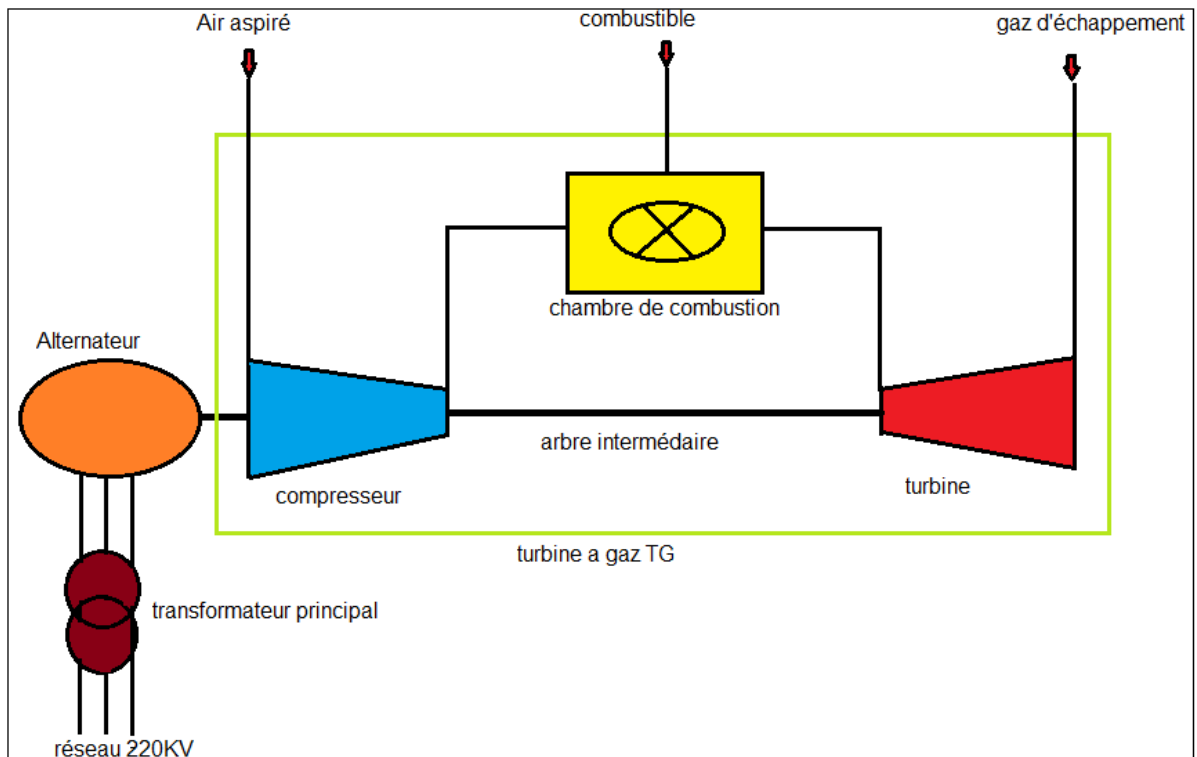


Figure. I. 1:Constitution d'une tranche de production

III.1. compresseur :

Le compresseur de la turbine à gaz (Figure. I. 2) contient dix-sept étages, il sert à comprimer une quantité d'air aspiré et la fournir à la chambre de combustion. Sa pression de refoulement atteint une valeur maximale de 16 Bar. Le compresseur de la centrale HAMMA est équipé d'un système de filtration et séchage d'air contre les impuretés atmosphériques et l'humidité qui peuvent influencer négativement sur son rendement ainsi qu'un système anti-pompage dont son rôle majeure est de soutirer une quantité d'air suffisante afin d'assurer un fonctionnement stable du compresseur à basse vitesse lors du démarrage et arrêt d'un groupe de production.

Le compresseur se compose de deux (02) types d'aubages différentes :

➤ les aubes fixes ou les aubes statoriques : elles servent à diriger le flux d'air aspiré d'un étage du compresseur à un autre.

➤ les aubes mobiles ou les aubes rotoriques : elles servent à augmenter graduellement la pression d'air dans le compresseur d'un étage à l'autre jusqu'à atteindre une maximum compression dans le dernier étage (étage 17).

Le premier étage du compresseur est appelé l'étage IGV (Inlet Guide Valve) : est un étage d'aubes directrices (fixes) à orientation variable servant à réguler (maximiser ou minimiser) le flux d'air aspiré proportionnellement à la charge (puissance active) produite. Les IGV ont une commande pneumatique.



Figure. I. 2: Compresseur de la TG HAMMA

III.2. Chambre de combustion :

La chambre de combustion (Figure. I. 3) est de forme annulaire, elle est composée d'un cylindre de flamme torique et contient 24 brûleurs installés dans des emplacements spécifiques autour du périmètre de la chambre afin de produire une température relativement uniforme en amont de la turbine.

La chambre de combustion de la centrale HAMMA est une chambre à double combustibles :

- le combustible principal : le gaz naturel (CH₄),
- le combustible de secours : le gasoil (le fuel).



Figure. I. 3:Vue externe et interne de la chambre de combustion

III.3. Turbine :

Elle convertit l'énergie thermique issue de la chambre de combustion à une énergie mécanique (rotation de l'arbre intermédiaire). La turbine de la centrale HAMMA se compose de quatre (04) étages ayant aussi des aubes fixes et mobiles (Figure. I. 4).

- Les aubes stationnaires de la turbine assurent la bonne direction du débit d'énergie thermique de la combustion d'un étage de la turbine à l'autre.
- Les aubes mobiles servent à convertir l'énergie du débit du gaz chaud en énergie mécanique.

Les quatre étages d'aubes stationnaires et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis à l'air. L'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du compresseur (cinquième, dixième étages des aubes fixes et quinzième étage des aubes mobiles).

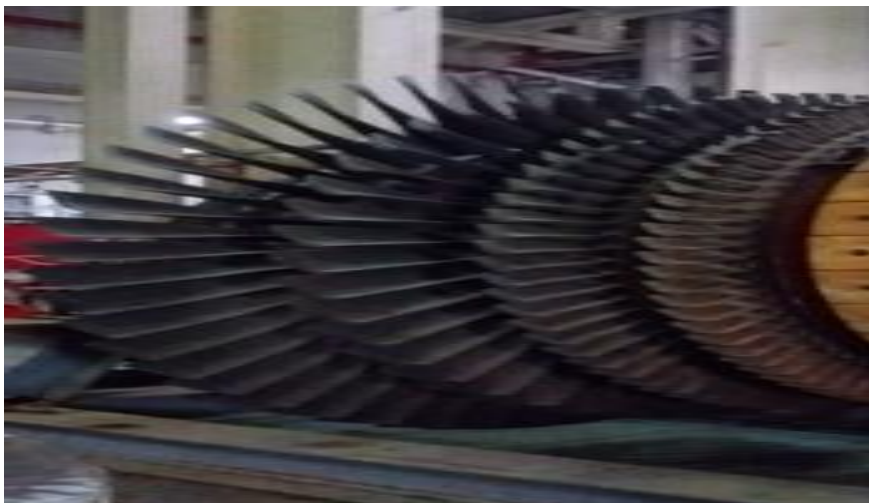


Figure. I. 4:Turbine

III.4. L'alternateur :

Il est de type 50THR-L45 avec une puissance apparente égale à 270 MVA, une tension de sortie de 15,75 KV et une vitesse nominale de 3000 RPM (Figure I.5). Il sert à convertir l'énergie mécanique due à la rotation, plus une excitation, de l'arbre intermédiaire à une énergie électrique (mode génératrice) comme il joue aussi le rôle d'un moteur de lancement lors du démarrage groupe (mode moteur synchrone). L'alternateur comporte essentiellement deux enroulements :

- L'enroulement induit dit statorique.
- L'enroulement inducteur dit rotorique.



Figure. I. 5: Alternateur de la centrale électrique HAMMA II

III.5. Le transformateur principal TP :

Le transformateur principal TP de la centrale HAMMA II est un transformateur élévateur/abaisseur triphasé 15,75kv/225+2x2,5% kv, 260MVA immergé dans l'huile . Il se compose d'un noyau, un enroulement primaire et un enroulement secondaire d'où le rapport de transformation de la tension est proportionnel au rapport entre le nombre de spires de chaque enroulement (Figure. I. 6).



Figure. I. 6: Transformateur principal

IV. Démarrage et couplage du groupe au réseau :

A la centrale HAMMA II, le rotor étant en virage, l'alternateur démarre en mode moteur synchrone via le convertisseur de démarrage jusqu'à atteindre 70% de sa vitesse nominale (à 2100 RPM) afin d'entraîner l'arbre intermédiaire (le rotor). Cependant, Le compresseur aspire l'air froid de l'atmosphère ; cet air est filtré et comprimé, puis réchauffé en traversant ses différents organes (Figure I.7).

Du gaz (G) ou un combustible liquide (Gasoil), est injecté dans la chambre de combustion (Ch); il se mélange avec l'air comprimé et s'enflamme; la réaction chimique du mélange produit une augmentation de température et de pression.

En passant dans la turbine (T), les gaz chauds se détendent, l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique. La rotation de la turbine est communiquée à l'arbre (A) qui actionne d'une part le compresseur, et d'autre part une grande charge qui n'est autre qu'une machine tournante réceptrice (l'alternateur) accouplée à son extrémité droite.

Arrivée donc à une vitesse de 3000 RPM plus une excitation du rotor alternateur, le groupe turbo-alternateur est prêt d'être couplé au réseau national 220KV. Pour cela, il faudra vérifier les trois (03) conditions suivantes :

- L'égalité des tensions efficaces de l'alternateur et du réseau.
- L'identité de leurs phases.
- L'égalité des fréquences.

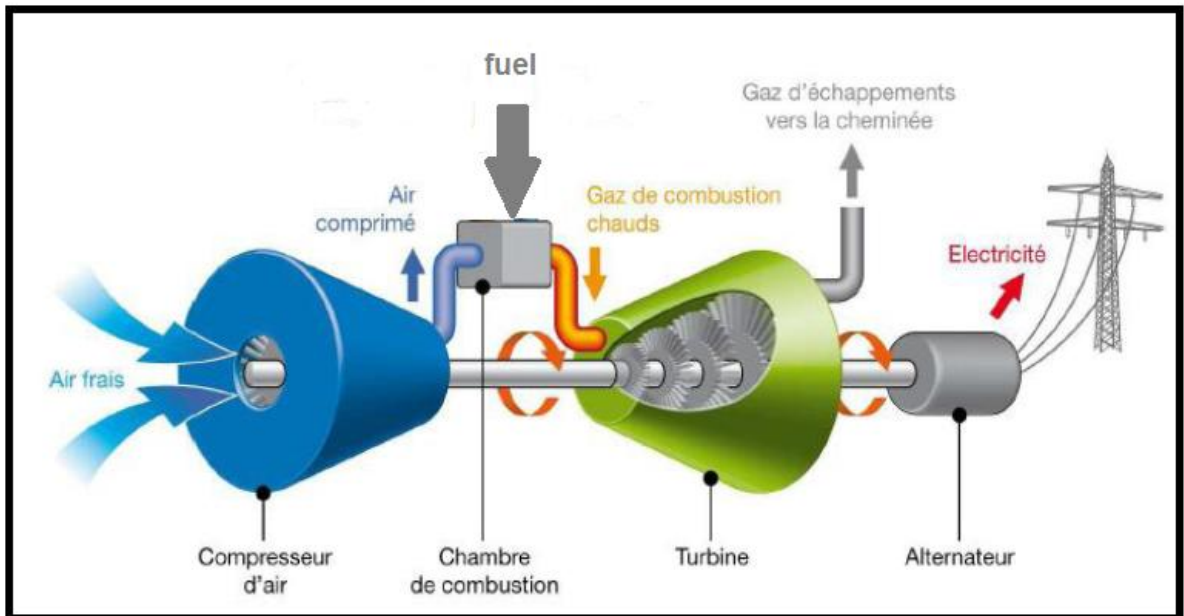


Figure. I. 7: Coupe longitudinale d'une turbine à gaz

V. Refroidissement des aubages de la turbine HAMMA :

Les systèmes de refroidissement sont fondés sur les principes de la thermodynamique. Ils facilitent les échanges de chaleur entre le fluide de procédé et le réfrigérant ainsi que le rejet de la chaleur non récupérable dans l'environnement. Les systèmes de refroidissement industriel peuvent être classés selon leur conception et le type de réfrigérant utilisé: eau ou air ou une combinaison des deux (Figure. I. 8).

Le But d'un refroidissement d'une aube :

- Augmenter le rendement de la turbine par l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine.
- Minimiser les pertes aérodynamiques par réduction du débit d'air réfrigérant.
- Augmenter la durée de vie de l'aube grâce à une protection thermique élevée.

Le refroidissement par film consiste à créer un film d'air frais protégeant la paroi externe de l'aube.

La création de ce film est généralement réalisée par injection de l'air au travers de plusieurs rangées d'orifices de petit diamètre et inclinés dans le sens de l'écoulement

Cette technique, bien qu'offrant une bonne protection thermique, est pénalisante en terme de rendement aérodynamique car elle vient fortement perturber l'écoulement externe autour des aubes et reste l'objet de nombreuses études.

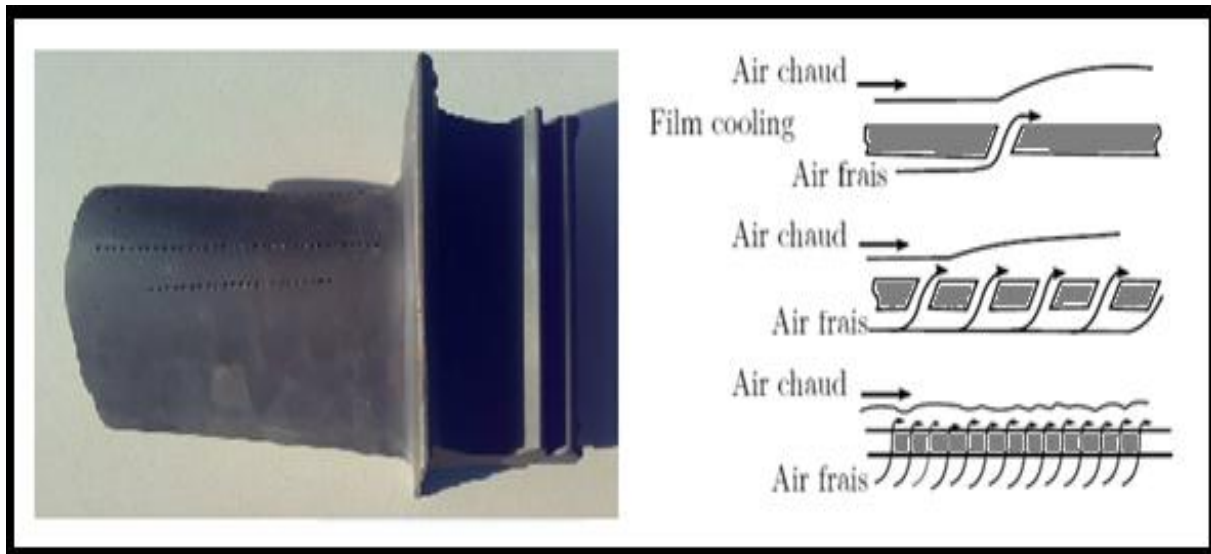


Figure. I. 8: Refroidissement par film

Le film, par rapport aux systèmes de refroidissement par convection, protège directement la paroi externe en formant une couche limite qui réduit le flux thermique en direction de la paroi. En outre, son passage à l'intérieur du trou d'injection, extrait de la chaleur de la paroi par convection. A cet effet l'air de refroidissement est extrait du compresseur en différents points (Figure. I. 9) [4] :

• **étage 1 :**

L'air de refroidissement destiné au premier étage de la turbine est soutiré à l'échappement du compresseur.

• **étage 2 :**

L'air de refroidissement destiné au deuxième étage d'aubes fixes de la turbine est soutiré de quinzième étage du compresseur. Des conduites dirigent l'air du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là il pénètre dans les aubes directrices par des orifices percés dans le porte-aubes.

Les aubes mobiles sont refroidies par de l'air soutiré en aval du quatorzième étage du compresseur. Cet air pénètre dans les pieds des aubes par des orifices pratiqués dans les disques du rotor et dans le tube répartiteur d'air puis ressort par le sommet des pales.

- **étage 3 :**

Les aubes du troisième étage sont refroidies de la même manière que celles du deuxième étage. Pour le refroidissement des aubes fixes, deux conduites amènent l'air soutiré du dixième étage du compresseur à l'enveloppe de la turbine. L'air destiné aux aubes mobiles est soutiré du dixième étage du compresseur.

- **étage 4 :**

Une simple conduite amène l'air soutiré du cinquième étage du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là, il parvient aux aubes fixes de la turbine de la même façon que pour les étages deuxième et troisième.

Au quatrième étage, seul le pied des aubes mobiles est refroidi par de l'air venant du Cinquième étage du compresseur [5].

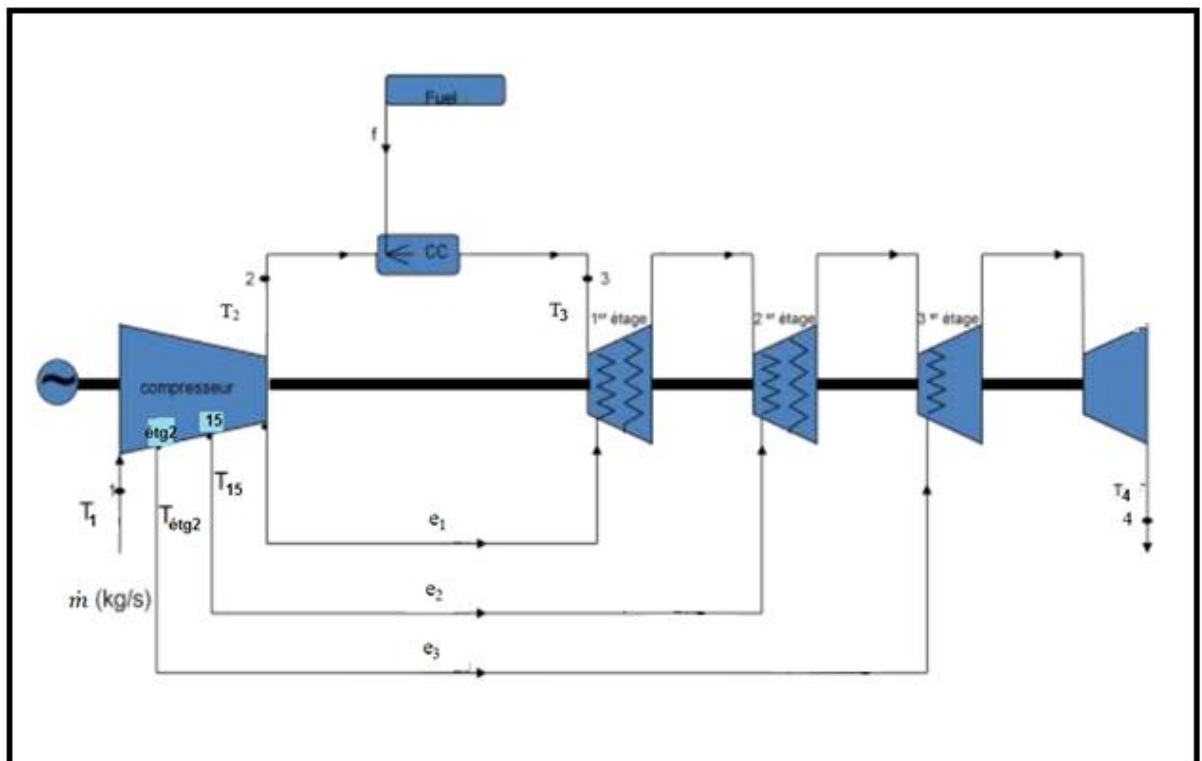


Figure. I. 9:Principe de refroidissement par film

Le nombre de rangées de trous utilisés est représenté sur le tableau I.1.

