

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**  
**Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes**  
**Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

**Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable**



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

**OPTION**

**Management Des Projets**

**Analyse des performances d'unités de production  
d'énergie - cas de turbines à gaz**

Présenté par : **MEZIANE Lila**

Soutenu le : 30 Octobre 2011

**Examineurs :**

<b>Jean-Félix DURASTANTI</b>	<b>Professeur</b>	<b>Univ-Paris XII</b>	<b>Président</b>
<b>Mohand TAZEROUT</b>	<b>Professeur</b>	<b>EMNantes</b>	<b>Examineur</b>
<b>Abdelkrim LIAZID</b>	<b>Professeur</b>	<b>EnsetOran</b>	<b>Examineur</b>
<b>Mourad BALISTROU</b>	<b>Maître de Conférences A</b>	<b>UMBB</b>	<b>Examineur</b>
<b>Adel GHENAIET</b>	<b>Maître de ConférencesA</b>	<b>EMP</b>	<b>Directeur de mémoire</b>

Année universitaire 2010 \ 2011

---

## Remerciement

*Je tiens à remercier le conseil scientifique de l'Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable (EDDED) de m'avoir accordé le sujet.*

*J'exprime toute ma gratitude à mon directeur de mémoire, M. Adel GHENAIET, enseignant chercheur de l'école militaire polytechnique, pour m'avoir proposé ce thème de recherche et de m'avoir guidé et conseillé tout au long de la préparation de ce mémoire, ainsi pour son soutien permanent qu'il a manifesté.*

*Je remercie monsieur Jean-Félix DURASTANTI, professeur à l'université Paris XII, d'avoir accepté de présider le jury.*

*Aussi je remercie messieurs : Mohand TAZEROUT, Professeur à l'école des mines de Nantes, Abdelkrim LIAZID, professeur à l'université d'Oran, et Mourad BALISTROU, Maître de Conférences de l'université de M'Hamed Bougara de Boumerdes pour avoir accepté de participer au jury.*

*Enfin, je tiens à exprimer mes vifs remerciements à ma famille, grande et petite pour leur soutien et patience durant mon cursus de post graduation. Qu'ils trouvent ici ma profonde reconnaissance.*

*Ce modeste travail est dédié à mon adorable fils Sofiane, et à la mémoire de mon bébé qui n'a pas pu voir le jour.*

*Je tiens à remercier également mes amis de l'EDDED pour les trois ans qu'on a passés ensemble.*

---

## Résumé

Ce travail consiste en premier lieu à faire une analyse thermodynamique de la turbine à gaz, ensuite du cycle combiné. La demande d'énergie ne cesse de croître, alors que les ressources deviennent chères, il est donc nécessaire d'améliorer les performances des installations thermiques de manière à réguler les coûts d'investissements. L'injection de l'eau qu'elle soit liquide, vapeur, ou sous forme de brume, a permis l'amélioration des performances des installations à gaz. Ce travail consiste en étude thermodynamique des installations de turbine à gaz et cycle combiné. Après modélisation du cycle combiné, on a proposé d'injecter la vapeur dans le compresseur, qui provient de la chaudière de récupération HRSG utilisant les gaz d'échappement. Ce procédé a permis de diminuer la température de sortie du compresseur et donc réduire le travail du compresseur, ce qui influe positivement sur le rendement et le travail récupéré du cycle global.

Mots clés : turbine à gaz, cycle combiné, injection de vapeur, chaudière récupératrice, efficacité, perte de charge.

## Abstract

The aim of this study is to present another mean to improve the performance of gas turbines installations. First, a thermodynamic analysis of gas turbines and combined cycles were done, followed by a view of previous investigations to improve the performance of these plants. Water in its physical form: liquid, vapor or fog was widely injected either in the combustion chamber or in the compressor, and satisfied results were obtained.

In this paper, we propose to inject steam in the compressor stage, coming directly from the recuperator HRSG. The obtained results were satisfied.

Key words: Gas turbine, Combined cycle, steam injection, HRSG, effectiveness, pressure loss.