Etage de la turbine	Nombre de rangées
1 ^{er} étage	11
2 ^{ème} étage	2
3 ^{ème} étage	1
4 ^{ème} étage	0

Tableau. I.1 : Nombre de rangées

Le diamètre des trous d'injection est entre 1 et 2 mm.

Chapitre II:

Généralités sur les techniques de refroidissement

I. Introduction :

Les techniques avancées de transfert de chaleur et de refroidissement constituent l'un des principaux piliers du développement des moteurs à turbine à gaz à haut rendement et haute efficacité.

Le refroidissement d'une turbine à gaz est un moyen d'amélioration, il ya différentes techniques de refroidissement (Figure. II. 1) utilisées pour les aubes des turbines. L'air constitue le fluide refroidissant employé presque toujours tant dans le domaine de l'aviation que dans le domaine industriel.

L'air de refroidissement est généralement soutiré à la sortie du compresseur. Plusieurs techniques ont été mises en œuvre au cours de ces dernières années et les technologies qui y sont liées ont évolué en fonction des performances visées.

Le choix du réfrigérant divise le système de refroidissement en deux catégories:

- Refroidissement par liquide.
- Refroidissement par gaz.

Le refroidissement à gaz est exclusivement réalisé par air prélevé du cycle moteur au niveau du compresseur.

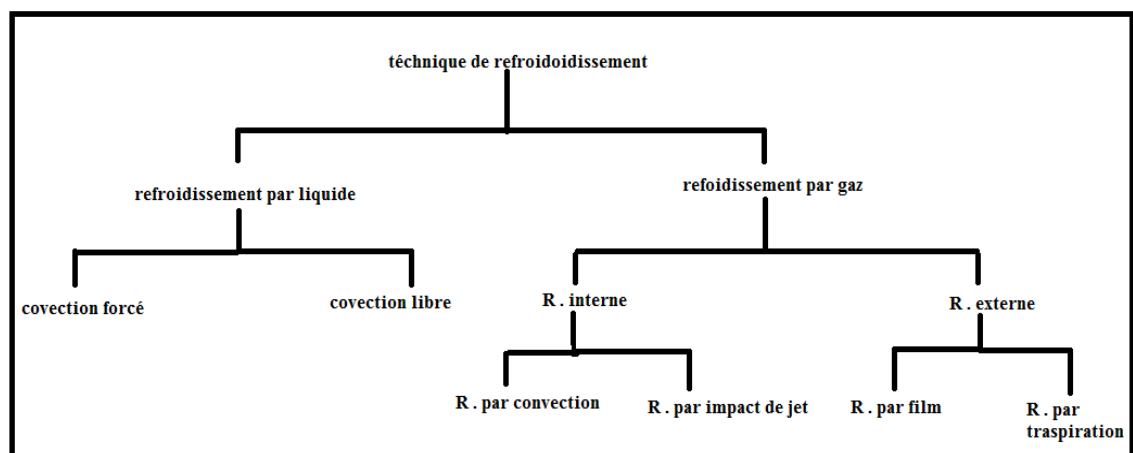


Figure. II. 2: Différentes techniques de refroidissement des aubes

II. Refroidissement par liquide

Cette méthode de refroidissement est actuellement abandonnée, elle présente l'inconvénient de nécessiter des aubes creuses et de plus le liquide de refroidissement qui est l'eau (l'eau possède une forte chaleur latente d'évaporation) doit être évacuée ce qui diminue la charge marchande. Dans ce cas il est impossible d'éliminer

Chapitre II : Généralités sur les techniques de refroidissement

la corrosion et la formation de dépôts et il est très difficile d'avoir une surface d'échange adéquate.

✚ Le mode de refroidissement interne par un réfrigérant liquide peut-être divisé en deux phases :

- Convection forcée :

La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative.

- Convection libre :

C'est celle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, celles -mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide.

III. Refroidissement par gaz:

Le refroidissement à gaz est exclusivement réalisé par air prélevé du cycle moteur au niveau du compresseur.

De l'air frais est prélevé d'un ou plusieurs étages de la compresseur haute pression et cheminé jusqu'aux aubes stator et rotor de la turbine. On distingue quatre grands procédés (Figure. II. 2):

- 1- Refroidissement interne par convection.
- 2- Refroidissement interne par impact de jet.
- 3- Refroidissement externe par film
- 4- Refroidissement externe par transpiration.[6]

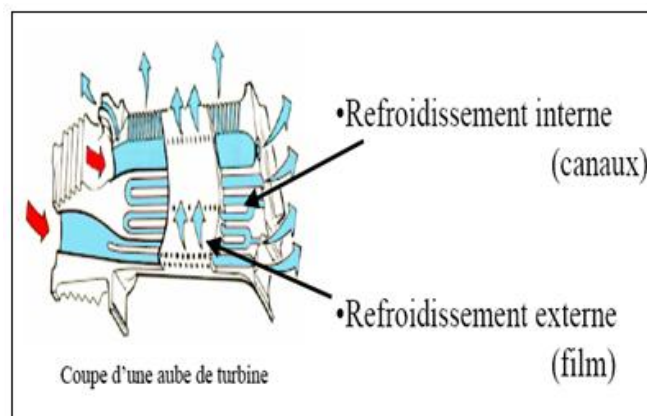


Figure. II. 3: Types de refroidissement de l'aube

III.1. Refroidissement interne :

III.1.1. Refroidissement par convection :

C'est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Il s'agit de faire circuler de l'air frais par des canaux à l'intérieur de l'aube (figure II. 3)

Le fluide de refroidissement passe à plusieurs reprises à travers des conduites judicieusement aménagées dans le corps des aubes et du rotor. Il est ensuite éjecté par des trous positionnés sur les bords de fuite des aubes. Le refroidissement se fait alors par convection forcée. Le refroidissement de convection est le concept de refroidissement le plus employé couramment dans les turbines à gaz actuelles.

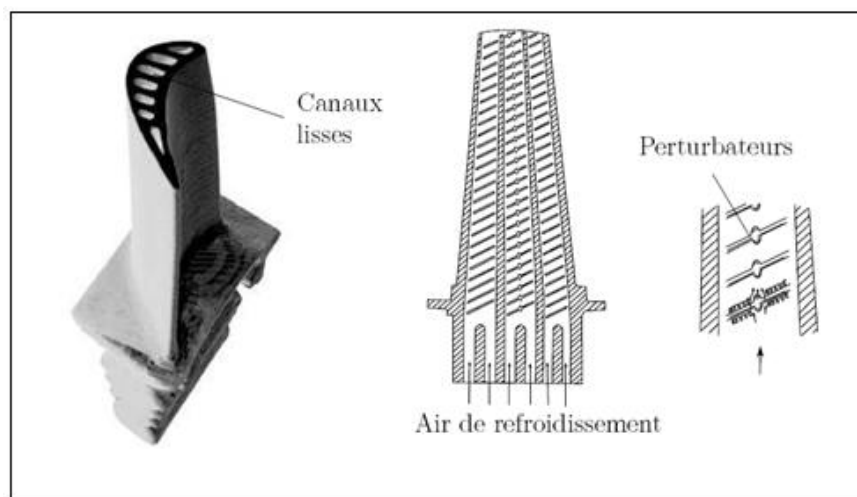


Figure. II. 4: Refroidissement par convection

Les avantages de ce refroidissement sont :

- Faible coût
- Non explosif, non toxique

Ses inconvénients sont :

- Système complexe
- Durée de vie limitée

III.1.2. Refroidissement par impact de jet :

La technique de l'impact de jet consiste à chemiser l'aube et à percer plusieurs orifices dans cette chemise, la chemise est alimentée en air frais et des jets d'air se forment ainsi à la sortie des orifices et viennent refroidir la paroi interne des aubes de

turbine (figure II. 4). Les coefficients d'échange obtenus avec cette méthode sont très élevés ce qui la rend très efficace. C'est pour cela qu'elle est notamment utilisée sur le bord d'attaque des aubes, en impact dit concentrer, car cette partie est particulièrement exposée au flux de chaleur extérieur.

Un impact réparti (matrice de jets) est souvent introduit également sur la partie amont de l'intrados et de l'extrados de l'aube.

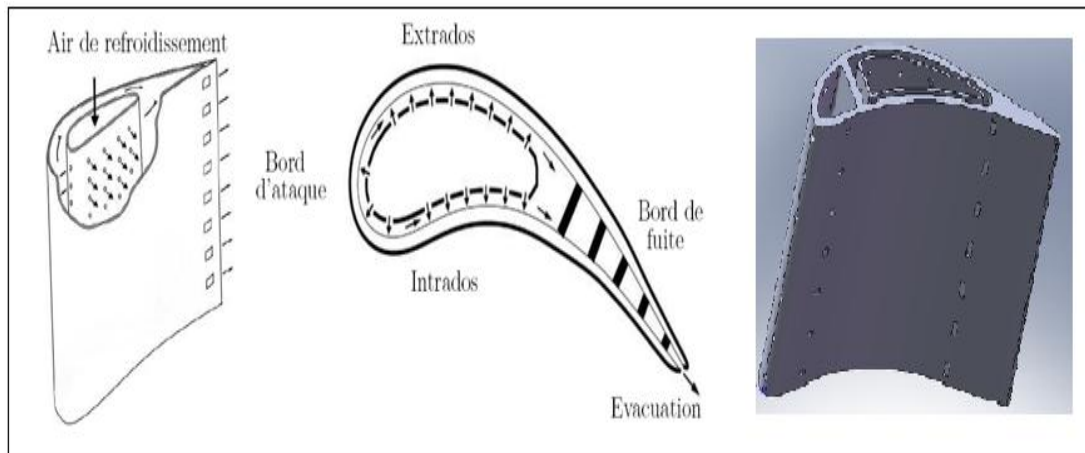


Figure. II. 5: Refroidissement par impact de jet

Les avantages de ce procédé sont :

- Protection des aubes
- Limiter la consommation et la pollution
- technique efficace

Ses inconvénients sont :

- Ecoulements complexe
- Entretien difficile

III.2. Refroidissement externe :

III.2.1. Refroidissement par transpiration :

L'effusion et la transpiration (transpiration cooling) sont des systèmes de refroidissement dans lesquels le fluide de refroidissement maintient à basse température la paroi qu'il traverse en absorbant directement une partie de l'énergie interne et en même temps forme en sortie une couche de protection fluide. Il y a plusieurs solutions pour la réalisation pratique de ces systèmes (figure II. 5).

Chapitre II : Généralités sur les techniques de refroidissement

La transpiration est une situation extrême dans laquelle les trous deviennent extrêmement nombreux puisqu'ils correspondent aux pores d'un matériau poreux. Dans ce cas, le fluide de refroidissement traverse une paroi selon un parcours de géométrie complexe. Les pores dans la paroi génèrent une multitude de petits passages avec des pertes de charge considérables et des surfaces d'échange thermique élevées. Ce système de refroidissement constitue le raisonnement idéal puisqu'il comporte presque 100% du système convectif efficace. Malheureusement, ce système idéal est inutilisable en pratique dans les turbines à gaz aéronautiques pour des raisons économiques et technologiques : les matériaux poreux coûtent cher et leur résistance mécanique reste faible.

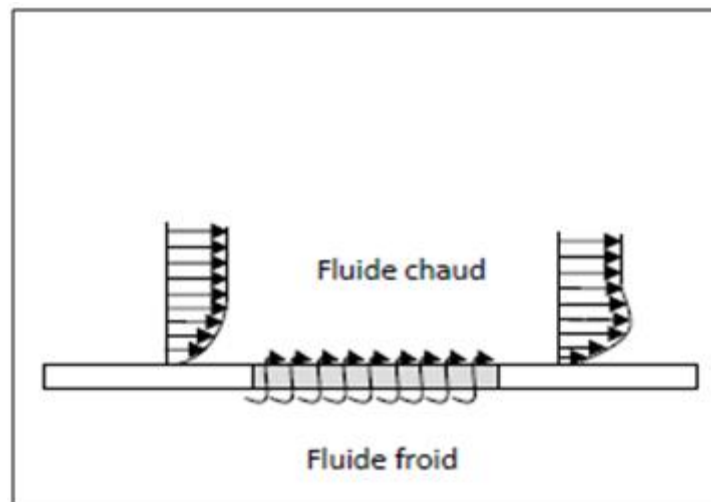


Figure. II. 6: Refroidissement par transpiration

Les avantages de ce procédé sont :

- Entretien facile
- Le coût
- La sécurité

Ses inconvénients sont:

- Bruit
- Augmentation des pertes de charge

III.2.2. Refroidissement par film :

Dans le refroidissement par film, une couche mince d'air frais, sépare l'aube de l'écoulement du gaz chaud, la technique de refroidissement par film est la plus efficace, elle utilise un grand nombre de trous attentivement espacés. La gamme de cette technique s'étale de 1560 à 1800 K. Le mécanisme de refroidissement par film, produit une température de l'aube inférieure est différente de celle du refroidissement par convection. Les avantages de ce procédé sont :

- Bon rendement
- La stabilité de l'écoulement
- Moyenne efficace de protection contre la température

L'inconvénient majeur du film-cooling est qu'il est fortement dégradé par le dépôt des particules de suies et de résidus de combustion qui viennent obstruer les perforations et compromettre l'efficacité du refroidissement.[7] .

Caractéristique du refroidissement par film :

- La température, la masse volumique et la vitesse du fluide refroidissant sont différentes de celles de l'écoulement principal.
- L'interaction des jets avec l'écoulement principal influe directement sur la turbulence de l'écoulement aval, par exemple en augmentant considérablement la production et la dissipation de l'énergie cinétique turbulente près du point d'injection.
- La configuration géométrique est souvent assez complexe. La forme de l'aube et la rugosité de surface interviennent directement sur la distribution de la pression autour de l'aube.
- Le plus souvent, le caractère non stationnaire de l'écoulement principal ainsi que l'effet des forces de Coriolis dues à la rotation de l'aube augmentent la complexité du processus.

L'injection du fluide refroidissant provoque une transition laminaire/turbulente prématurée de l'écoulement, avec possibilité de relaminarisation sous certaines circonstances.

Chapitre II : Généralités sur les techniques de refroidissement

Souvent toutes ces méthodes sont couplées pour optimiser le refroidissement des aubes de turbines. Cela rend complexe la conception de ces éléments et de nombreux paramètres géométriques et aérodynamiques entrent alors en ligne de compte. Les ingénieurs chargés de la conception de ces éléments doivent donc trouver le meilleur compromis entre coût de fabrication, protection thermique, rendement aérodynamique, résistance mécanique et durée de vie.[8].

Chapitre III:

Analyse thermodynamique

Dans ce chapitre nous allons établir un bilan énergétique pour calculer les différents paramètres thermodynamiques et les performances de l'installation. Le cycle thermodynamique réel de la turbine à gaz V94.3A avec et sans refroidissement est représenté dans le diagramme (T, S) (Figure.III. 1).

I. Bilan énergétique d'une turbine a gaz à cycle simple :

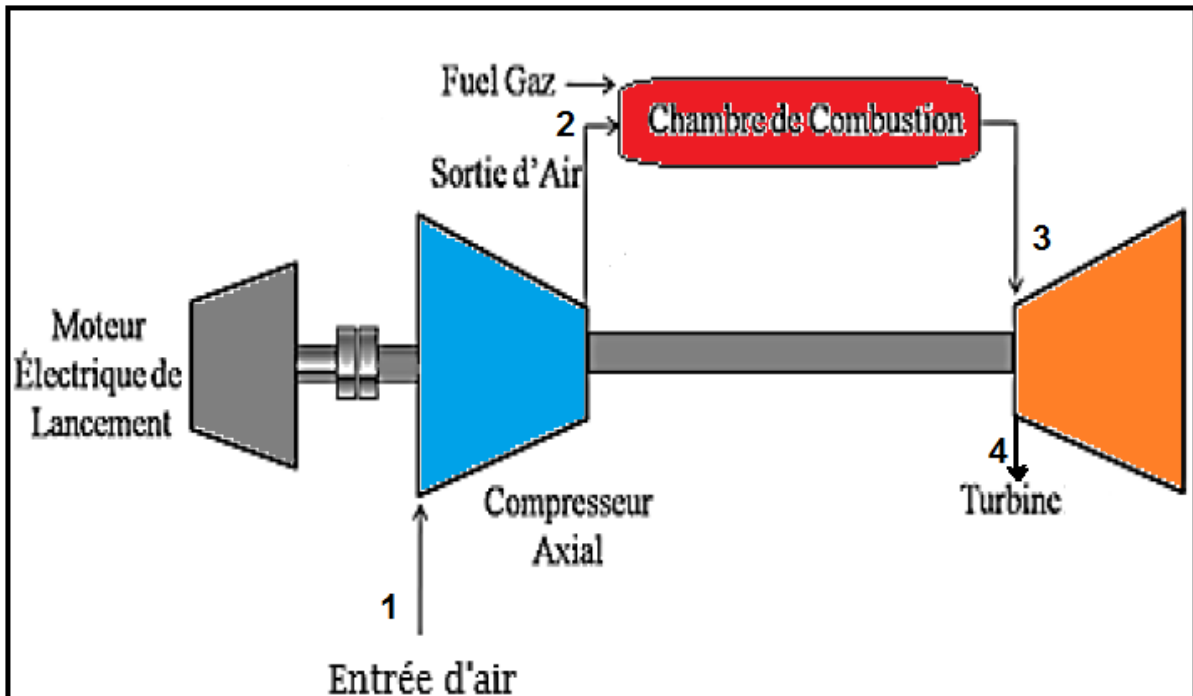


Figure.III. 1:Schéma d'installation de la turbine à gaz

❖ Données du constructeur :

➤ Paramètres de l'air ambiant :

- Température de l'air ambiant : $T_1 = 298 \text{ K}$.
- Pression de l'air ambiant : $P_1 = 1.013 \text{ bar}$.

➤ Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz :

- Taux de compression du compresseur axial : $\tau = 16$.
- Rendement isentropique du compresseur axial : $\eta_{IC} = 0.80$.
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0.99$.
- Température à la sortie de la chambre de combustion : T_3 varie entre 1350 K et 1450 K
- Rendement mécanique: $\eta_m = 0.98$.

- Rendement isentropique de la turbine : $\eta_{IT} = 0.88$.
- Pouvoir calorifique du combustible : PCI= 44674 kJ/kg.
- **Points particuliers du cycle réel simple de l'installation :**
- **1** : Entrée du compresseur axial.
- **2** : Sortie du compresseur axial et l'entrée de la chambre de combustion.
- **3** : Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine.
- **4** : Sortie de la turbine.

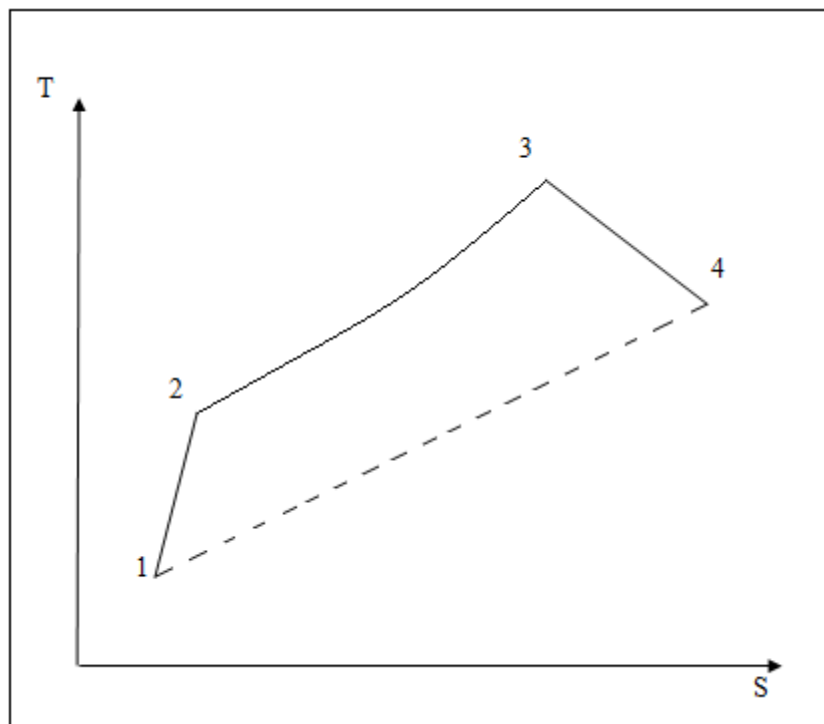


Figure.III. 2:Cycle réel de Joule – Baryton

I.1. Analyse thermodynamique :

➤ Paramètres de l'air ambiant :

• Température de l'air ambiant :

La température de l'air ambiant dans les conditions ISO c'est :

$$T_1 = T_{amb} \text{ K.}$$

• Pression de l'air ambiant :

La pression de l'air ambiant dans les conditions ISO c'est :

$$P_1 = 1.013 \text{ bar.}$$

➤ **Masse volumique de l'air (ρ_{air}):**

La densité de l'air est exprimée par la formule suivante :

$$\rho_{\text{air}} = \frac{P_1}{r \cdot T_1} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (\text{III .1})$$

Avec: $r = \frac{R}{M_{\text{air}}}$

R : Constante des gaz parfaits.

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

I.1.1. Compresseur axial :

✓ **Débit massique d'air :**

Débit massique d'air est exprimé par la relation suivante :

$$Q_m = Q_v \cdot \rho_{\text{air}} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (\text{III .2})$$

Q_m : Débit massique de l'air.

Q_v : Débit volumique de l'air.

Le débit volumique aspiré par la turbine est constant tel que :

$$Q_v = 16.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

✓ **Pression à la sortie du compresseur axial (P_2):**

La pression à l'entrée du compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

On a: $\frac{P_2}{P_1} = \tau_c$

$$P_2 = \tau_c \cdot P_1 \quad [\text{Pa}] \quad (\text{III .3})$$

τ_c : taux de compression.

✓ **Température à la sortie du compresseur axial (T_2) :**

La température isentropique à la sortie du compresseur $T_{2\text{ist}}$ est donnée par la relation suivante :

Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2IST}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m$$

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

$$\Rightarrow T_{2IST} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m \cdot T_1 \quad [\text{K}] \quad (\text{III.4})$$

La température réelle de l'air à la sortie du compresseur axial T_2 est exprimée par la formule suivante :

$$\eta_{isc} = \frac{T_{2IST} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\text{Donc : } T_2 = \frac{T_{2IST} - T_1}{\eta_{isc}} + T_1 \quad [\text{K}] \quad (\text{III.5})$$

✓ **Variation de la chaleur spécifique de l'air (C_{pair}) :**

La chaleur spécifique est la quantité de chaleur nécessaire pour élever température de l'unité de masse de 1°C. La variation de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température est donnée par la corrélation suivante [9]:

$$C_{pair} = aT^4 - bT^3 + cT^2 - dT + e \quad [\text{J/kg} \cdot \text{K}] \quad (\text{III.6})$$

On calcule le Cp en fonction de la température à T1 et T2 par la relation suivante :

$$C_{pm} = \frac{(C_{PT1} + C_{PT2})}{2} \quad (\text{III.7})$$

Avec :

$$a = 1.9327 \cdot 10^{-10}$$

$$b = 7.9999 \cdot 10^{-7}$$

$$c = 1.1407 \cdot 10^{-3}$$

$$d = 4.4890 \cdot 10^{-1}$$

$$e = 1.0575 \cdot 10^3$$

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

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

$$W_c = \int_{T_1}^{T_2} c_{pm} \cdot dt \quad [\text{J/kg}]$$

$$W_c = c_{pm}(T_2 - T_1) \quad \text{(III.8)}$$

✓ **Puissance du compresseur axial (P_c) :**

La puissance du compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$P_C = Q_m \cdot w_c \quad [\text{W}] \quad \text{(III.9)}$$

I.1.2. Chambre de combustion :✓ **Pression à la sortie de la chambre de combustion (P_3):**

La pression à la sortie de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$P_3 = P_2 - P_2 \cdot \varepsilon \quad [\text{Pa}]$$

$$P_3 = P_2(1 - \varepsilon) \quad [\text{Pa}] \quad \text{(III.10)}$$

ε : Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion et $\varepsilon = [1\% \text{ à } 5\%]$

✓ **Chaleur de combustion :**

$$Q_{CC} = c_{pa}(T_3 - T_2) \quad [\text{J}] \quad \text{(III.11)}$$

D'après la relation (III.6) on a :

$$c_{pa} = \frac{(C_{PT2} + C_{PT3})}{2}$$

✓ **Puissance calorifique P_{cc} :**

La puissance de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$P_{CC} = PCI \cdot Q_f \cdot \eta_{CC} \quad [\text{W}] \quad \text{(III.12)}$$

- **Détermination du débit du fuel Q_f :**

Bilan de mélange :

$$Q_m \cdot C_{PT2} \cdot T_2 + Q_f \cdot PCI = (Q_m + Q_f) \cdot C_{PT3} \cdot T_3$$

$$\text{Danc : } Q_f = \frac{Q_m \cdot c_{pa} \cdot (T_3 - T_2)}{PCI - (T_3 \cdot C_{PT3})} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{III .13})$$

I.1.3. turbine:

- ✓ **Taux de détente :**

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 - \varepsilon}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{\varepsilon}{P_2}\right)$$

$$\text{Donc : } \tau_T = \frac{P_4}{P_3} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\varepsilon}{P_2}\right)} \quad (\text{III .14})$$

- ✓ **Température de la sortie de la turbine (T_4) :**

La température isentropique à la sortie de la turbine $T_{4\text{ist}}$ est donnée par la relation suivante :

$$T_{4\text{ist}} = T_3 \tau_T^m \quad [\text{K}]$$

La température réelle de l'air à la sortie de la turbine T_4 est exprimée par la formule suivante:

$$\eta_{\text{ist}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4\text{ist}}}$$

$$\Rightarrow T_4 = T_3 - \eta_{\text{ist}} (T_3 - T_{4\text{ist}}) \quad [\text{K}] \quad (\text{III .15})$$

- ✓ **Travail spécifique de la turbine (W_T) :**

Le travail de turbine W_T est exprimé par l'équation suivante :

$$W_T = \int_{T_4}^{T_3} C_{Pg} \cdot dt \quad [\text{J/kg}]$$

$$W_T = c_{pg}(T_3 - T_4) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .16})$$

c_{pg} : La chaleur spécifique des gaz brulés (voir annexe).

✓ **puissance de la turbine P_T :**

La puissance de la turbine est exprimée par la formule suivante :

$$P_T = (Q_f + Q_m) \cdot W_T \quad [\text{W}] \quad (\text{III .17})$$

I.1.4. Rendement thermique de l'installation η_{th} :

Pour calculer le rendement thermique on détermine la puissance utile de l'installation.

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

$$P_u = P_T - P_C \quad [\text{W}] \quad (\text{III .18})$$

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{CC}} \quad (\text{III .19})$$

I.1.5. Rendement global η_g :

Le rendement global η_g est donné par la relation suivante :

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_{th} \quad (\text{III .20})$$

Tel que:

η_m : Rendement mécanique

II. Bilan énergétique turbine à gaz avec refroidissement :

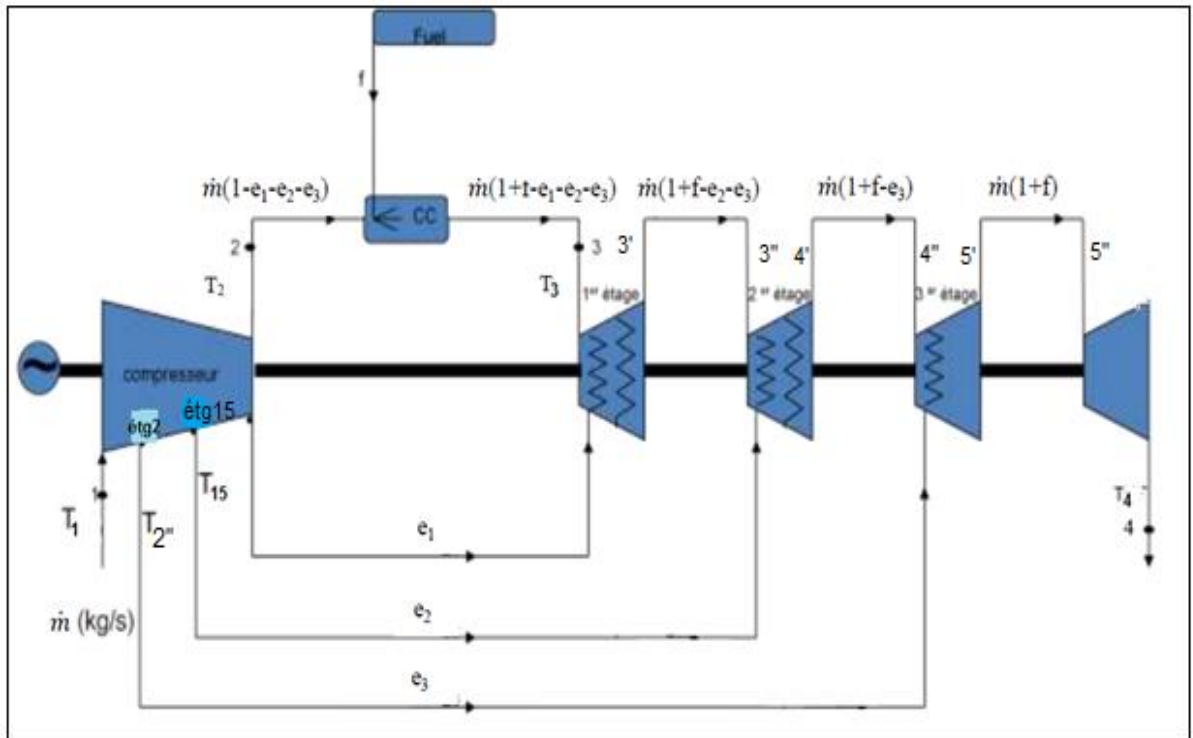


Figure.III. 3:Schéma d'installation de la turbine à gaz avec refroidissement par film

➤ Points particuliers du cycle réel avec refroidissement de l'installation :

- 1 : Entrée du compresseur axial.
- 2 : Sortie du compresseur axial et l'entrée de la chambre de combustion.
- 3 : Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine.
- 3' : sortie du premier étage de la turbine
- 3'' : Entrée du deuxième étage de la turbine
- 4' : sortie du deuxième étage de la turbine
- 4'' : Entrée du troisième étage de la turbine
- 5' : sortie du troisième étage de la turbine
- 5'' : Entrée du quatrième étage de la turbine
- 4 : Sortie de la turbine.

e_1, e_2, e_3 représentent les fractions des débits de l'air de refroidissement.

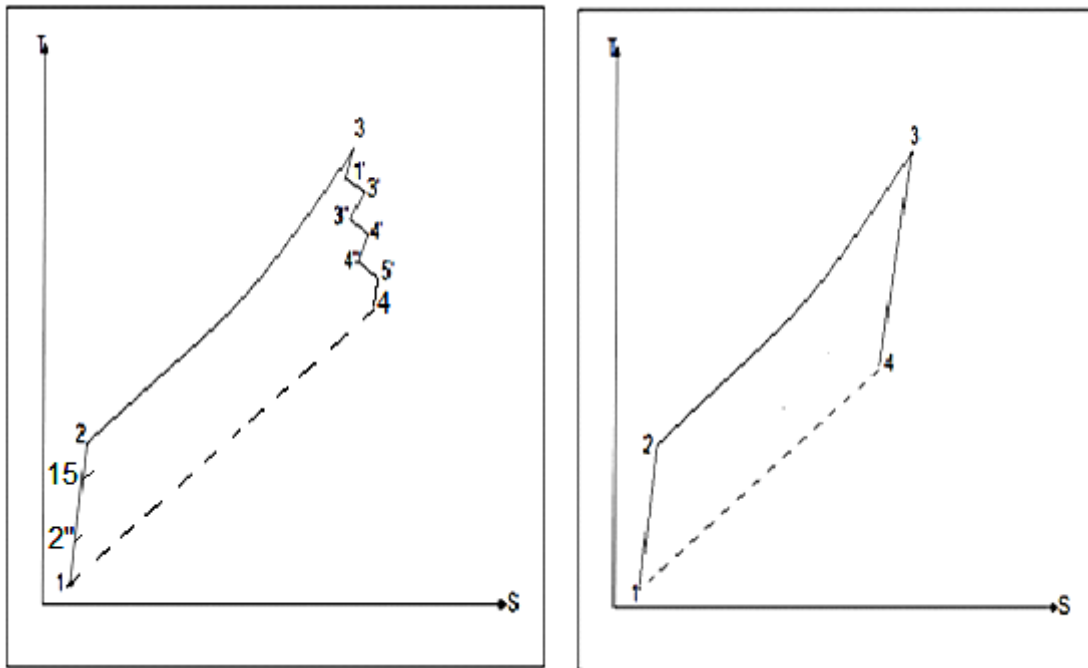


Figure.III. 4: Cycle réel avec refroidissement par film

II.1. Analyse thermodynamique :

✚ Calcul du débit du fluide de refroidissement :

Pour calculer le débit de refroidissement on utilise la méthode de Horlock .

La fraction de débit du fluide de refroidissement par rapport au débit du fluide principal pour une roue est [10] :

$$e = \frac{C_{pg}}{C_{pc}} \frac{A_{sg}}{A_{xg}} St_g \cdot \mu \cdot R_T \quad (\text{III.21})$$

$$\text{Avec : } \mu = \frac{h_{fg}}{h_g(1+B)}$$

h_{fg} : Coefficient de transfert convectif avec le refroidissement à film

B : Nombre de « Biot » qui prend en compte l'épaisseur de l'air formant une couche de protection t et la conductivité λ de l'aube.

$$B = h_{fg} \cdot t / \lambda$$

C_{pg}, C_{pc} : sont respectivement les capacité calorifique de l'air venant du compresseur et des gaz sortants de la chambre de combustion.

A_{sg}, A_{xg} : section transversale d'écoulement .

St_g : Nombre de Stanton pour les gaz à l'extérieure de l'aube .

Les valeurs suivantes peuvent être considérées pour les turbines à gaz modernes :

$$\frac{C_{pg}}{C_{pc}} \frac{A_{sg}}{A_{xg}} = 20 \text{ et } St_g = 1.5 \cdot 10^{-3}$$

En pratique pour le calcul des cycles gaz μ peut être prise égale à l'unité [10].

Donc La fraction « e » devient :

D'après la relation (III.21) on a :

$$e = 20 \cdot 1.5 \cdot 10^{-3} \cdot R_T$$

$$e = 0.03 \cdot R_T \quad \text{(III .22)}$$

La fraction « e » est multipliée par un facteur de sécurité de 1.5 :

$$e = 0.03 \cdot 1.5 \cdot R_T$$

$$e = 0.045 \cdot R_T \quad \text{(III .23)}$$

Avec :

$$R_T = \frac{\varepsilon_0 - (1 - \eta_{COOL}) \varepsilon_F - \varepsilon_0 \varepsilon_F \eta_{COOL}}{\eta_{COOL}(1 - \varepsilon_0)} \quad \text{(III .24)}$$

η_{COOL} : rendement de refroidissement pris égal à 0.7 [10]

ε_F : efficacité du refroidissement à film pris égal à 0.4 [10]

ε_0 : efficacité global du refroidissement

$$\varepsilon_0 = \frac{T_g - T_{\text{m\u00e9tal}}}{T_g - T_c} \quad \text{(III .25)}$$

T_c : température de l'air venant du compresseur ($T_{2''}, T_{15}, T_2$)

$T_{\text{m\u00e9tal}}$: température de bonne tenue du m\u00e9tal de l'aube ($T_{\text{m\u00e9tal}}$)

T_g : température des gaz \u00e0 l'entr\u00e9e de la roue ($T_3, T_{4'}, T_{5'}$)

Donc :

$$e = \frac{0.045(0.72\varepsilon_0 - 0.12)}{0.7(1 - \varepsilon_0)} \quad (\text{III .26})$$

les efficacités globales du refroidissement ($\varepsilon_{01}, \varepsilon_{02}, \varepsilon_{03}$) sont données par les relation suivantes :

$$\varepsilon_{01} = \frac{T_3 - T_{\text{m\u00e9tal}}}{T_3 - T_2} \quad (\text{III .27})$$

$$\varepsilon_{02} = \frac{T_{3'} - T_{\text{m\u00e9tal}}}{T_{3'} - T_{15}} \quad (\text{III .28})$$

$$\varepsilon_{03} = \frac{T_{4'} - T_{\text{m\u00e9tal}}}{T_{4'} - T_{2''}} \quad (\text{III .29})$$

Les fractions (e_1, e_2, e_3) sont donn\u00e9es par les relations suivantes :

$$e_1 = \frac{0.045(0.72\varepsilon_{01} - 0.12)}{0.7(1 - \varepsilon_{01})} \quad (\text{III .30})$$

$$e_2 = \frac{0.045(0.72\varepsilon_{02} - 0.12)}{0.7(1 - \varepsilon_{02})} \quad (\text{III .31})$$

$$e_3 = \frac{0.045(0.72\varepsilon_{03} - 0.12)}{0.7(1 - \varepsilon_{03})} \quad (\text{III .32})$$

II.1.1. Compresseur axial :

Travail sp\u00e9cifique du compresseur axial (Wc) :

Le travail de compression sp\u00e9cifique Wc est exprim\u00e9 par l'\u00e9quation suivante :

✓ Pour le 1^{er} \u00e9tage du compresseur :

$$w_{c1} = c_{pa}(T_{2''} - T_1) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .33})$$

Avec :

$T_{2''}$: temp\u00e9rature \u00e0 l'entr\u00e9e du 1^{er} \u00e9tage du compresseur.

• pression \u00e0 la sortie de 1er \u00e9tage du compresseur ($P_{2''}$) :

$$\text{On a: } \frac{P_2}{P_1} = \tau_c = (\tau_{\text{etc}})^{17}$$

$$\Rightarrow \tau_{etc} = (\tau_c)^{\frac{1}{17}}$$

$$\frac{P_{2''}}{P_1} = \tau_{etc} = (\tau_c)^{\frac{1}{17}}$$

$$\text{Donc : } P_{2''} = P_1 \tau_{etc}. \quad [\text{Pa}] \quad (\text{III .34})$$

Avec : τ_{etc} : taux de compression dans le premier étage du compresseur .

• température à la sortie du 1^{er} étage du compresseur ($T_{2''}$) :

$$\text{On a : } \frac{T_{2''}}{T_1} = (\tau_{etc})^m$$

$$\Rightarrow T_{2''} = (\tau_{etc})^m \cdot T_1 \quad [\text{K}] \quad (\text{III .35})$$

✓ Pour le 15^{ème} étage du compresseur :

$$W_{C2} = (1 - e_3) c_{pa} (T_{15} - T_{2''}) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .36})$$

T_{15} : température à l'entrée du 15^{ème} étage du compresseur.