## المخلص:

يندرج هذا العمل في إطار التحليل الترموديناميكي للتوربينات الغازية البسيطة و المشكلة هذه الأخيرة أصبحت تستعمل بانتشار واسع نظرا لما تقدمه من فاعلية في الإنتاج والمردود ، رغم ذلك يبقى هذا بعيد عن توقعات الطاقويين. لذلك أقترح العديد من الحلول لأجل رفع مردود التوربينات. نذكر منها على سبيل المثال ضخ الماء السائل أو البخار إما في غرفة الاحتراق أو الضاغط.

في هذا العمل اقترحنا ضخ بخار الماء في الضاغط لتربين غازي. هذا البخار أستخرج من السخان الذي يستعمل طاقة الغازات العادمة، و عليه فأن ذلك يسمح بزيادة المردودية بحفظ عمل الضاغط .

مفاتيح: التحليل الترموديناميكي، للتوربينات الغازية ، ضخ الماء، سخان الإرجاع، رفع مردود التوربينات.

---

## SOMMAIRE

ABSTRACT .....	12
INTRODUCTION GENERALE .....	13
Chapitre 1: TURBINE A GAZ ET CYCLE COMBINE .....	15
1. TURBINE A GAZ .....	15
1.1. Rendement thermique : .....	17
1.2. Flux thermique des gaz d'échappement .....	18
1.3. Facteurs influants sur les performances d'une TG.....	19
2. CYCLE COMBINE / LA COGENERATION .....	20
2.1. Rendement du cycle combiné .....	21
2.2. Optimisation de la chaudière .....	22
2.3. Récupération de la chaleur.....	25
Chapitre 2: AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ .....	26
Introduction.....	26
1.1. Injection de vapeur régénérée : .....	26
1.2. Injection de l'eau dans la chambre de combustion : .....	27
1.3. RWI cycle : .....	29
1.4. Injection de brume dans le compresseur : .....	30
1.5. Turbine à gaz avec l'air humide 'HAT' : .....	32
1.6. Turbine à gaz avec air humide avancée 'AHAT' : .....	35
2. Comparaison entre ces améliorations.....	37
Conclusion .....	37
Chapitre 3: MODELISATION THERMODYNAMIQUE .....	40
Introduction.....	40
1. Modèles thermodynamiques .....	40
1.1. Compresseur .....	40
1.2. Chambre de combustion .....	41
1.3. Turbine à gaz .....	42
1.4. Chaudière de récupération .....	43
2. Configuration géométrique de la chaudière de récupération.....	48
Chapitre 4: RESULTATS ET DISCUSSION .....	50
Introduction.....	50

---

1. Variation du rapport de compression .....	50
2. Chambre de combustion .....	51
3. Turbine à gaz.....	52
4. Chaudière de récupération .....	53
4.1. Calcul des températures.....	53
4.2. Optimisation de l'efficacité .....	56
5. Validation du modèle .....	58
6. Détermination des performances du cycle.....	59
7. Exploitation des résultats.....	62
8. Injection de la vapeur dans le compresseur.....	67
8.1. Bilan dans le compresseur .....	68
9. Conclusion .....	72
CONCLUSION GENERALE .....	73
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....	74