• pression à la sortie du 15^{ème} étage du compresseur (P_{15}):

$$\text{On a : } \tau_c = \frac{P_{15}}{P_1}$$

$$\Rightarrow \frac{P_{15}}{P_1} = (\tau_{etc})^{15}$$

$$\text{Donc : } P_{15} = P_1 \cdot (\tau_{etc})^{15} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{III .37})$$

• température à la sortie du 15^{ème} étage du compresseur (T_{15}):

$$\text{On a : } \frac{T_{15}}{T_1} = (\tau_{etc}^{15})^m$$

$$\Rightarrow T_{15} = (\tau_{etc}^{15})^m \cdot T_1 \quad (\text{III .38})$$

✓ Pour le 17^{ème} étage du compresseur (la sortie) :

$$W_{C3} = (1 - e_3 - e_2) c_{pa} (T_2 - T_{15}) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .39})$$

Alors le travail du compresseur pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur est donné par la relation suivante:

$$W_C = w_{c1} + W_{C2} + W_{C3} \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .40})$$

$$W_C = c_{pm}[(T_{2''} - T_1) + (1 - e_3)(T_{15} - T_{2''}) + (1 - e_3 - e_2)(T_2 - T_{15})]$$

✚ **Puissance du compresseur axial (P_C) :**

La puissance du compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$P_C = Q_m \cdot W_C \quad [\text{W}] \quad (\text{III .41})$$

II.1.2. Chambre de combustion :

L'énergie apportée par le combustible est exprimée par unité de masse d'air entrant dans le compresseur :

✚ **chaleur de combustion :**

$$Q_{CC} = (1 + f - e_1 - e_2 - e_3)c_{pa}(T_3 - T_2) \quad [\text{J}] \quad (\text{III .42})$$

Le débit du carburant par rapport au débit d'air entrant dans le compresseur

$$f = \frac{Q_f}{Q_m} \quad (\text{III .43})$$

✚ **Puissance calorifique P_{CC}:**

La puissance de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$P_{CC} = PCI \cdot Q_f \cdot \eta_{CC} \quad [\text{W}] \quad (\text{III .44})$$

II.1.3. Turbine :

✚ **Travail spécifique de la turbine (W_T) :**

✓ **premier étage :**

$$W_1 = (1 + f - e_1 - e_2 - e_3)c_{pg}(T_3 - T_{3'}) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .45})$$

T_{3'}, la température à la sortie du premier étage de la turbine

• **la pression à la sortie du premier étage de la turbine (P_{3'}) :**

✚ **taux d'étage de la turbine (τ_{ett}) :**

$$\text{On a : } \frac{P_4}{P_3} = \tau_T$$

$$\tau_{\text{ett}} = (\tau_T)^{\frac{1}{4}}$$

$$\Rightarrow \tau_{\text{ett}} = \frac{P_{3'}}{P_{1'}}$$

Avec :

$P_{1'}$: pression à l'entrée de 1^{er} étage

$$P_{3'} = P_{1'} \cdot \tau_{\text{ett}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{III .46})$$

• température à la sortie du premier étage de la turbine ($T_{3'}$) :

$$\text{on a : } \frac{T_{3'}}{T_{1'}} = \tau_{\text{ett}}^m$$

$$\Rightarrow T_{3'} = T_{1'} \cdot \tau_{\text{ett}}^m \quad (\text{III .47})$$

• température à l'entrée du premier étage de la turbine ($T_{1'}$) :

✚ le bilan du mélange :

$$e_1 \cdot T_2 \cdot C_{PT2} + (1 + f - e_1 - e_2 - e_3) T_3 \cdot C_{PT3} = (1 + f - e_2 - e_3) T_{1'} \cdot C_{PT1'}$$

$$\Rightarrow T_{1'} = \frac{e_1 \cdot T_2 \cdot C_{PT2} + T_3 \cdot C_{PT3} (1 + f - e_1 - e_2 - e_3)}{(1 + f - e_2 - e_3)} \quad (\text{III .48})$$

✓ deuxième étage :

$$W_2 = (1 + f - e_2 - e_3) c_{pg} (T_{3''} - T_{4'}) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .49})$$

• température à l'entrée du deuxième étage de la turbine ($T_{3''}$) :

✚ Le bilan de refroidissement :

$$e_2 \cdot T_{15} \cdot C_{PT15} + T_{3'} \cdot C_{PT3} (1 + f - e_2 - e_3) = T_{3''} (1 + f - e_3)$$

$$\Rightarrow T_{3''} = \frac{e_2 \cdot T_{15} \cdot C_{PT15} + T_{3'} \cdot C_{PT3} (1 + f - e_2 - e_3)}{(1 + f - e_3)} \quad (\text{III .50})$$

• pression à la sortie du deuxième étage de la turbine ($p_{4'}$) :

$$\text{on a : } \tau_{\text{ett}} = \frac{P_{4'}}{P_{3''}}$$

$$\Rightarrow P_{4'} = P_{3''} \tau_{\text{ett}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{III .51})$$

Avec : $P_{3'} = P_{3''}$

- température à la sortie du deuxième étage de la turbine ($T_{4'}$) :

on a : $\frac{T_{4'}}{T_{3''}} = \tau_{\text{ett}}^m$

$$\Rightarrow T_{4'} = T_{3''} \cdot \tau_{\text{ett}}^m \quad [\text{K}] \quad (\text{III .52})$$

- ✓ troisième étage :

$$W_3 = (1 + f - e_3) c_{pg} (T_{4''} - T_{5'}) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .53})$$

- ✚ Le bilan de refroidissement :

$$e_3 T_{2''} \cdot C_p (T_{2''}) + (1 + f - e_3) T_{4'} \cdot C_p (T_{4'}) = T_{4''} \cdot (1 + f)$$

$$\Rightarrow T_{4''} = \frac{e_3 T_{2''} \cdot C_p (T_{2''}) + (1 + f - e_3) T_{4'} \cdot C_p (T_{4'})}{(1 + f)} \quad (\text{III .54})$$

- Pression à la sortie du troisième étage de la turbine ($p_{5'}$) :

On a : $\tau_{\text{ett}} = \frac{P_{5'}}{P_{4''}}$

$$\Rightarrow P_{5'} = P_{4''} \cdot \tau_{\text{ett}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{III .55})$$

Avec : $P_{4'} = P_{4''}$

- Température à la sortie du troisième étage de la turbine ($T_{5'}$) :

On a : $\frac{T_{5'}}{T_{4''}} = \tau_{\text{ett}}^m$

$$\Rightarrow T_{5'} = T_{4''} \cdot \tau_{\text{ett}}^m \quad [\text{K}] \quad (\text{III .56})$$

- ✓ quatrième étage :

$$W_4 = (1 + f) c_{pg} (T_{5'} - T_4) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .57})$$

$T_{5'}$: température à l'entrée du quatrième étage de la turbine

- température a la sortie de quatrième étage de turbine (T_4) :

$$\frac{T_4}{T_{5'}} = \tau_{\text{ett}}^m$$

$$\Rightarrow T_4 = T_{5'} \cdot \tau_{\text{ett}}^m \quad [\text{K}] \quad (\text{III .58})$$

Donc :

$$W_T = c_{pg}[(1 + f - e_1 - e_2 - e_3)(T_3 - T_{3'}) + (1 + f - e_2 - e_3)(T_{3''}T_{4'}) + (1 + f - e_3)(T_{4''} - T_{5'}) + (1 + f)(T_{5'} - T_4)] \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III .59})$$

puissance de la turbine P_T :

La puissance de la turbine est exprimée par la formule suivante :

$$P_T = Q_m \cdot W_T \quad [\text{W}] \quad (\text{III .60})$$

II.1.4. Rendement thermique de l'installation η_{th} :

Pour calculer le rendement thermique on détermine la puissance utile de l'installation.

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

$$P_u = P_T - P_C \quad [\text{W}] \quad (\text{III .61})$$

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{P_{CC}} \quad (\text{III .62})$$

II.1.5. Rendement global η_g :

Le rendement global η_g est donné par la relation suivante :

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_{th} \quad (\text{III .63})$$

III. Bilan exérgétique du cycle simple :

L'énergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve [11].

Une machine de compression ou de détente étant un système ouvert, l'expression du bilan exérgétique d'un tel système s'écrit [12] :

$$dE_x = \delta w_t + \delta Q \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) + \sum ex_i dm_i - T_a \frac{\delta Q_i}{T} \quad (\text{III.64})$$

Avec :

dE_x : pertes exérgétiques

T : température à laquelle le flux de chaleur quitte dans le système.

T_a : température ambiante.

δw_t : travail effectif reçu de la source par le système .

δQ : chaleur reçue de la source à la température T .

ex_i : exergie de la masse dm_i du fluide qui entre ou sort par la frontière i avec le milieu extérieur.

Q_i : chaleur interne qui est équivalente à une quantité de chaleur qu'il faudrait apporter à un système équivalent en évolution réversible pour produire une augmentation d'entropie égale à celle qui est créée par les irréversibilités de la transformation réelle (δQ_i est toujours positive).

III.1. Pertes exérgétiques du compresseur axial (Δex_{12}) :

$$\Delta ex_{12} = ex_2 - ex_1 = \Delta h_{12} - T_a \cdot \Delta s_{12} \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III.65})$$

$$\Delta h_{12} = h_2 - h_1 = Cp_m (T_2 - T_1) \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III.66})$$

$$\Delta s_{12} = s_2 - s_1 = Cp_m \cdot \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - r \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad [\text{J/kg K}] \quad (\text{III.67})$$

Donc:

$$\Delta ex_{12} = Cp_m \left[(T_2 - T_1) - T_a \left(\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - r \cdot \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \right) \right] \quad (\text{III.68})$$

Le rendement exérgétique du compresseur rend compte du rapport entre la variation d'exergie du système fluide qui traverse le compresseur et le travail technique (exergie pure) qui a été mise en jeu lors de la compression auquel il convient d'ajouter l'exergie introduite sous forme thermique, on écrit :

$$\eta_{excomp} = \frac{ex_2 - ex_1}{w_c} \quad (\text{III.69})$$

III.2. Pertes exérgétiques dans la chambre de combustion (Δex_{cc}):

L'exergie du carburant à l'entrée de la chambre de combustion est exprimée par la corrélation [13] suivante:

$$Q_f \cdot ex_c = Q_f \left[1.033 + 0.167 \frac{Y}{X} - \frac{0.0698}{X} \right] \cdot PCI \quad (\text{III.70})$$

$$ex_3 = (h_3 - T_0 S_3)$$

$$\begin{aligned} ex_2 &= h_2 - h_1 - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_2} c_{pa} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_2}{P_1} \right) + ex_1 \\ &= h_2 - h_1 - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_2} c_{pa} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_2}{P_1} \right) + h_1 - T_0 S_1 \\ &= h_2 - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_2} c_{pa} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_2}{P_1} + S_1 \right) \end{aligned}$$

$$\Delta ex_{cc} = (Q_m \cdot ex_2 + Q_f \cdot ex_c) - Q_g \cdot ex_3$$

Le rendement exérgétique de la chambre de combustion s'exprime par :

$$\eta_{excc} = \frac{Q_g ex_3}{Q_m \cdot ex_2 + Q_f \cdot ex_c} \quad (\text{III.71})$$

III.3. Pertes exérgétique dans la turbine (Δex_{34}):

$$\Delta ex_{34} = ex_3 - ex_4 = \Delta h_{34} - T_a \cdot \Delta s_{34} \quad (\text{III.72})$$

$$\Delta h_{34} = h_3 - h_4 = C p_g (T_3 - T_4) \quad \text{J/kg} \quad (\text{III.73})$$

$$\Delta s_{34} = s_3 - s_4 = C p_g \cdot \ln \left(\frac{T_3}{T_4} \right) - r \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \quad \text{J/kg K} \quad (\text{III.74})$$

Danc:

$$\Delta ex_{34} = C p_g \left[(T_3 - T_4) - T_a \left(\ln \left(\frac{T_3}{T_4} \right) - r \cdot \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \right) \right] \quad (\text{III.75})$$

Le rendement exégétique d'une turbine rend compte du rapport entre et le travail technique (exergie pure) qui est fourni par le fluide lors de la transformation et la variation d'exergie du système fluide qui traverse la machine de détente augmenté de l'exergie apportée éventuellement au système sous forme thermique, on écrit :

$$\eta_{exturb} = \frac{ex_3 - ex_4}{w_T} \quad (\text{III.76})$$

III.4. Pert exégétique globale (Δex_g) :

$$\Delta ex_g = \Delta ex_{12} + \Delta ex_{CC} + \Delta ex_{34} \quad (\text{III.77})$$

III.5. Rendement exérgétique du cycle (η_{ex}):

Le rendement exérgétique du cycle s'exprime par :

$$\eta_{ex} = \frac{E_x P_u}{E_x P_{cal}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{E_{xt} - E_{xc}}{E_x P_{cal}}$$

$$E_x P_{cal} = \int_{T_{max}}^{T_{min}} \left(1 - \left(\frac{T_f}{T_c} \right) \right) \cdot P_{cc}$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (\text{III.78})$$

Avec :

η_{carnot} : rendement de Carnot

$T_f = T_1$

$$T_c = T_3$$

$$\eta_{ex} = \frac{p_t - p_c}{\eta_{carnot} \cdot P_{cc}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{carnot}} \quad (\text{III.79})$$

IV. Bilan exérgétique du cycle avec refroidissement :

IV.1. pertes exérgétiques dans le Compresseur axial (Δex_c):

$$\Delta ex_c = \Delta h_c - T_a \cdot \Delta s_c \quad (\text{III.80})$$

$$\Delta h_c = w_c = w_{c1} + w_{c2} + w_{c3} \quad [\text{J/kg}] \quad (\text{III.81})$$

$$w_c = c_{pa}[(T_{2''} - T_1) + (1 - e_3)(T_{15} - T_{2''}) + (1 - e_3 - e_2) \cdot (T_2 - T_{15})]$$

$$\Delta s_c = s_{c1} + s_{c2} + s_{c3} \quad [\text{J/kg K}] \quad (\text{III.82})$$

$$s_{c1} = c_{pa} \cdot \ln\left(\frac{T_{2''}}{T_1}\right) - r \cdot \ln\left(\frac{P_{2''}}{P_1}\right) \quad [\text{J/kg K}]$$

$$s_{c2} = c_{pa} \cdot (1 - e_3) \cdot \left[\ln\left(\frac{T_{15}}{T_{2''}}\right) - r \cdot \ln\left(\frac{P_{15}}{P_{2''}}\right) \right] \quad [\text{J/kg K}]$$

$$s_{c3} = c_{pa} \cdot (1 - e_3 - e_2) \cdot \left[\ln\left(\frac{T_2}{T_{15}}\right) - r \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_{15}}\right) \right] \quad [\text{J/kg K}]$$

Le rendement exérgétique du compresseur s'exprime par :

$$\eta_{excomp} = \frac{\Delta ex_c}{w_c} \quad (\text{III.83})$$

IV.2. Pertes exérgétiques dans la Chambre de combustion (Δex_{cc}):

L'exergie du carburant à l'entrée de la chambre de combustion est exprimée par la même corrélation : (équation III.70)

$$ex_3 = c_{pg}(1 + f - e_1 - e_2 - e_3) (h_3 - T_0 s_3) \quad (\text{III.84})$$

$$ex_2 = h_2 - h_1 - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_2} c_{pa} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_2}{P_1} \right) + ex_1$$

$$= [c_{pm}(1 - e_3 - e_2)T_2] - T_0 \left(c_{pa} \frac{T_2}{T_1} - r \ln \frac{P_2}{P_1} + S_1 \right) \quad (\text{III.85})$$

Le rendement exérgétique de la chambre de combustion s'exprime par :

$$\eta_{\text{excc}} = \frac{Q_f(ex_2 - ex_1)}{Q_m \cdot ex_2 + Q_f \cdot ex_c} \quad (\text{III.86})$$

$$\Delta ex_{\text{cc}} = (Q_m \cdot ex_2 + Q_f \cdot ex_c) - Q_g \cdot ex_3 \quad (\text{III.87})$$

IV.3. Pertes exérgétiques dans la turbine (Δex_T) :

- Pertes exérgétiques dans le 1^{er} étage de la turbine ($\Delta ex_{\text{étg1}}$):

✚ Bilan de mélange :

$$e_1 \cdot ex_2 + (1 + f - e_1 - e_2 - e_3)ex_3 = (1 + f - e_2 - e_3)ex_{3'}$$

$$\Delta ex_{\text{étg1}} = (e_1 \cdot ex_2 + (1 + f - e_1 - e_2 - e_3)ex_3) - ((1 + f - e_2 - e_3)ex_{3'}) \quad (\text{III.88})$$

Avec :

$$ex_{3'} = h_{3'} + T_0 \left(c_{p3} \frac{T_3}{T_{3'}} - r \ln \frac{P_3}{P_{3'}} - S_3 \right)$$

- Pertes exérgétiques dans le 2^{ème} étage de la turbine ($\Delta ex_{\text{étg2}}$):

✚ Bilan du mélange :

$$e_2 \cdot ex_{15} + ex_{3''} \cdot (1 + f - e_2 - e_3) = ex_{4'} \cdot (1 + f - e_3)$$

$$\Delta ex_{\text{étg2}} = e_2 \cdot ex_{15} + ex_{3''} \cdot (1 + f - e_2 - e_3) - ex_{4'} \cdot (1 + f - e_3) \quad (\text{III.89})$$

Bilan de refroidissement :

$$e_2 \cdot ex_{15} + ex_{3'}(1 + f - e_2 - e_3) = ex_{3''}(1 + f - e_3)$$

$$ex_{3''} = \frac{e_2 \cdot ex_{15} + ex_{3'}(1 + f - e_2 - e_3)}{(1 + f - e_3)}$$

$$\text{Et : } ex_{15} = h_{15} - h_1 - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_{15}} c_{p15} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_{15}}{P_1} \right) + ex_1$$

$$= (c_{pa} \cdot T_{15}) - T_0 \left(c_{p3} \frac{T_{15}}{T_1} - r \ln \frac{P_{15}}{P_1} + S_1 \right) \quad (\text{III.90})$$

$$ex_{4'} = h_{4'} + T_0 \left(c_{p3} \frac{T_{3''}}{T_{4'}} - r \ln \frac{P_{3''}}{P_{4'}} - S_{3''} \right) \quad (\text{III.91})$$

- **Pertes exergétiques dans le 3^{ème} étage de la turbine ($\Delta ex_{étg3}$):**

✚ Bilan de mélange :

$$e_3 \cdot ex_{2''} + ex_{4''}(1 + f - e_3) = ex_{5'}(1 + f)$$

$$\Delta ex_{étg3} = e_3 \cdot ex_{2''} + ex_{4''}(1 + f - e_3) - ex_{5'}(1 + f) \quad (\text{III.92})$$

Avec :

$$\begin{aligned} ex_{2''} &= h_{2''} - h_1 - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_{2''}} c_{pa} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_{2''}}{P_1} \right) + ex_1 \\ &= (c_{pa} \cdot T_{2''}) - T_0 \left(\int_{T_1}^{T_{2''}} c_{pa} \frac{dT}{T} - r \ln \frac{P_{2''}}{P_1} + S_1 \right) \end{aligned}$$

$$\text{Et : } ex_{5'} = h_{5'} + T_0 \left(c_{p3} \frac{T_{4''}}{T_{5'}} - r \ln \frac{P_{4''}}{P_{5'}} - S_{4''} \right)$$

Bilan de refroidissement :

$$e_3 ex_{2''} + (1 + f - e_3) ex_{4'} = ex_{4''} \cdot (1 + f)$$

$$ex_{4''} = \frac{e_3 ex_{2''} + (1 + f - e_3) ex_{4'}}{ex_{4''} \cdot (1 + f)}$$

- **Pertes exergétiques dans le 4^{ème} étage de la turbine ($\Delta ex_{étg4}$):**

$$\Delta ex_{étg4} = ex_{5'} - ex_4$$

Avec :

$$ex_4 = (h_4 - T_0 S_4)$$

Alors :

$$\Delta ex_T = \Delta ex_{étg1} + \Delta ex_{étg2} + \Delta ex_{étg3} + \Delta ex_{étg4} \quad (\text{III.93})$$

Le rendement exergétique de la turbine s'exprime par :

$$\eta_{exturb} = \frac{\Delta ex_T}{w_T} \quad (\text{III.94})$$

IV.4. Pert exergétique globale (Δex_g):

$$\Delta ex_g = \Delta ex_{12} + \Delta ex_{CC} + \Delta ex_{34} \quad (\text{III.95})$$

IV.5. Rendement exergétique du cycle (η_{ex}):