---

## LISTE DES FIGURES

- Figure I.1 : Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz et cycle thermodynamique.
- Figure I.2 : Comparaison entre les turbines à gaz de cycle améliorés.
- Figure I.3 : Effet de la température d'admission.
- Figure I.4 : Effet de l'humidité.
- Figure I.5 : Effet de la composition du carburant.
- Figure I.6 : Schéma représentant la cogénération, cas d'un cycle combiné.
- Figure I.7 : Diagramme T-S de la TG cycle combiné.
- Figure I.8 : Comparaison de rendement entre la cogénération et la génération conventionnelle.
- Figure I.9 : Intérêt des niveaux de pression dans la chaudière.
- Figure I.10 : Concepts de l'exergie et de l'anergie sur diagramme H-S.
- Figure I.11 : Echange de fumées eau- vapeur en fonction de la pression de vaporisation.
- Figure II.1 : Injection de vapeur régénérée. (1) RSIG1 ; (2) RSTIG2.
- Figure II.2 : Rendement et puissance des cycles RSTIG.
- Figure II.3 : Schéma d'injection de l'eau dans la chambre de combustion.
- Figure II.4 : Rendement thermique du cycle en fonction de la température de combustion.
- Figure II.5 : Schéma de fonctionnement du cycle RWI.
- Figure II.6 : Performances du cycle RWI.
- Figure II.7 : Schéma de fonctionnement d'injection de brume.
- Figure II.8 : Performances du cycle injection de brume.
- Figure II.9 : Schéma de conception de la turbine à air humide.
- Figure II.10 : Performance du cycle HAT.
- Figure II.11 : Schéma de conception de la turbine TOPHAT.
- Figure II.12 : Performance du cycle TOPHAT.
- Figure II.13 : Schéma de fonctionnement du système AHAT.
- Figure II.14 : Cycle combiné avec injection de vapeur soutirée de la chaudière récupératrice dans le compresseur.
- Figure III.1 : Schéma dispositif pour le modèle du cycle combiné.
- Figure III.2 : "Pinch point" et  $\Delta T_{\text{approch}}$  à travers les sections de la chaudière.
- Figure III.3 : Configuration des tubes ailettes.
- Figure IV.1 : Dépendance avec le rapport de compression.
- Figure IV.2 : Evolution de la perte de charge avec l'efficacité.
- Figure IV.3 : Evolution de la surface avec l'efficacité.
- Figure IV.4 : Evolution du rendement (a), et travail net (b) avec l'efficacité.
- Figure IV.5 : Résultats de simulation du cycle combiné.
- Figure IV.6 : Performance du cycle combiné et de la turbine à gaz.
- Figure IV.7 : Effet du rapport de compression sur  $T_2$  et  $T_4$ .
- Figure IV.8 : Effet du rapport de compression sur le rapport fuel et vapeur/air.
- Figure IV.9 : Effet du rapport de compression sur la consommation spécifique du fuel et eau.
- Figure IV.10 : Effet du rapport de compression sur le rendement global du cycle ;
- Figure IV.11 : Effet de TIT sur le travail spécifique (a) et rendement (b), (TG et CC).
- Figure IV.12 : Effet de TIT sur  $T_4$ .
- Figure IV.13 : Effet de TIT sur la consommation spécifique du fuel.
- Figure IV.14 : Injection de vapeur dans le compresseur.
- Figure IV.15 : Influence de l'efficacité du HRSG sur le travail spécifique (TG et CC).
- Figure IV.16 : Influence de l'efficacité du HRSG sur le rendement.

---

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Comparaison des performances entre STIG 1 et STIG 2.

Tableau 2 : Comparaison entre HAT et RWI.

Tableau 3 : Caractéristiques de la turbine AHAT (modèle pilote).

Tableau 4 : Performances optimales de quelques modifiées.

Tableau 5 : Tableau récapitulatif du cycle turbine à gaz.

Tableau 6 : Données de la chaudière de récupération.

Tableau 7 : Données pour le calcul de perte de charge.

Tableau 8 : Validation des résultats.

Tableau 9 : Comparaison des performances entre cycle avec et sans injection de vapeur.

Tableau 10 : Comparaison entre présent résultats et celui des cycles modifiés.

---

## *Nomenclature*

a		Terme d'accélération de perte de pression
A	(m <sup>2</sup> )	Surface d'échange
C <sub>min</sub>	(kJ/K s)	Débit capacitif minimum
C <sub>max</sub>	(kJ/K s)	Débit capacitif maximum
C <sub>p</sub>	(kJ/kg K)	Capacité calorifique
d <sub>0</sub>	(m)	Diamètre externe du tube
D <sub>f</sub>	(m)	Diamètre des ailettes
N <sub>f</sub>		Nombre d'ailettes par mètre
G	(kg /s m <sup>2</sup> )	Flux surfacique
H	kJ/kg	Enthalpie spécifique du fluide
H <sub>Lout</sub>	kJ/kg	Enthalpie de l'eau à la sortie du condenseur à température de condensation
H <sub>LT</sub>	kJ/kg	Enthalpie de la fraction liquide à la sortie de la turbine
H <sub>VT</sub>	kJ/kg	Enthalpie de la fraction vapeur à la sortie de la turbine
L	M	Longueur du tube
M	kg/s	Débit massique
m <sub>p(i)</sub>	Kg	Masse de chaque produit de combustion
N <sub>el</sub>		Nombre de tube par rangée
m <sub>pgt</sub>		Masse totale des produits de combustion
NUT		Nombre d'unité de transfert
ΔP	Pa	perte de charge
P <sub>amb</sub>	Pa	Pression ambiante
ΔP <sub>comb</sub>	Pa	perte de charge à travers la chambre de combustion
ΔP <sub>HRSG</sub>	Pa	perte de charge à travers la chaudière de récupération
e <sub>t</sub>	M	Longueur du pas transversal
Q	kJ/kg	Quantité de chaleur échangée
Q <sub>comb</sub>	kJ/kg	Quantité de chaleur nécessaire à la combustion
Q <sub>cond</sub>	kJ/kg	Chaleur de condensation

$Q_{\max}$	kJ/kg	Quantité de chaleur maximale échangeable
R		Constante d'un gaz parfait
$S_{LT}$	kJ/kg	Entropie de la fraction liquide à la sortie de la turbine
$S_{VHP}$	kJ/kg	Entropie de vapeur entrant la turbine à HP
$S_{VT}$	kJ/kg	Entropie de la fraction vapeur à la sortie de la turbine
T	K	Température
$\Delta T_{\text{approch}}$	K	Température d'approche entre le fluide chaud et froid à la sortie de l'économiseur
e	M	Epaisseur des ailettes
$\Delta T_{LM}$	K	Différence logarithmique de température
U	$W/m^2 K$	Coefficient d'échange global
VOL	$m^3/kg$	Volume massique
W	kJ/kg	Travail
X		Fraction de la vapeur à la sortie de la turbine
y(i)		Fraction massique des produits de la combustion
<b>Abréviations</b>		
EC		Economiseur
EV		Evaporateur
F		Coefficient de frottement
FAR		Rapport du débit du fuel par celui de l'air
GT		Turbine à gaz
HAT		Turbine à air humide
HP		Haute pression
IGCC		Turbine à gaz à cycle combiné
IP		Pression intermédiaire
LP		Basse pression
MAT		Moisture air turbine
PCI	kJ /kg	Pouvoir calorifique inférieur

PP	K	Pincement
RWCG		Turbine à gaz régénératrice à compresseur humide
RWI		regenerative water injection
SAR		Rapport du débit de vapeur sur l'air
SH		Surchauffeur
SS		Débit de la vapeur injectée dans le compresseur rapporté au débit d'air
STIG		Turbine à gaz à injection de vapeur
WAC		Refroidisseur par atomisation de l'eau
<b>Symboles</b>		
<b>Grecs</b>		
$\beta$		Taux de compression
$\varepsilon$		Efficacité d'échange thermique
$\eta_{CC}$		Rendement thermique du cycle combiné
$\eta_{comb}$		Rendement de combustion
$\eta_{GT}$		Rendement thermique du cycle turbine à gaz
$\eta_p$		Rendement polytropique du compresseur
$\eta_{pt}$		Rendement polytropique de turbine à gaz
$\eta_{mec}$		Rendement mécanique
$\rho$	$kg/m^3$	masse volumique
<b>Indices</b>		
1		Entrée du compresseur
2		Sortie du compresseur
3		Sortie de la chambre de combustion
4		Sortie de la turbine à gaz
A		Air
CC		Cycle combiné
Comb		Combustion
C		Compresseur