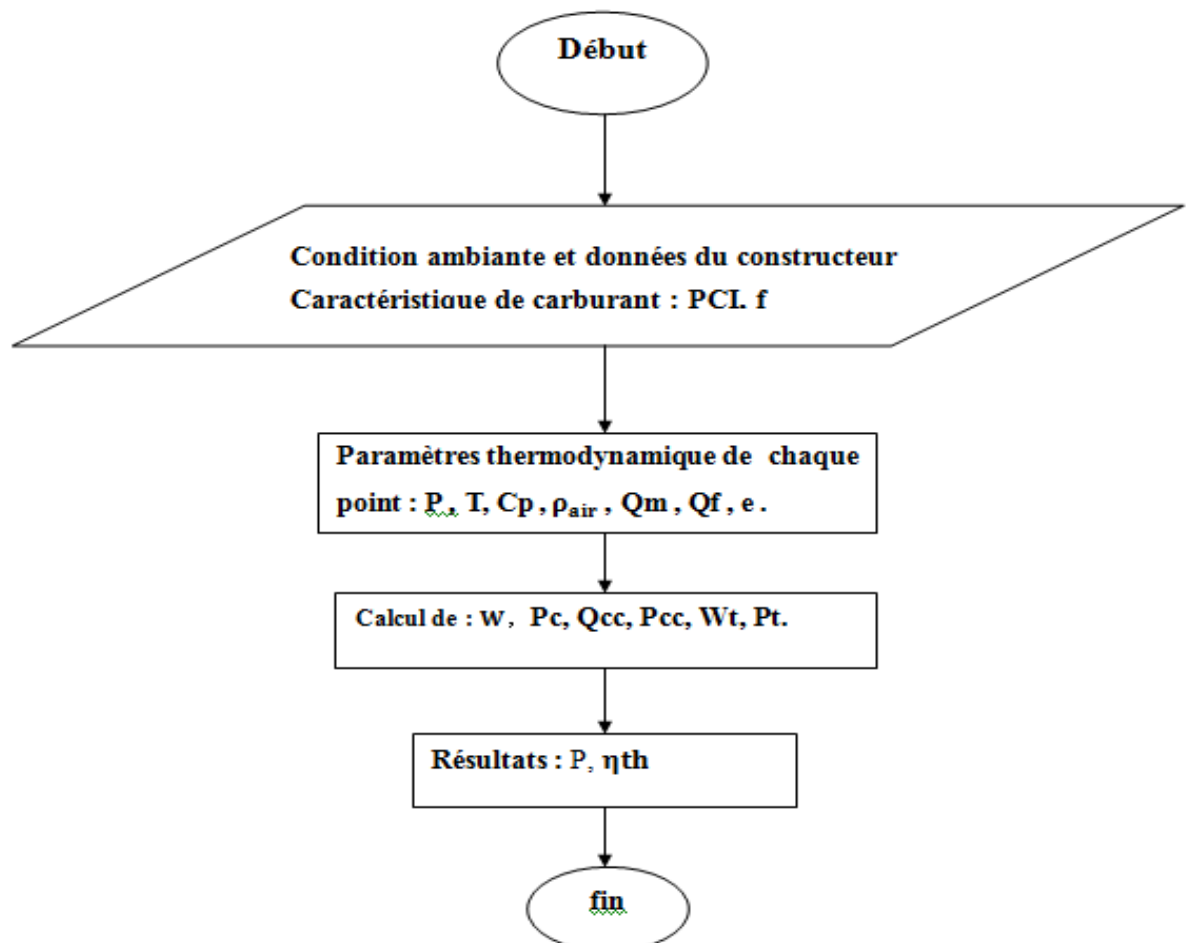
Le rendement exergétique du cycle s'exprime par :

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{carnot}} \quad (\text{III.96})$$

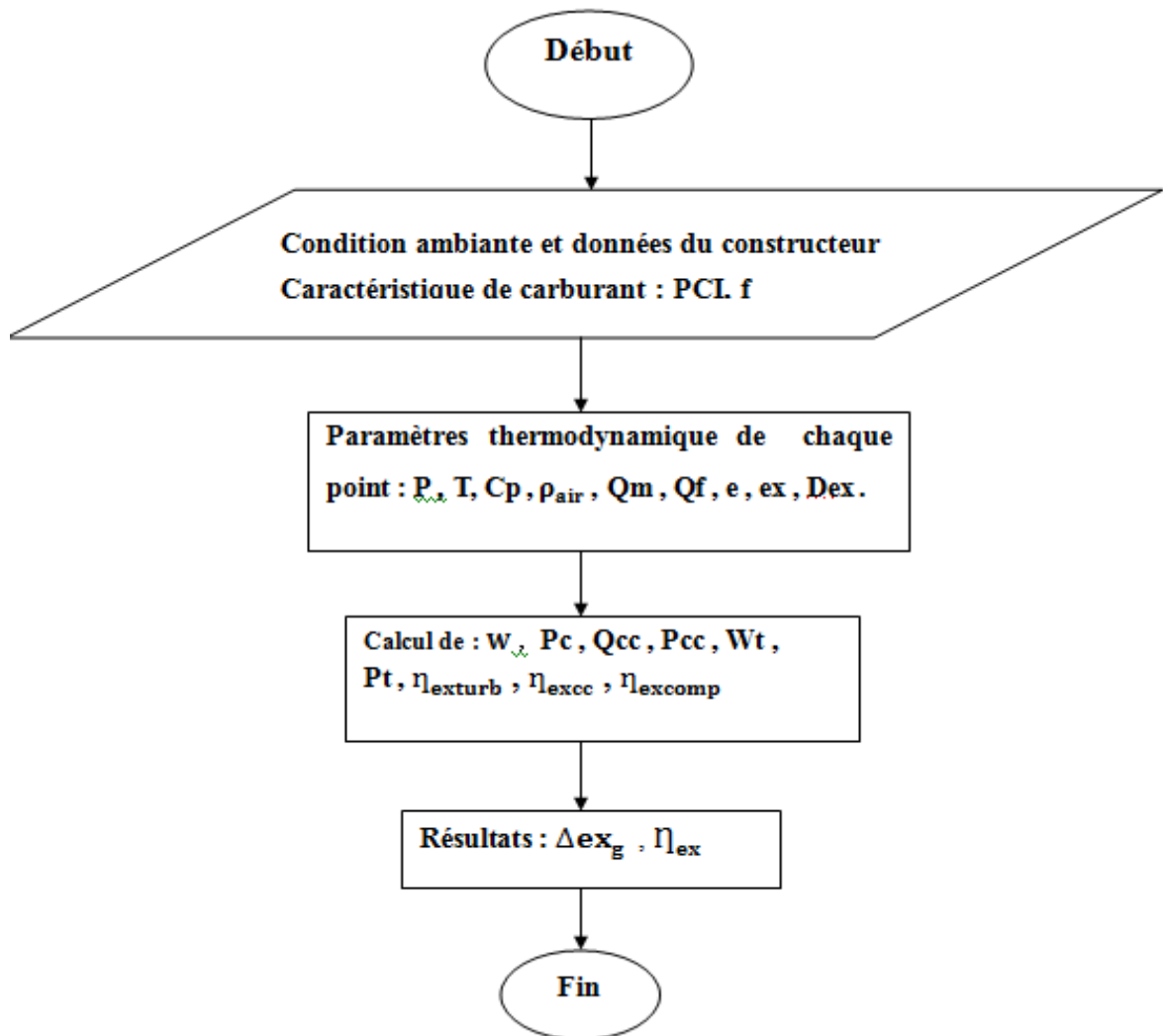
V. Organigramme de programme :

Tous les calculs ont été faits avec un programme en MATLAB dont l'organigramme est le suivant :

✚ Bilan énergétique :



✚ Bilan exérgétique :



Chapitre IV:

Résultats et discussions

I. Résultats du bilan énergétique:

Toutes les applications numériques sont faites avec le programme Matlab. Les paramètres de fonctionnement et les performances des deux cycles simple et avec refroidissement sont regroupés dans des tableaux (IV.1),(IV .2),(IV. 3).

La température et la pression atmosphériques étant de 278K et 1.01325 bar respectivement.

Points de cycle	P (bar)	T(K)
1	1.01	278
2	1.62	699.60
3	1.60	1450
4	1.013	803.62

Tableau. IV.1 : Température et pression dans chaque point du cycle simple.

Points de cycle	P (bar)	T (K)
1	1.013	278
2 "	1.19	291.30
15	1.16	560.38
2	1.62	699.60
3	1.60	1450
1'	1.60	1435
3'	8.04	1202.7
3''	8.04	1189.6
4'	4.03	799.04
4''	4.03	983.94
5'	2.02	824.66
4	1.013	691.17

Tableau. IV.2 : Température et pression dans chaque point du cycle avec refroidissement

Cycles	cycle simple	cycle avec refroidissement
performances		
Travail spécifique du compresseur (kJ/kg)	452.86	423
Puissance du compresseur axial (MW)	9.59	8.96
Chaleur de combustion (MJ)	1.03	0.99
Puissance calorifique (MW)	22.52	21.84
Travail spécifique de la turbine (kJ/kg)	703.6	773.7
Puissance fournie par la turbine (MW)	15.2	16.4
Puissance utile (MW)	5.67	7.43
Rendement thermique (%)	25.19	34.03
Rendement global (%)	24.21	33.34

Tableau. IV.3 : Performances de la turbine.

II. Analyse comparative :

Les figures (IV. 1),(IV. 2), (IV. 3) , (IV. 4), (IV. 5)représentent respectivement les puissances des compresseurs, des chambres de combustion, des turbines et les puissances utiles ainsi que les rendements des deux cycles simple et avec refroidissement.

D'après ces figures on constate que l'extraction de l'air du compresseur pour refroidir la turbine a permis une réduction de la puissance du compresseur figure (IV. 1) ainsi que la puissance calorifique au niveau de la chambre de combustion figure (IV. 2) Au niveau de la turbine ,le débit de refroidissement a induit à une augmentation de sa puissance figure(IV. 3). Ces variations ont mené à une augmentation de la puissance utile figure (IV. 4) de 5.67 MW à 7.43 MW et du rendement thermique de 25.19% à 34.03% figure (IV. 5).

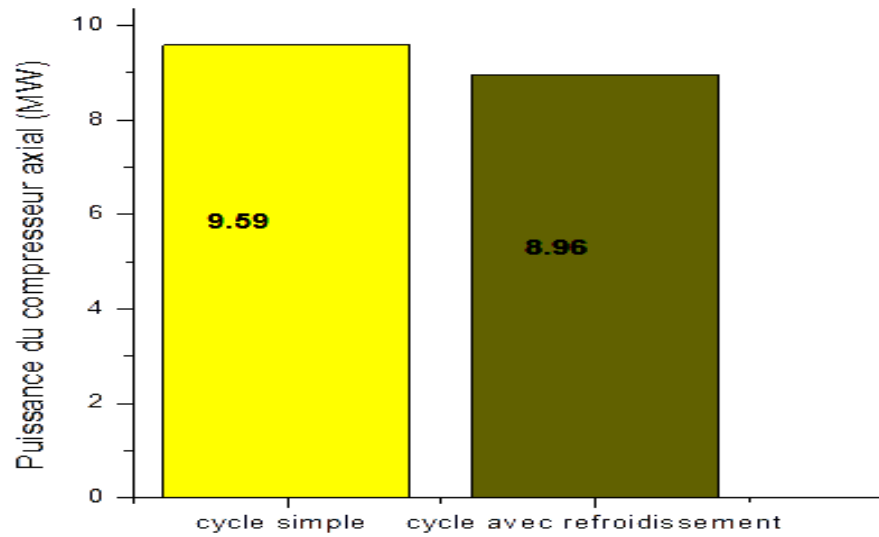


Figure. IV.1: Puissance du compresseur axial

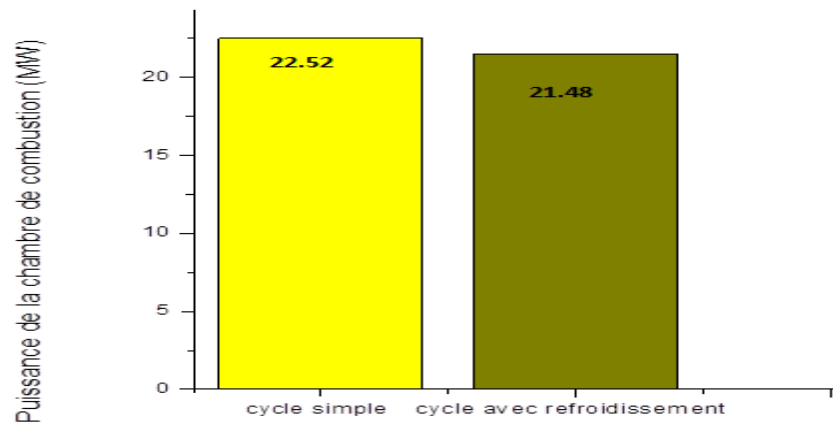


Figure. IV.2: Puissance de la chambre de combustion

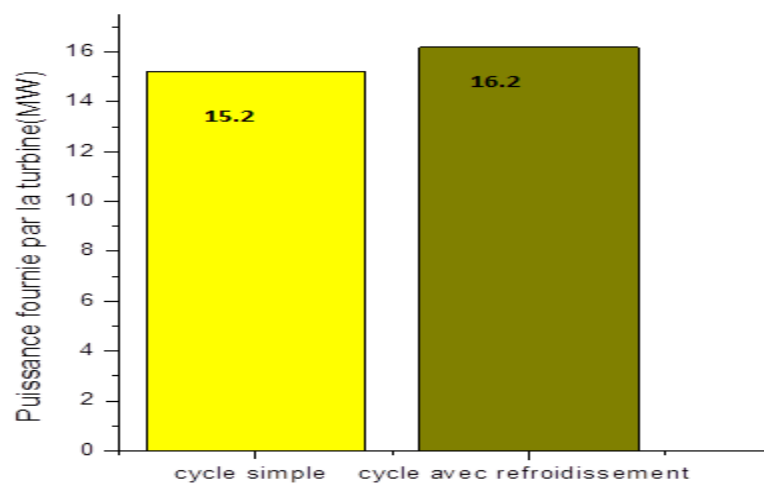


Figure. IV.3:Puissance fournie par la turbine

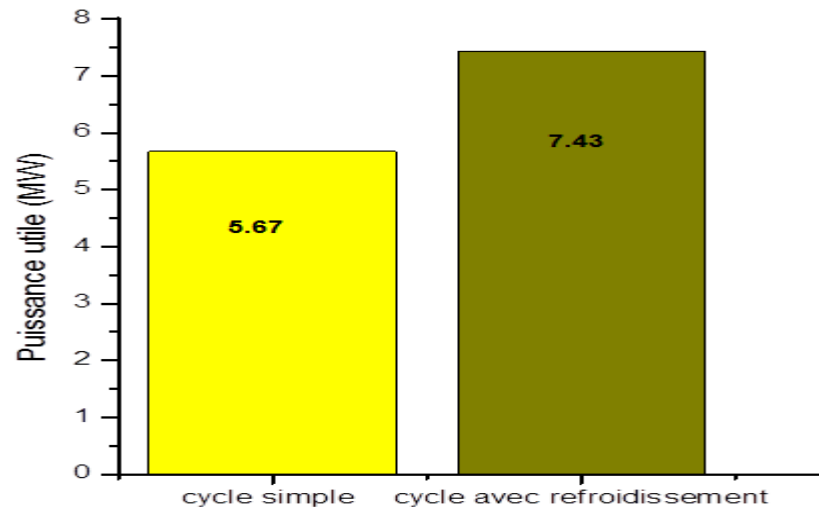


Figure. IV.4:Puissance utile

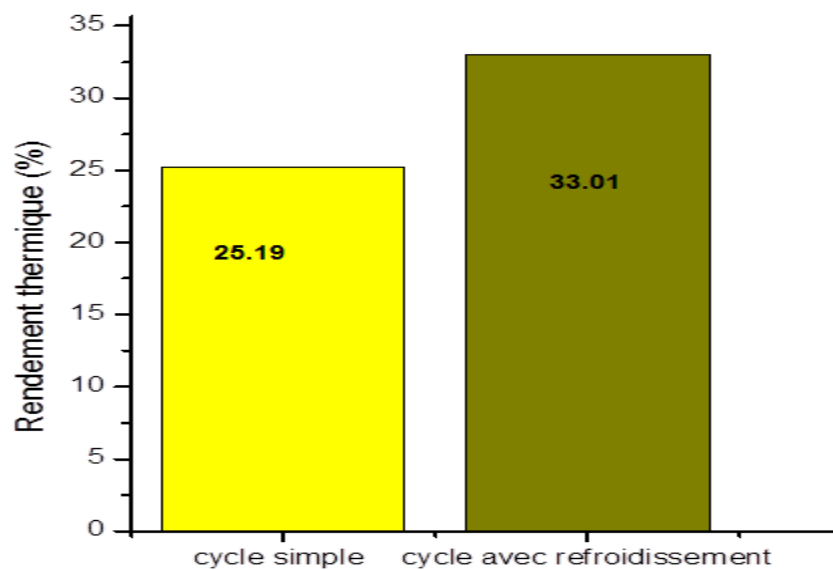


Figure. IV.5:Rendement thermique

III. Analyse paramétrique :

Dans cette partie, on a fait une analyse paramétrique par rapport aux paramètres conceptuels, la température ambiante, la température à la sortie de la chambre de combustion et le taux de compression. Cette analyse a pour but de mettre en évidence l'influence de ces paramètres sur les performances de l'installation telle que le rendement thermique et la puissance utile.

III.1. Influence de la température ambiante :

Les figures (IV.6), (a ,b) représentent les variations de la puissance utile en fonction de la température ambiante du cycle simple (a) et avec refroidissement (b) pour

différentes températures à la sortie de la chambre de combustion. Cette performance est touchée de près quand la température ambiante varie. On peut voir qu'à une température ambiante élevée ($T=50^\circ$) la puissance correspondante est basse. La puissance utile est inversement proportionnelle avec la température ambiante. L'augmentation de cette dernière baisse la masse volumique d'air d'admission ce qui réduit le débit massique traversant la turbine et ceci conduit à une réduction de la puissance à la sortie. Cependant cette dernière augmente avec l'augmentation de la température à la sortie de la chambre de combustion.

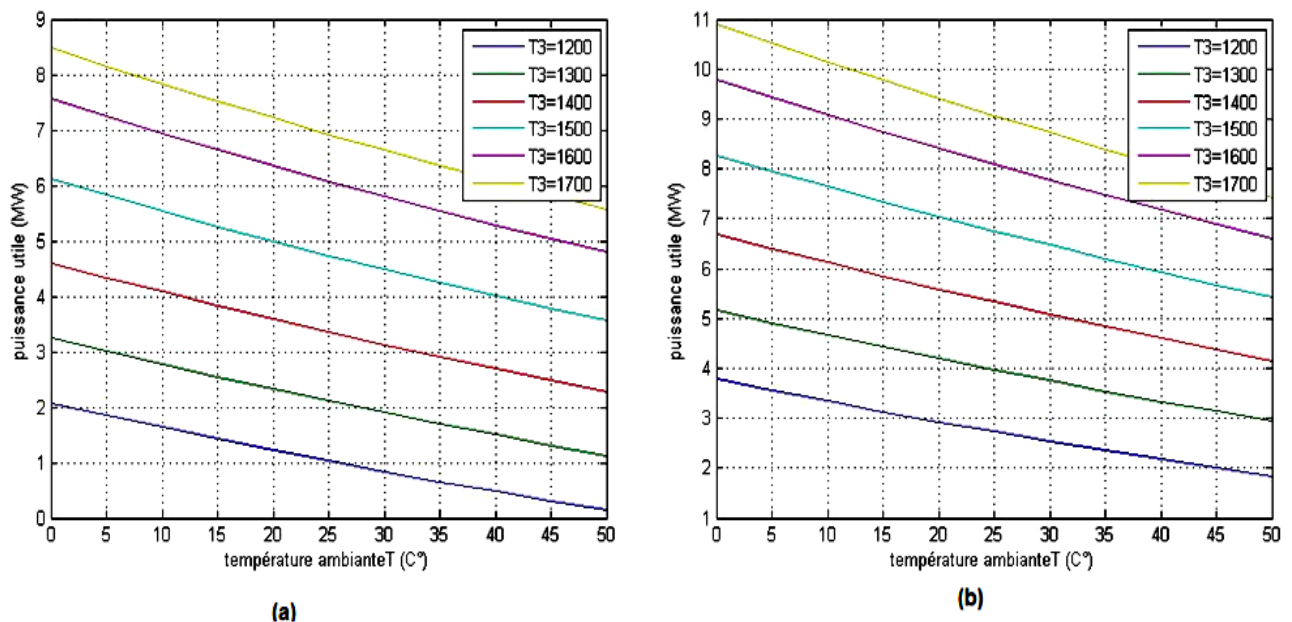


Figure. IV.6:Évolution de puissance utile en fonction de la température à l'entrée du compresseur (a) cycle simple cycle (b) cycle avec refroidissement

La figure (IV. 7) (a ,b) montre que le rendement thermique du cycle simple (a) est inversement proportionnel à la température ambiante, plus la température s'élève, plus le rendement baisse. Ce dernier augmente avec l'augmentation de la température à la sortie de la chambre de combustion.