---

Evap	Evaporation
F	Fuel
G	Gaz
GT	Turbine à gaz
In	Entrée
L	Liquide
Out	Sortie
ST	Turbine à vapeur
T	Turbine
V	Vapeur

---

## ABSTRACT

La demande d'énergie en particulier installation électrique ne cesse d'augmenter dans le monde entier. L'amélioration des performances d'une turbine à gaz se fait selon différents aspects, non seulement par augmentation de la puissance ou du rendement du cycle de base, mais aussi par la récupération de l'énergie des gaz évacués, d'où on parle donc de la cogénération. Plusieurs configurations ont été développées pour l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz.

- Cogénération et même trigénération ;
- Injection de la vapeur dans la chambre de combustion ;
- Injection de brume dans le compresseur.
- ....etc.

Dans ce qui suit, on va proposer une configuration qui permet l'augmentation du débit du fluide moteur. Une étude des paramètres thermodynamiques sera réalisée afin de savoir l'efficacité résultante de cette configuration de turbine à gaz.

La configuration retenue dans cette étude est l'injection de la vapeur dans le compresseur, qui est soutirée de la chaudière de récupération.

---

## INTRODUCTION GENERALE

La turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement faible par rapport à la turbine à vapeur, et un délai de construction court. Cependant, les turbines à gaz conventionnels industriels ont une efficacité moindre, surtout à la charge partielle

Actuellement le système énergétique le plus efficace est la centrale de cycle combiné, où la chaleur des gaz d'échappement est récupérée pour faire fonctionner une turbine à vapeur. La puissance d'un tel cycle peut atteindre 250 à 400 MW pour un rendement de plus de 58% [1]. L'amélioration des performances de la turbine à gaz se fait selon deux approches :

- Première approche : l'augmentation de la température d'entrée turbine et du rapport de compression, sont technologiquement limitées par la résistance du matériau et sa détérioration à températures élevées, aussi on a risqué d'augmenter les émissions de  $\text{NO}_x$ .
- Deuxième approche : consiste à modifier le cycle de Brayton. Ces modifications sont mises en œuvre et analysées dans la littérature et peuvent être divisées en trois catégories : cycle sec, cycle humide et cycle hybride.

- ✓ Dans les cycles secs, on note plusieurs configurations à savoir : turbine à gaz avec récupération, refroidissement, récupération et refroidissement, chauffe, aussi leur combinaison.
- ✓ Les cycles humides sont obtenus en introduisant l'eau ou vapeur d'eau dans le cycle du gaz afin d'améliorer le travail spécifique de la turbine et atteindre des valeurs élevées de l'efficacité, et ceci grâce au transfert thermique dans le système. Cette catégorie inclut : les cycles à injection de vapeur refroidie 'ISTIG', le cycle à injection d'eau de récupération 'RWI', cycles à air humide 'HAT' et aussi leur combinaison.
- ✓ Les cycles hybrides, dans cette configuration, la chambre de combustion est une cellule d'oxydation électrochimique, où on a une oxydation du combustible et génération d'électricité avec production d'un fluide à haute température qui sera détendu dans la turbine, ce qui permet l'augmentation du rendement. Plusieurs cycles hybrides sont proposés, à savoir : SOFC 'solid oxide fuel cells', ou MCFC 'molten carbonate fuel cells', cependant, ils restent au stade de recherche et développement. [1,2]

La cogénération, qui est une production simultanée d'énergie électrique/ou mécanique et de chaleur, est une technologie utilisée par de nombreux industriels comme un moyen économique de satisfaire les exigences énergétiques. Elle est considérée comme la configuration la plus développée car elle offre des performances supérieures par rapport à d'autres systèmes qui sont susceptibles d'être disponibles à grande échelle pour la production d'électricité. D'autant plus leur rendement est relativement élevé (> 50%), [3].

---

La cogénération a été utilisée en industrie dans les années 80, où la vapeur était la source primaire d'énergie et l'électricité était juste un produit en plus. La conception d'une centrale de cogénération peut s'adopter aux différentes échelles, de la petite comme les bâtiments résidentiels aux grandes industries de génération électrique pour un réseau.

En comparant avec le cycle conventionnel, la cogénération offre un certain nombre d'avantages :

- Rendement meilleur de génération de puissance ;
- Coût d'investissement bas ;
- Pollution réduite de l'environnement.

La seule condition est la nécessité d'un carburant qui convient mieux, comme le gaz naturel.

De nombreuses investigations, ainsi que l'expérience avec des installations réelles, ont montré que le partage de puissance de sortie entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur d'une centrale à cycle combiné devrait être d'environ 2:1, entraînant une turbine à gaz de 200 MW de sortie, et 100 MW de sortie pour une turbine à vapeur avec un total de 300 MW. Les derniers développements des constructeurs des turbines à gaz sont de l'ordre de grandeur, par exemple, General Electric: 9FA séries 226,5 MW, Alstom: GT26 de 240 MW. [4]

Dans la littérature, plusieurs configurations ont été proposées pour l'amélioration des performances du cycle simple de la TG, en considérant ce dernier comme cycle de base. La recherche de cycles de puissance améliorée conduit à différents cycles de TG basés sur différentes caractéristiques et complexités, allant du conventionnel avec récupération à des combinaisons plus complexes comme la compression à refroidissement intermédiaire, refroidissement par l'air comprimé, la récupération et / ou la réchauffe.

Plusieurs chercheurs ont considéré que l'évaporation refroidit la compression. En général, le refroidissement par injection d'entrée d'eau est une méthode acceptée. Le taux d'injection est limité à 1-2% du débit massique de l'air, avec diminution de la puissance du compresseur d'environ 7%. [5]

Dans ce qui suit, on va utiliser le cycle de cogénération et apporter des modifications dans la TG, afin d'améliorer les performances de l'unité cogénérée qui existe déjà.

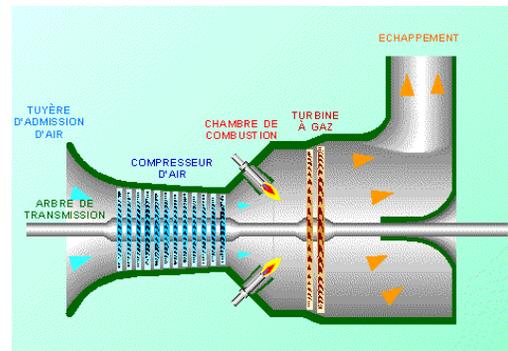
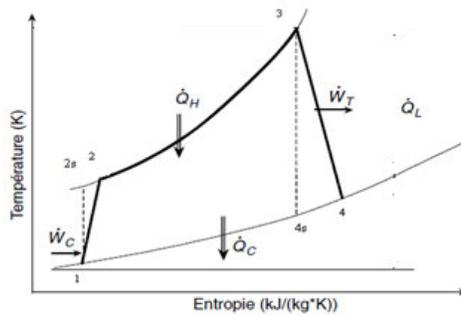
Généralement les modifications sont faites sur le cycle de base, et la cogénération est un résultat d'amélioration du cycle de la TG, on a pensé donc à faire une combinaison entre la cogénération et les modifications dues sur la TG afin d'augmenter en général, l'efficacité de l'installation. Comme cité ci-dessus, l'injection de vapeur fut un moyen très bénéfique pour l'amélioration des performances du cycle. Et puisque dans la cogénération on a une production de la vapeur, on va l'utiliser et l'injecter dans le compresseur et voir son influence sur les paramètres de l'installation.