Pour une température à la sortie de la chambre de combustion de 1450 , on observe qu'à la température ambiante de 0°C , le rendement est **25.66%**, et à la température 50°C , le rendement baisse jusqu'à **20.24%**, c'est une différence de **5.4 %**, ce qui nous donne une idée sur l'efficacité énergétique de cette installation au cours de l'année, plus la température augmente, plus le rendement diminue.

La figure(IV.7),(b) montre qu'il a une petite diminution qui plus faible et de **2.29%**.

la température **0 °C**, le rendement est **34.23%**, et à la température **50°C**, le rendement est **31.94%**. D'autre par le rendement augmente avec l'augmentation de la température à la sortie de la chambre de combustion.

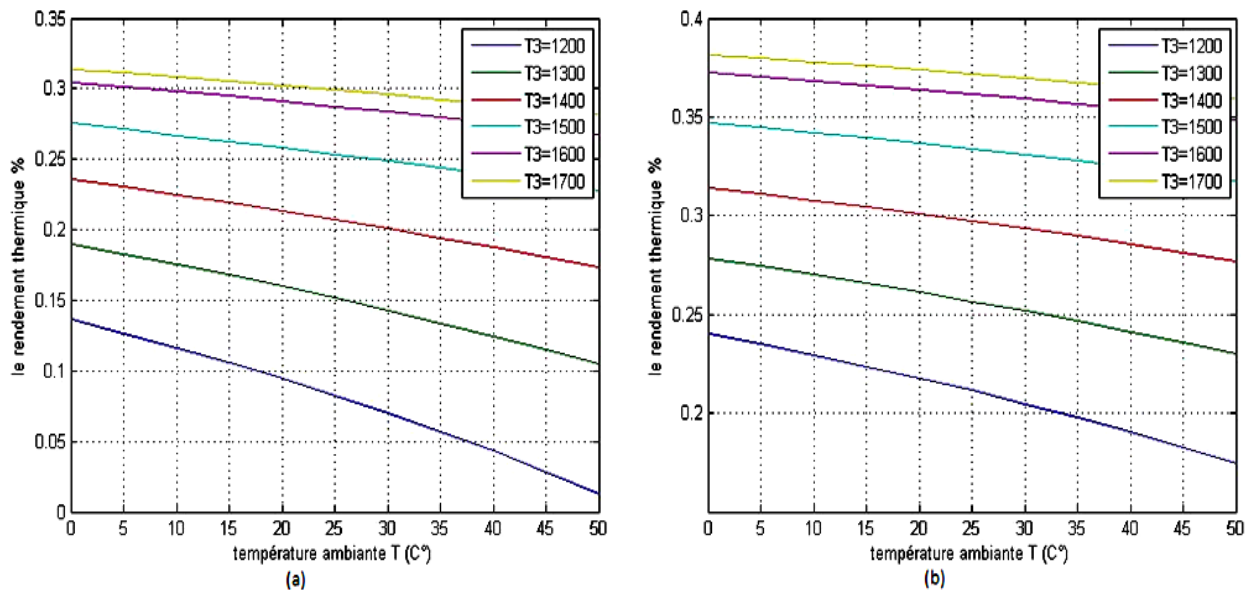


Figure. IV. 7:Évolution du rendement thermique en fonction de la température à l'entrée du compresseur (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

III.2. Influence de taux de compression:

Les figures (IV. 8) (a,b) représentent les variations de la puissance utile en fonction du taux de compression du cycle simple (a) et avec refroidissement (b).

Pour le cycle simple (a) la puissance augmente avec l'augmentation du taux de compression et avec la température de la chambre de combustion. On remarque que le taux de compression optimal pour avoir le maximum de puissance ($P_u = 10.2$ MW) est de ($\tau_c = 10$) et puis il commence à diminuer progressivement.

Pour le cycle avec refroidissement (b), on peut voir que le taux de compression optimal pour avoir le maximum de puissance ($P_u = 10.8$ MW) est de ($\tau_c = 7$).

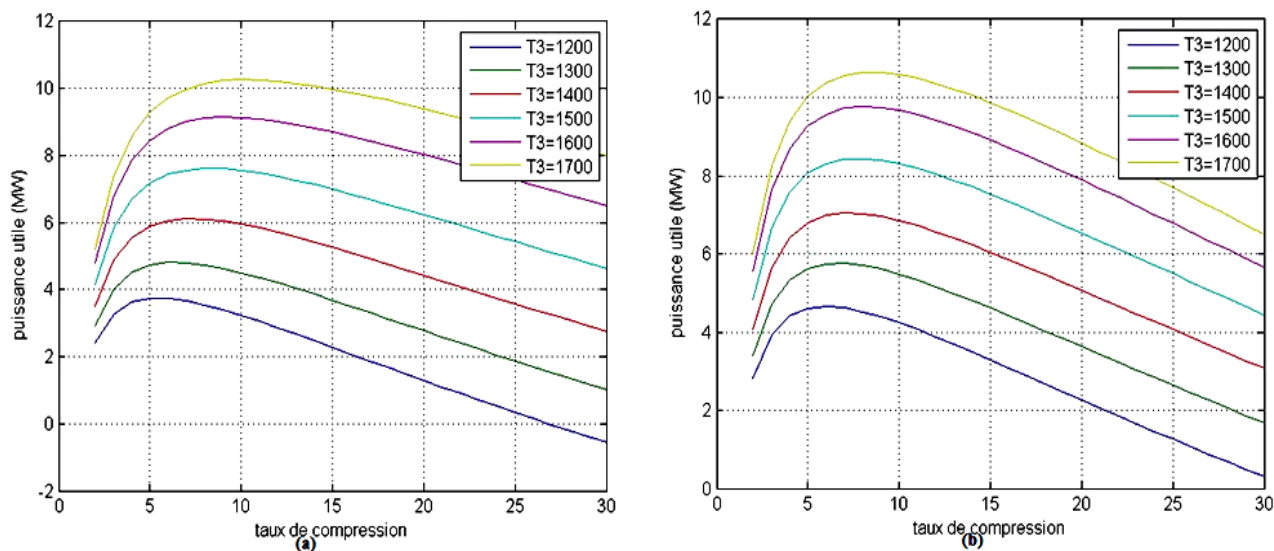


Figure. IV. 8: Évolution de puissance utile en fonction de taux de compression

(a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

Sur les figures (IV. 9.), (a.b) on constate que pour une température déterminée à la sortie de la chambre de combustion, le rendement augmente avec l'augmentation du taux de compression. On remarque que pour un taux de compression optimal ($\tau_c = 15$) pour cycle simple et ($\tau_c = 20$) pour le cycle avec refroidissement, on peut avoir un rendement maximale ($\eta_{th} = 0.31$) pour cycle simple et ($\eta_{th} = 0.68$) pour le cycle avec refroidissement.

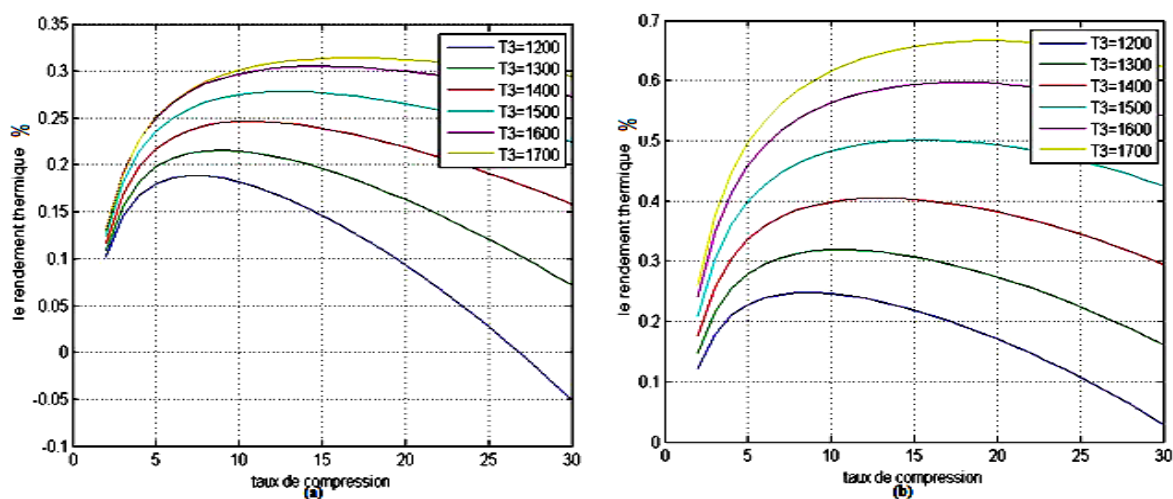


Figure. IV. 9: Évolution du rendement thermique en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

D'après la figure (IV.10) (a,b).on peut voir clairement l'influence très importante de l'élévation de taux de compression sur la fraction du débit de refroidissement. On remarque aussi qu'il y'a une relation proportionnelle entre la fraction et la température à la sortie de la chambre de combustion. Pour une température à la sortie de la chambre de combustion maximale $T_3=1700$ K, avec un taux de compression de la fraction a une valeur maximale de 0.06.

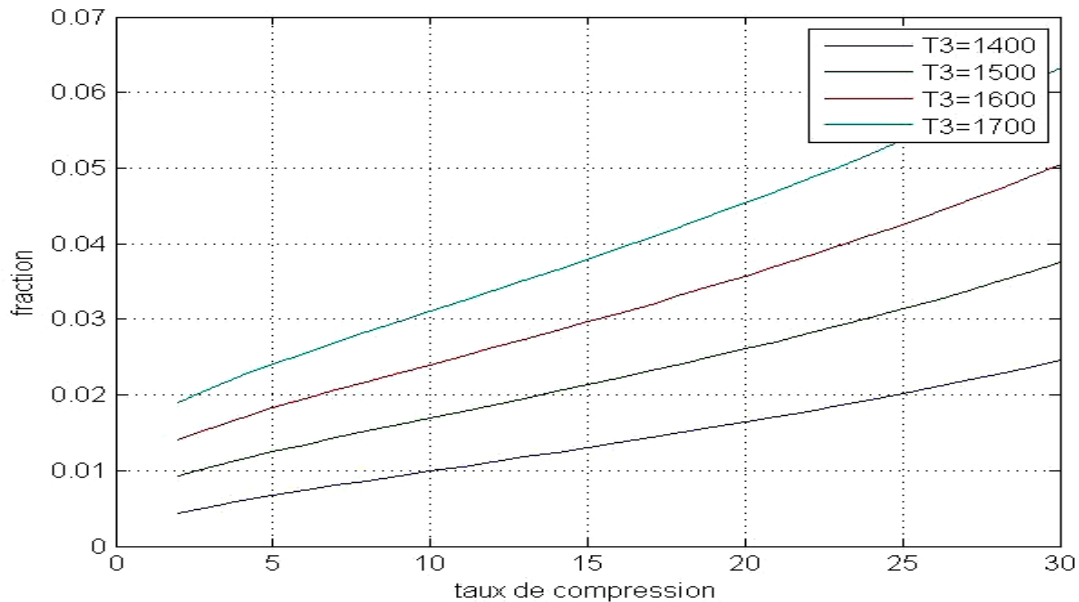


Figure. IV.10: Évolution de la fraction du débit de refroidissement en fonction du taux de compression

IV. Résultats du bilan exérgétique:

Toutes les applications numériques sont calculés avec le programme Matlab les résultats sont résumés dans les tableaux (IV.4) (IV.5)(IV.6) La température et la pression atmosphériques étant de 278K et 1.01325 bar respectivement.

Points du cycle	Exérgie[J/kg]
1	$2,66 \cdot 10^5$
2	$7,03 \cdot 10^5$
3	$1,53 \cdot 10^6$
4	$8,40 \cdot 10^5$

Tableau. IV.4 : Exérgie dans chaque point du cycle simple.

Points du cycle	Exérgé [J/kg]
1	$2,66 \cdot 10^5$
2''	$3,39 \cdot 10^4$
15	$2,21 \cdot 10^5$
2	$6,76 \cdot 10^5$
3	$1,47 \cdot 10^6$
3'	$2,07 \cdot 10^6$
3''	$2,04 \cdot 10^6$
4'	$1,71 \cdot 10^6$
4''	$1,68 \cdot 10^6$
5'	$1,40 \cdot 10^6$
4	$6,87 \cdot 10^5$

Tableau. IV.5 : Exérgie dans chaque point du cycle avec refroidissement.

	cycle simple		cycle avec refroidissement	
	rendement exérgétique (%)	pertes exérgétique (J/kg)	rendement exérgétique (%)	pertes exérgétique (J/kg)
Compresseur	87,58	$4,13 \cdot 10^5$	87,50	$3,70 \cdot 10^5$
chamber de combustion	63,91	$1,82 \cdot 10^7$	65,26	$1,76 \cdot 10^7$
turbine	76,18	$5,50 \cdot 10^5$	88,76	$7,81 \cdot 10^5$
rendemnt de cycle	34.85		54.94	
perte exérgétique globale	$1.91 \cdot 10^7$		$1.87 \cdot 10^7$	

Tableau. IV.6 : Rendement exérgétique et pertes exérgétiques des cycle avec et sans refroidissement.

V. Analyse comparative :

La figure (IV. 11) , représente les rendements exérgétiques des composants du cycle simple et avec refroidissement, on remarque bien que le rendement de la chambre de la combustion est faible par rapport aux rendements des autres composants (turbine compresseur) dans les deux cycles. La figure (IV.12) représente les pertes exérgétiques

dans les composants du cycle simple et avec refroidissement. On observe que ces dernières sont élevées au niveau de la chambre de la combustion par rapport aux autres composants et ceci revient à la grande irréversibilité dans la chambre de combustion à cause des réactions chimiques qui se produisent dans ce composant. la combustion du gaz naturel produit entièrement le phénomène de dissociation de CO_2 en CO et O_2 .

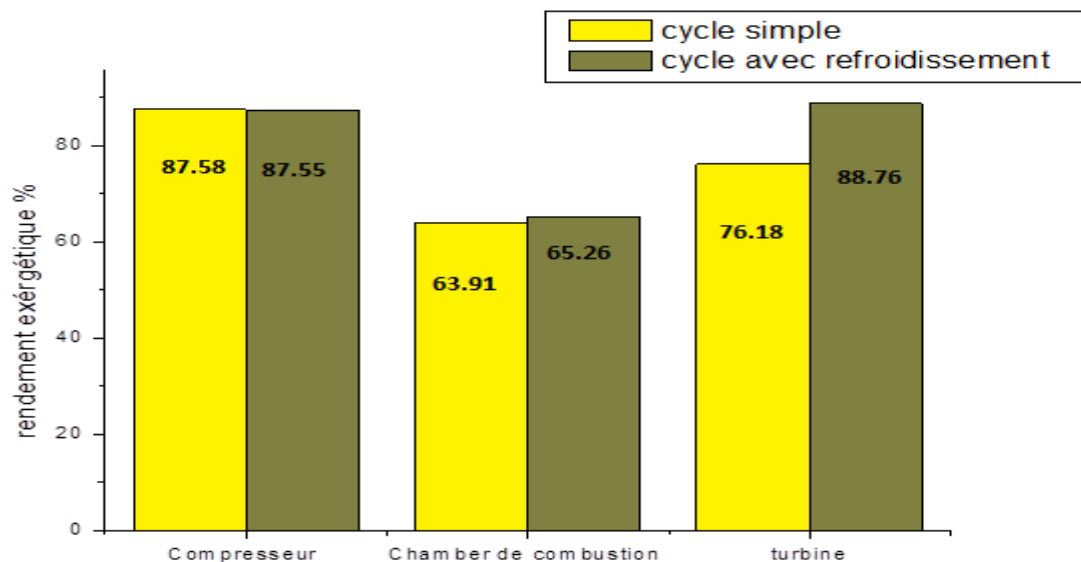


Figure. IV.11: Rendements exergetiques des composants du cycle simple et avec refroidissement

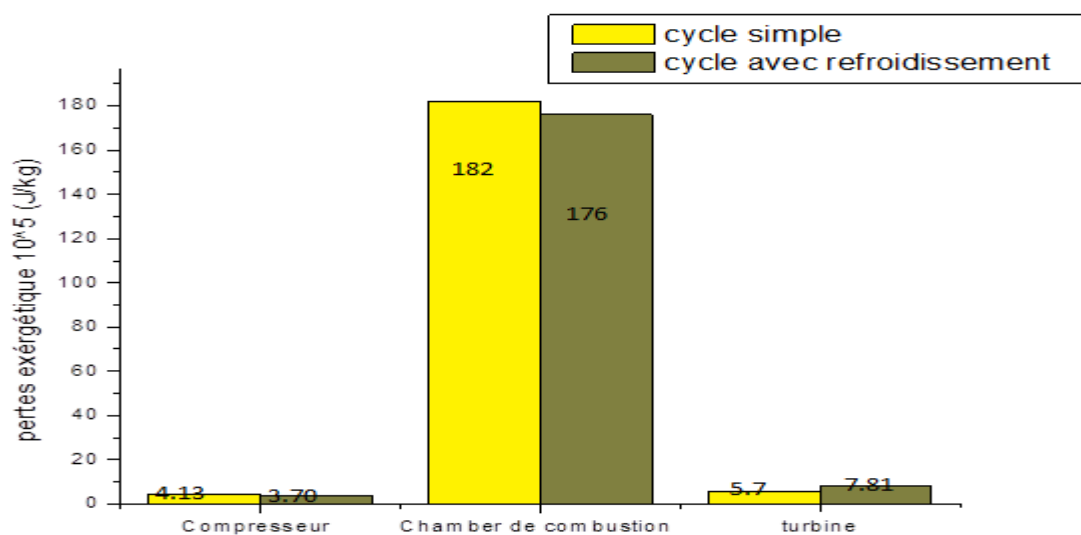


Figure. IV.12: Pertes exergetiques dans les composants du cycle simple et avec refroidissement

Les figures (IV.13),(IV. 14), représentent le rendement et les pertes exergétiques du cycle simple et avec refroidissement. On remarque une petite diminution des pertes exergétiques dans le cycle avec refroidissement. Le rendement exergétique du cycle avec refroidissement est plus élevé que celui du cycle simple.

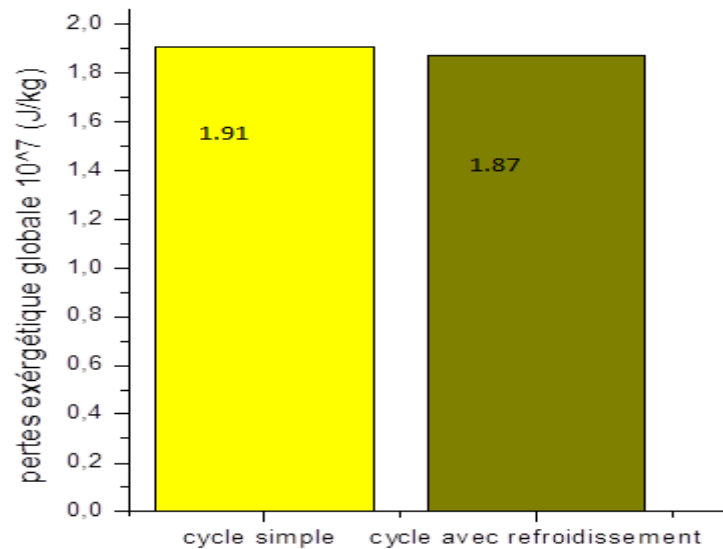


Figure. IV. 13: Pertes exergétiques globales du cycle simple et avec refroidissement

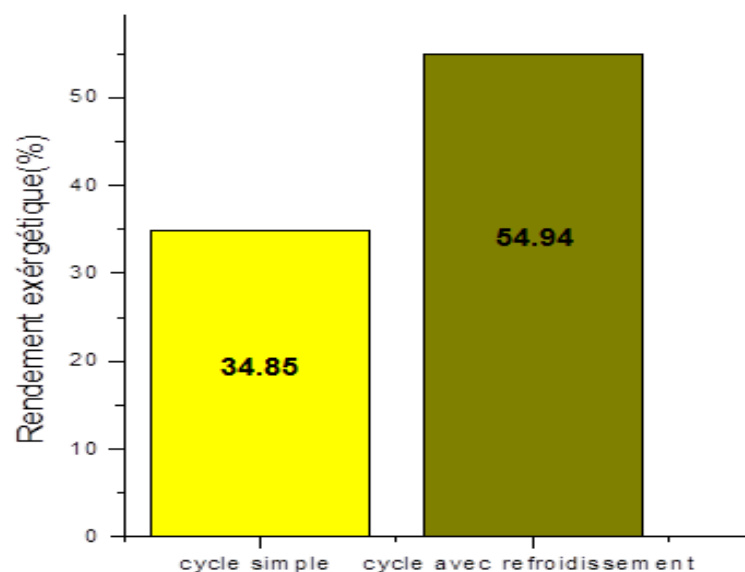


Figure. IV. 14: Rendements exergétiques du cycle simple et avec refroidissement

VI. Analyse paramétrique :

Dans cette partie, on a fait une analyse paramétrique pour voir l'influence de la température ambiante, la température à la sortie de la chambre de combustion et le taux de compression sur les performances de la turbine à gaz (le rendement thermique, la puissance utile).

VI.1. Influence de la température ambiante :

Les figures (IV.15),(IV.16) (a,b), montrent la variation du rendement et des pertes exérgétiques en fonction de la température ambiante du cycle simple et avec refroidissement. On constate que la variation de la température ambiante influe de manière inverse sur le rendement et les pertes exérgétiques. Ces derniers diminuent avec l'augmentation de la température ambiante mais ils augmentent avec l'augmentation de la température à la sortie de la chambre de combustion.

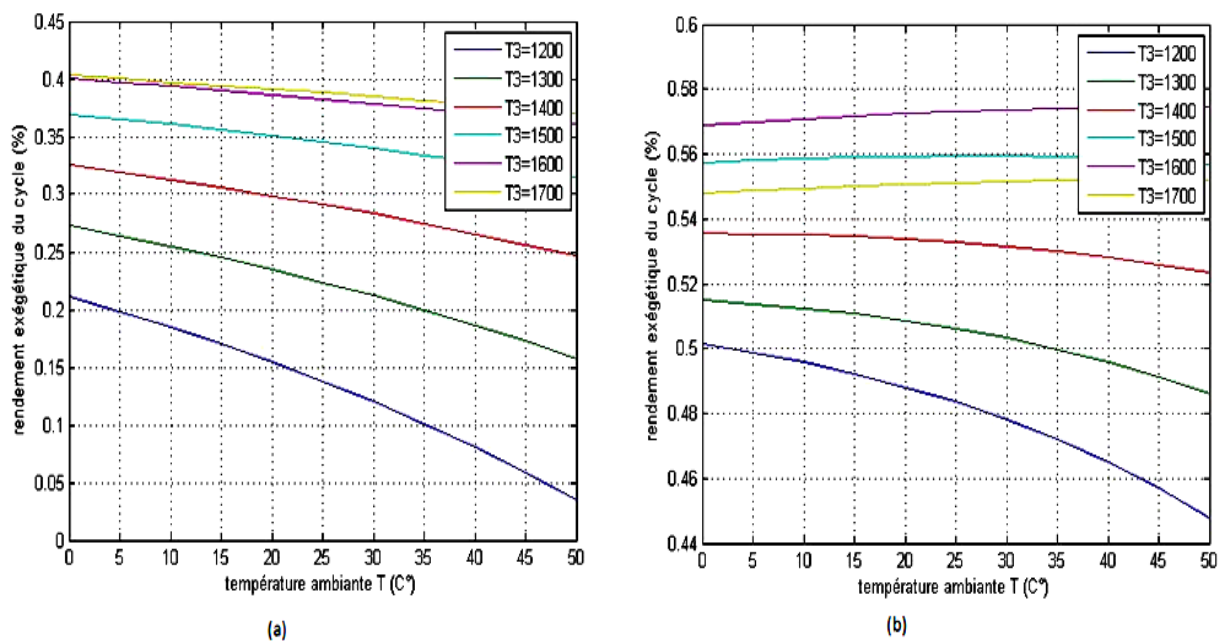


Figure. IV. 15:Évolution du rendement exérgétique en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

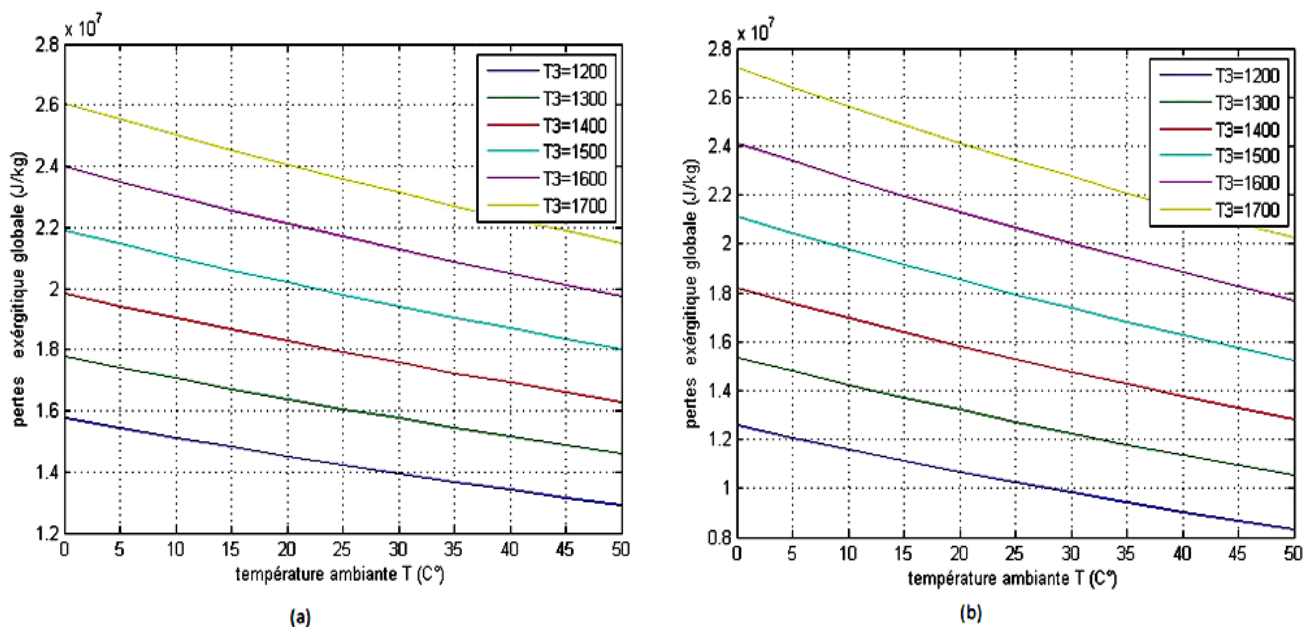


Figure. IV.16:Évolution des pertes exérgétiques en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

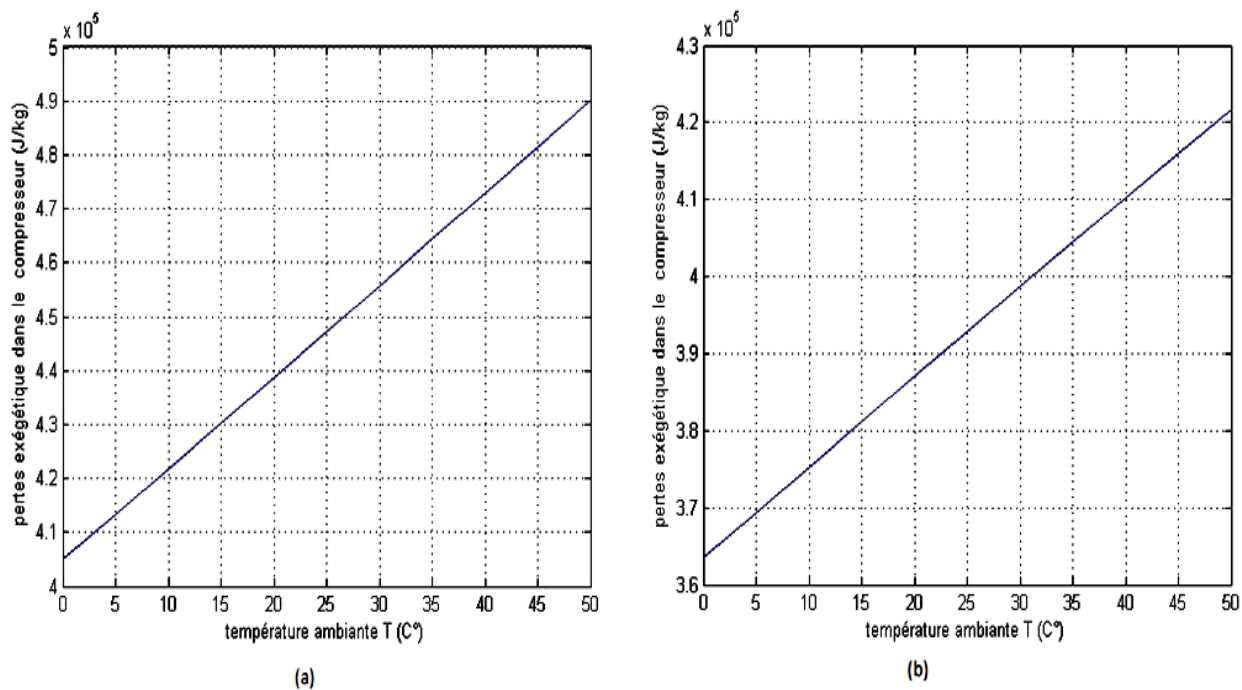


Figure. IV. 17: Évolution des pertes exérgétiques dans le compresseur en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

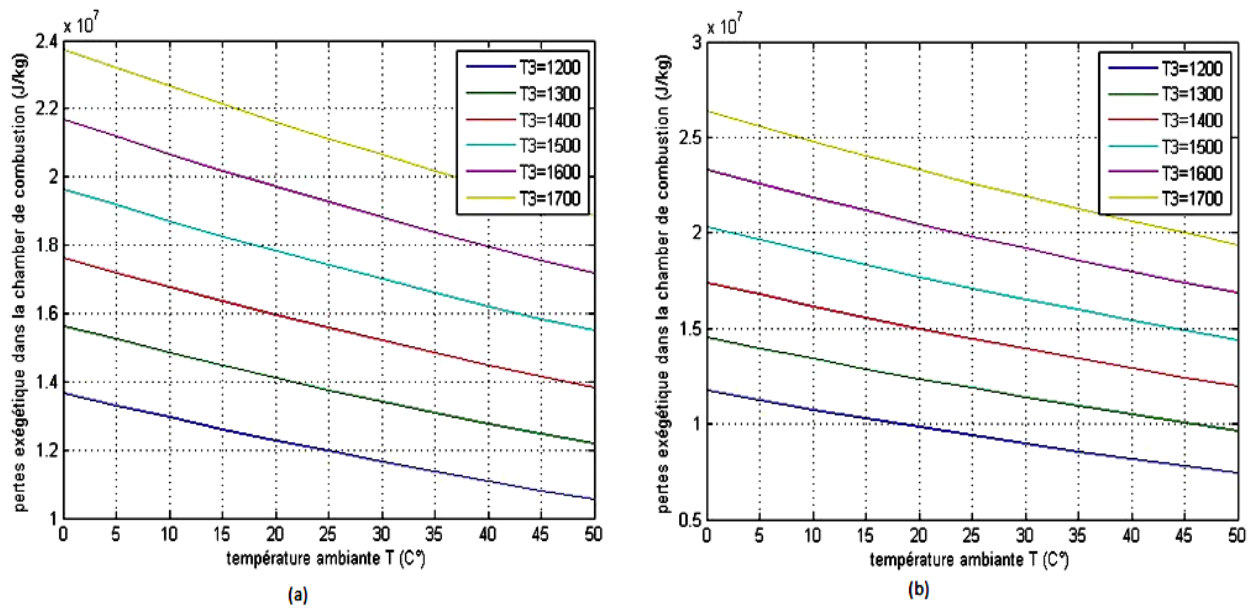


Figure. IV.18:Évolution des pertes exergétiques dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

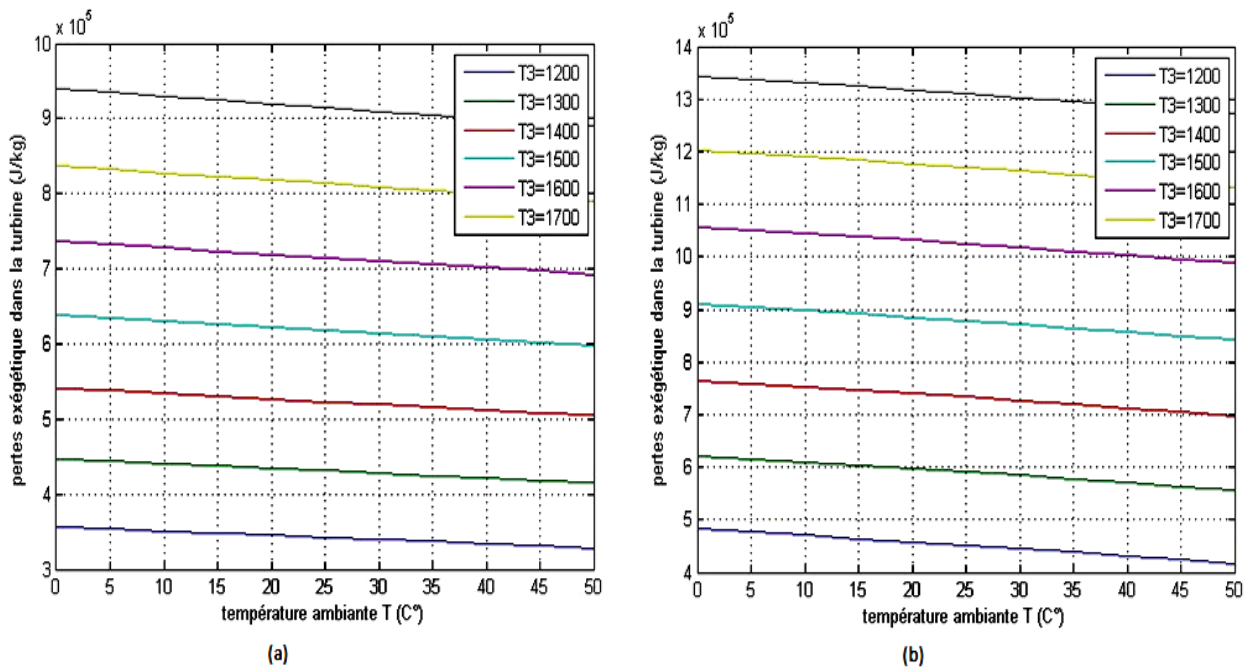


Figure. IV. 19:Évolution des pertes exergétiques dans turbine en fonction de la température ambiante (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

D'après les figures (IV. 17),(IV.18),(IV.19),(a,b) ,on voit que les pertes exéregétiques dans la chambre de combustion et la turbine pour les deux cycles diminuent avec l'augmentation de la température ambiante, par contre les pertes

exéregétiques dans le compresseur augmentent avec l'augmentation de la température ambiante. Plus les pertes exéregétiques augmentent plus le rendement diminue. On constate aussi que les pertes exéregétiques dans la chambre de combustion et la turbine pour les deux cycles augmentent avec l'augmentation de la température à la sortie de la chambre de combustion.

VI.2. Influence du taux de compression

Les figures (IV. 20),(a,b) ,représentent la variation du rendement exéregétique en fonction du taux de compression du cycle simple et avec refroidissement.

Elles montrent que les rendements augmentent avec l'augmentation du taux de compression et la température à la sortie de la chambre de combustion jusqu'à une valeur optimale puis il commence à diminuer.

La figure (IV. 21) montre que les pertes exéregétiques globales diminuent avec l'augmentation du taux de compression et la température à la sortie de la chambre de combustion.

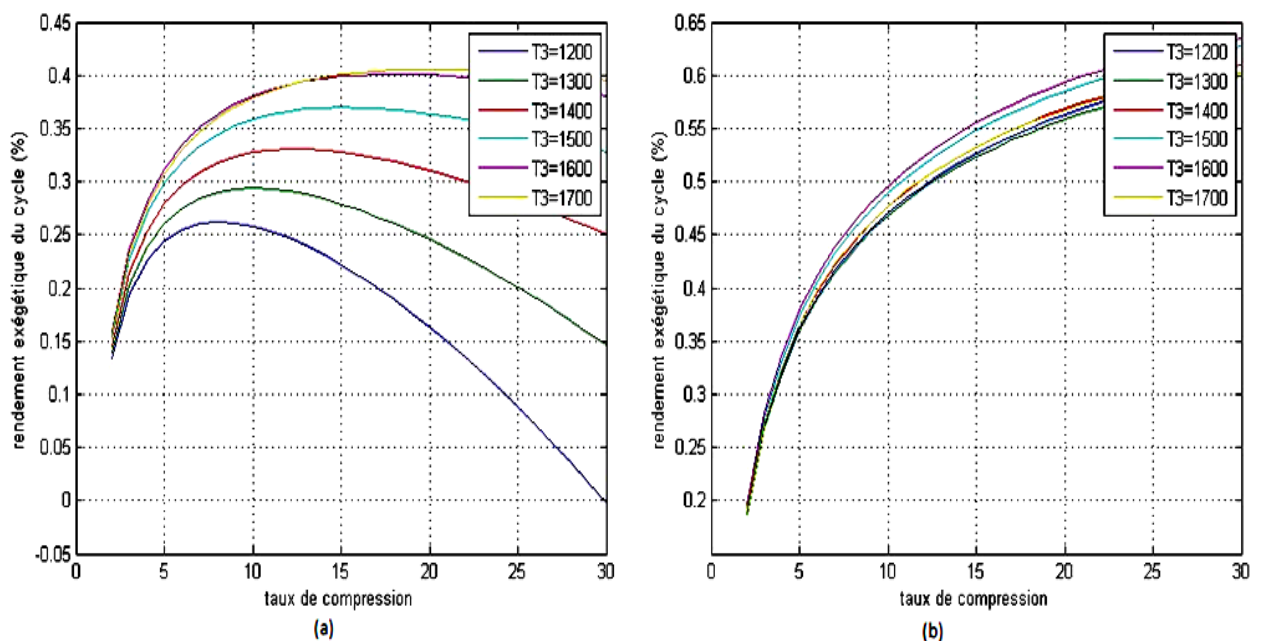


Figure. IV. 20:Évolution du rendement exéregétique en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

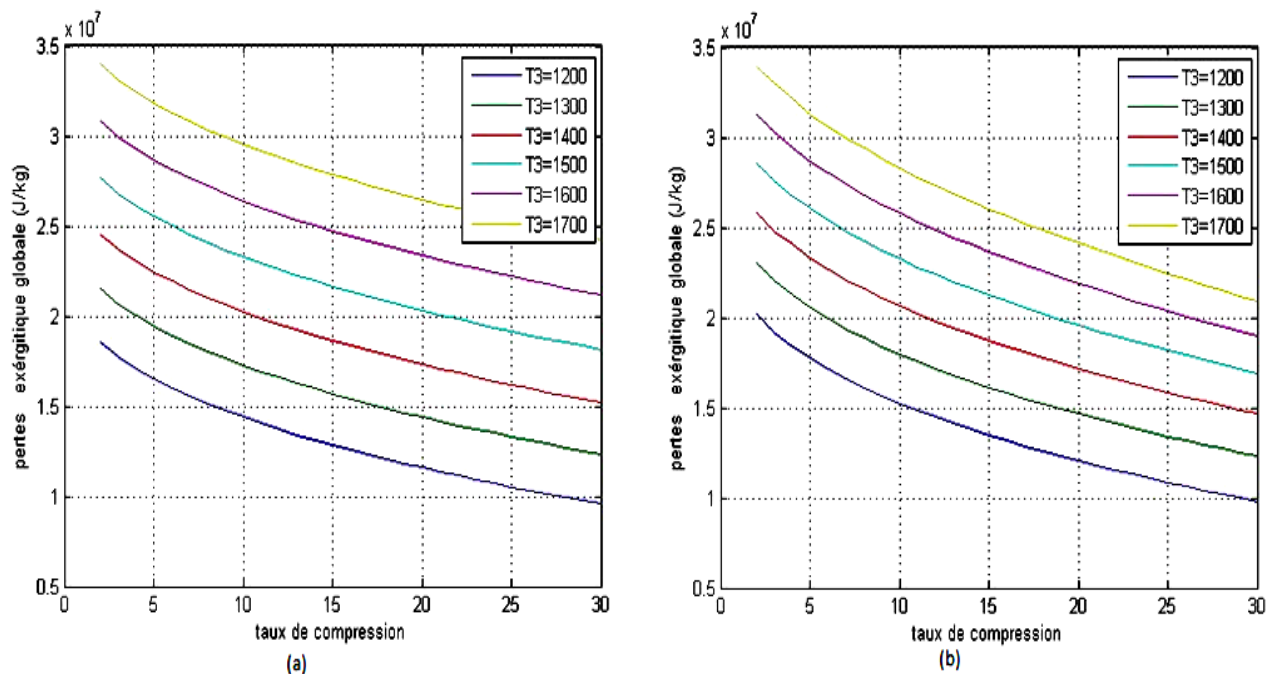


Figure. IV. 21:Évolution des pertes exergétiques globales en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

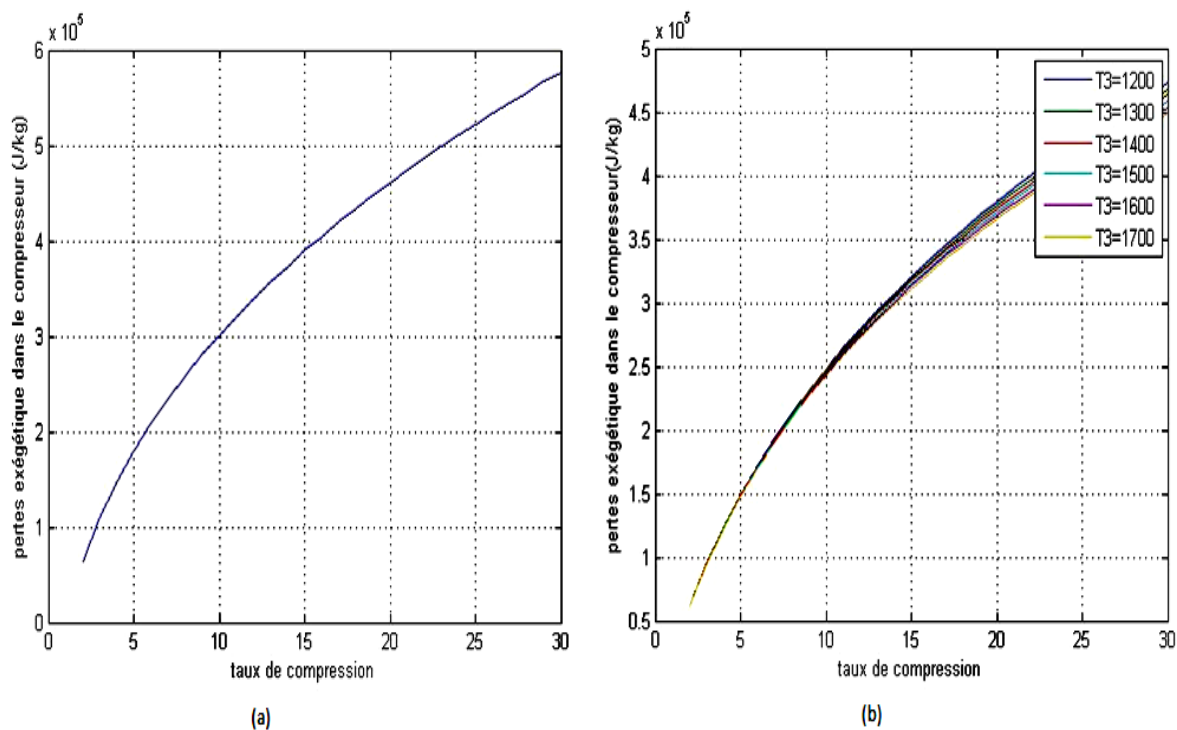


Figure. IV.22:Évolution des pertes exergétiques dans le compresseur en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

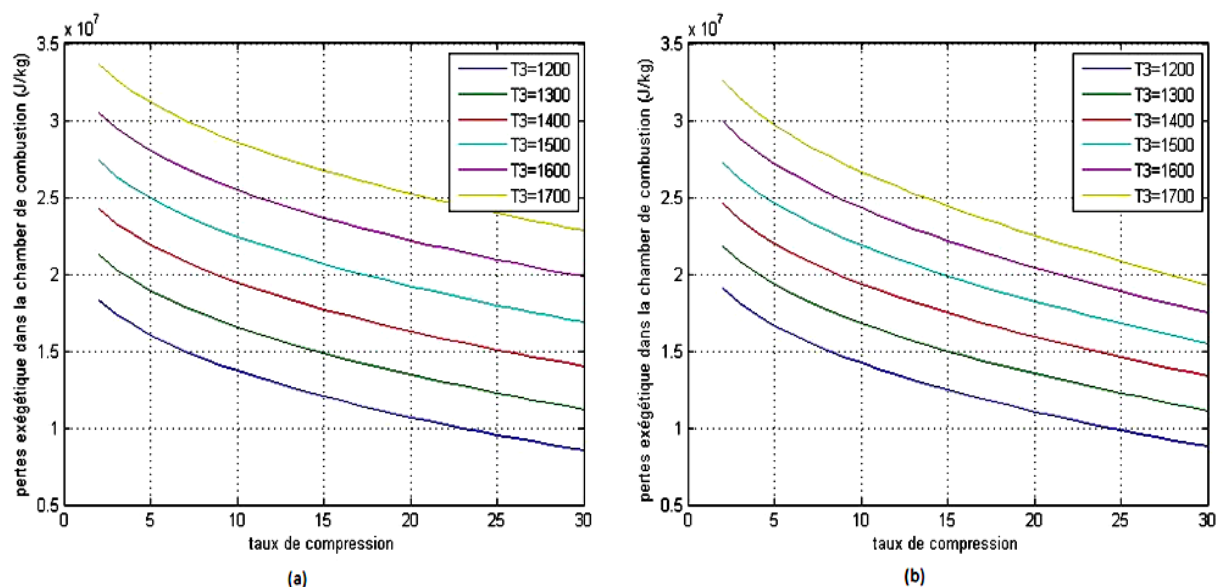


Figure. IV.23:Évolution des pertes exergétiques dans la chambre de combustion en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

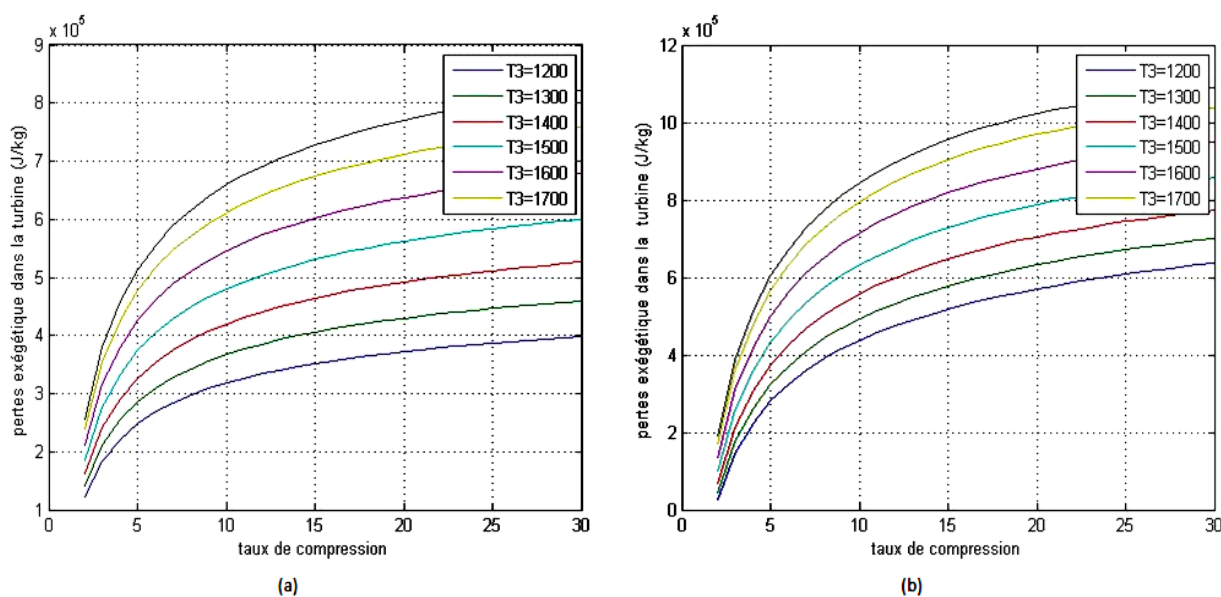


Figure. IV.24:Évolution des pertes exergétiques dans la turbine en fonction du taux de compression (a) cycle simple (b) cycle avec refroidissement

Les figures (IV. 22),(IV.23),(IV.24) ,(a,b), représentent la variation des pertes exergétiques dans chaque élément (Compresseur, chambre de combustions et turbine) en fonction du taux de compression du cycle simple et du cycle avec refroidissement.

On voit que les pertes exergétiques dans le compresseur et dans la turbine augmentent avec l'augmentation de taux de compression avec diminution des pertes dans la chambre de combustions.

Conclusion Générale

Conclusion générale

L'objectif de notre travail était l'analyse énergétique et exérgétique de cycles de Baryton sans et avec refroidissement de turbine à gaz afin de montrer l'intérêt du refroidissement des aubes de turbines à gaz.

Nous avons alors élaboré un programme sous MATLAB basé sur le bilan énergétique et exérgétique. Ce programme nous a permis de calculer les paramètres thermodynamiques des différents points de l'installation (températures et pressions), les puissances, les rendements thermique et exérgétique ainsi que les pertes exérgétiques dans les différents éléments de l'installation et ceci pour les deux cycles.

Au terme de cette étude, il est important de tirer des conclusions sur le fonctionnement du cycle simple et celui du cycle avec refroidissement. L'analyse exérgétique faite à la suite de celle énergétique, a mis en évidence l'importance d'utiliser le concept de l'exergie dans des installations énergétiques et particulièrement dans le cas du cycle avec refroidissement. Basé sur l'analyse énergétique, exérgétique, comparative et paramétrique des deux cycles étudiés les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- Les performances du cycle simple d'une turbine à gaz peuvent être améliorées par un refroidissement et la technique de refroidissement par film permet d'augmenter la puissance utile et les rendements thermique et exérgétique.
- Quelque soit le cycle, la chambre de combustion est le premier responsable de la destruction d'exergie.
- Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances des cycles simple et avec refroidissement sont influencées par la variation de certains paramètres tels que :
 - la température de l'air ambiant qui varie considérablement durant les différentes saisons,
 - le taux de compression qui est très relié aux dimensions du compresseur et de la turbine.
 - la température à l'entrée de la turbine qui dépend fortement de la tenue thermique du matériau.

Après la comparaison des deux cycles on peut conclure que le cycle avec refroidissement est plus efficace que le cycle simple selon les deux aspects énergétique et exérgétique.

Conclusion générale

Ainsi l'orientation des turbines à gaz, vers des températures maximales de plus en plus élevées, exige de mettre en place des systèmes de refroidissement des composants les plus chauds de plus en plus efficace.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] : Documentation, présentation de la central HAMMA II
- [2] : Saadoune Yasmine, Mokademe Feriel, Rapport de stage Centrale Turbine à Gaz production électrique HAMMA II ,2017-2018, page 6-7.
- [3] : Documentation, Rapport 1 central électrique HAMMA II.
- [4] : Azzi .A, Investigation Numérique du Refroidissement par Film Appliqué aux Aubes des Turbines à Gaz. Thèse de Doctorat d'Etat. Faculté de Mécanique USTO, 2001.
- [5] : Manuel de TOME 2 section II turbine à gaz V94.3A
- [6] : Mr. Boudis Ali, Mr. Benchrnaf Ali el Amine, étude en 3-D du refroidissement par jets appliqué aux aubes des turbines à gaz, 2010 – 2011, page 10-11.
- [7] : Mr. Boudis Ali, Mr. Benchrnaf Ali El Amine, étude en 3-D du refroidissement par jets appliqué aux aubes des turbines à gaz , 2010 – 2011, page 22-23.
- [8] : Bruno Facchini, Professeur à l'Université de Florence et Luca Innocenti Chercheur à l'Université de Florence, Refroidissement des turbines à gaz Techniques et efficacité technique de l'ingénieur.
- [9] : A. Bouam, Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, thèse de doctorat, Université M'hammed Bouguerra, Boumerdes, 2009.
- [10] : J.H.Horlock, Advanced -gas -Turbine cycle, page 70-71-72,2003.
- [11] : Cownden R, Nahon M ,Rosen M, exergy analysis of a fuel cell power system for transportation application ,exergy int J.1(2),2001 , page 112
- [12] : Chabour Hakim, Ait Kaci Sabrina, Analyse des performances de la turbine a gaz, siemens V94.3A, 2005.

[13] : Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer, thermodynamic analysis and thermodynamic optimization of dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit energy conversion and management 52,2011, 2296-2308.

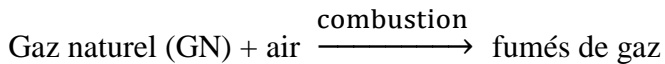
Annexes

ANNEXES

Annexe:

Détermination de C_{pg} :

On appelle fumés de gaz les produits de combustible du gaz naturel avec l'air



La détermination de C_p des fumés va passer donc par la détermination, des produits de la combustion

$$\text{Le } C_{pg} \text{ des gaz fumés sera ensuite : } C_{pg} = \frac{\sum Y_i \cdot C_{gi}}{M_g}$$

Avec :

C_{pg} : Chaleur spécifique des gaz fumés [kJ/kg .K]

Y_i : Fraction molaire de chaque produit de la combustion

C_{pi} : chaleur spécifique de chaque produit de la combustion [kJ/kmole. K]

M_g : masse molaire des gaz fumés [kg/kmole] (elle est quasi identique à celle de l'air quelque soit le combustible et l'excès d'air)

La combustion du gaz naturel avec l'air produit généralement du gaz carbonique (CO_2) et de la vapeur d'eau (H_2O) à la condition stoechiométrique, et de l'air en plus dans une combustion en excès d'air.

Pour simplifier les calculs, on considère l'air comme un mélange constitué de 21% d'oxygène (O_2) et de 79% d'azote (N_2)

a) Calcul du C_{pi} :

La chaleur spécifique des produits de la combustion (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) en fonction de la température est donnée sous la forme polynomiale suivante :

$$\mathbf{N_2} : C_p = 39,06 - 512,79 \theta - 1,5 + 1072,7 \theta - 2 - 820,4 \theta - 3$$

$$\mathbf{H_2O} : C_p = 143,05 - 183,54 \theta + 0,25 + 82,75 \theta + 0,5 - 3,6989 \theta + 1$$

$$\mathbf{CO_2} : C_p = -3,7357 + 30,529 \theta + 0,5 - 4,103 \theta + 0,024198 \theta + 2$$

$$\mathbf{O_2} : C_p = 37,432 + 0,020102 \theta + 1,5 - 178,57 \theta - 1,5 - 236,88 \theta - 2$$

$$\text{Avec : } C_p \text{ [J/kmole. K]} \quad \theta = T \text{ [K]} / 100$$

L'erreur maximum commise est de moins de 0,5% dans la plage 300-3500K

b) Calcul des Y_i , M_g :

$$\text{- La fraction molaire du produit (i) : } Y_i = \frac{n_i}{n_g}$$

n_i : Nombre de mole du produit (i) [mole]

ANNEXES

nf: Nombre de mole total des fumés [mole]

- La masse molaire des fumés : $M_g = \frac{mg}{ng}$

m_f : Masse totale des fumés [g] $m_f = \sum m_i$

m_i : Masse du produit (i) [g] $m_i = n_i M_i$

M_i : Masse molaire du produit (i) [g/mole]

Réaction de combustion :

A la condition stoechiométrique, la réaction d'une mole de gaz est la suivante :

CH ₄ + 2 (O ₂ + 3.76N ₂)	CO ₂ + 2H ₂ O + 2 (3.76N ₂)	x 83.93%
C ₂ H ₆ + 7/2(O ₂ +3.76N ₂)	2CO ₂ +3H ₂ O+7/2(3.76N ₂)	x 7.61%
C ₃ H ₈ +5(O ₂ +3.76N ₂)	3CO ₂ +4H ₂ O+5(3.76N ₂)	x 2.14%
i-C ₄ H ₁₀ +13/2(O ₂ +3.76N ₂)	4CO ₂ +5H ₂ O+13/2(3.76N ₂)	x 0.29%
n-C ₄ H ₁₀ +13/2(O ₂ +3.76N ₂)	4CO ₂ +5H ₂ O+13/2(3.76N ₂)	x0.43%
i-C ₅ H ₁₂ +8(O ₂ +3.76N ₂)	5CO ₂ +6H ₂ O+8(3.76N ₂)	x0.095%
n-C ₅ H ₁₂ +8(O ₂ +3.76N ₂)	5CO ₂ +6H ₂ O+8(3.76N ₂)	x0.095%
C ₆ H ₁₄ +19/2(O ₂ +3.76N ₂)	6CO ₂ +7H ₂ O+19/2(3.76N ₂)	x0.05%
N ₂	N ₂	x5.13%
CO ₂	CO ₂	x0.23%

La réaction totale :

1 mole de gaz naturel (GN) + 2.1187 (O₂+3.76N₂) 1,097 CO₂ +2,041 H₂O+8.017N₂

	N2	H2O	CO2	O2	ng	mg	Mg
Ni [mol]	40.08	2.04	1.09	8.47	51.86		
Yi	0.77	0.04	0.02	0.16			
Mi	1122.24	36.72	47.96	271.04		1477.96	
Mi	28	18	44	32			28.59

En réalité la combustion se fait avec un excès d'air $\lambda_a = 4$, ce qui veut dire que la quantité d'air admise est 5 fois plus grande que la quantité d'air stoechiométrique, et donc de l'oxygène (O₂) comme un nouveau produit de combustion.

La réaction totale devient :

1GN +5(2.1187) (O₂+3.76N₂) **1.097 CO₂+2.041 H₂O +5(8.017)**
 N₂+4(2.1187) O₂

ANNEXES

Résultats :

La chaleur spécifique des fumés est :

$$C_{pg} = [0.77 C_p \text{ N}_2 + 0.04 C_p \text{ H}_2\text{O} + 0.02 C_p \text{ CO}_2 + 0.16 C_p \text{ O}_2] / 28.59$$

- On peut aussi déterminer la constante adiabatique des fumés γ_f :

$$\gamma_f = \frac{C_{pg}}{C_{pf} - R_f} \quad \text{Telle que :} \quad R_f = \frac{\bar{R}}{M_f}$$

Avec :

R_f : Constante des fumés

\bar{R} : Constante universelle des gaz (8314 J/kmole K)