---

# CHAPITRE I : TURBINE A GAZ ET CYCLE COMBINE

## I.1. TURBINE A GAZ

La turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, réalisant différentes transformations thermodynamiques, dans une succession d'organes comportant un compresseur, une turbine couplée mécaniquement sur un arbre, et une chambre de combustion intercalée entre ces deux derniers. Ce qui permet de transformer l'énergie contenue dans le combustible en énergie mécanique utilisable sur l'arbre de la turbine (machines industrielles) ou sous forme d'énergie propulsive dans un jet (turboréacteurs). Dans son architecture la plus simple, la turbine à gaz, qui aspire l'air ambiant et rejette des gaz brûlés à l'atmosphère, fonctionne en circuit ouvert. Le cycle thermodynamique résultant qui est appelé cycle de Brayton, est schématisé au moyen d'un diagramme enthalpie-entropie suivant:



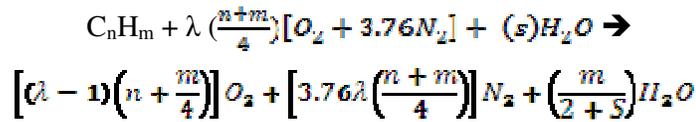
**Figure I.1 :** Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz et cycle thermodynamique.

- Compression de 1 à 2 : le compresseur, généralement axial, sert à comprimer l'air ambiant à une pression qui peut atteindre dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ.

La puissance de compression peut être calculée comme suit :

$$P = m_a \int_{T_1}^{T_2} C_{p_a} dT \quad (W)$$

- Combustion de 2 à 3 : le combustible, généralement méthane ou autre dérivé pétrolier, injecté sous pression (sensiblement constante) est brûlé avec l'air comprimé, où le fluide reçoit de l'énergie en y réalisant une réaction chimique de combustion avec l'air.



La combustion est une oxydation du carburant avec un excès d'air allant de 2 à 5% (valeur stœchiométrique inférieure) afin d'obtenir des gaz brûlés à une température admissible, généralement < 1500°C, pour les matériaux employés pour la turbine (aubes, disques, carters, etc.). [6]

Une chambre de combustion renferme un tube à flamme à parois relativement minces dans lequel la combustion a lieu et le système d'injection. Comparativement aux autres types de moteurs, les turbines à gaz sont considérées comme produisant de très faibles niveaux de pollution de combustion. Les émissions des turbines à gaz les plus préoccupantes sont les hydrocarbures non brûlés, de monoxyde de carbone, oxydes d'azote (NOx) et de la fumée.

Une conception réussie de la chambre de combustion doit satisfaire de nombreuses exigences qui touchent le rendement et l'environnement. L'importance relative de chaque exigence varie en fonction de l'application de la turbine à gaz, certaines exigences sont contradictoires, ce qui nécessite des compromis. Ces exigences peuvent être classées comme suit :

- ✓ Haut rendement de combustion dans toutes les conditions d'exploitation.
- ✓ Production faible de gaz, de monoxyde de carbone, oxydes d'azote.
- ✓ Pas de fumée visible (minimiser les polluants et les émissions.)
- ✓ Faible chute de pression (3 à 4%).
- ✓ Combustion stable dans toutes les conditions d'exploitation.
- ✓ Inflammation fiable doit être éteinte à très basse température.
- ✓ Une faible variation de température pour une longue durée de vie.
- ✓ Dimension compatible avec l'enveloppe du moteur (pour des chambres noyées).
- ✓ Conception à bas coût et entretien minimum.

○ Détente de 3 à 4 : la détente des gaz à haute température sortant de la chambre de combustion est effectuée dans la turbine, qui est généralement axiale. La turbine fournit la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur et la production d'une énergie mécanique. La puissance de la turbine est défini par :

$$P_T = m_g \int_{T_4}^{T_1} C_{p_g} dT \quad (W)$$

La température d'entrée turbine est fixée par la technologie des matériaux et le coût des alliages utilisés, le gaz circulant dans la turbine peut atteindre 1370 °C. L'obligation de refroidir la turbine limite le rendement thermique du cycle. Les technologies actuelles développent des matériaux comportant la céramique et améliorent l'efficacité du refroidissement.

### I.1.1. Rendement thermique :

Le rendement des TG est de 25 à 35%, l'énergie apportée par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est envisageable de perfectionner un peu le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C), mais le problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine se pose. C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière.

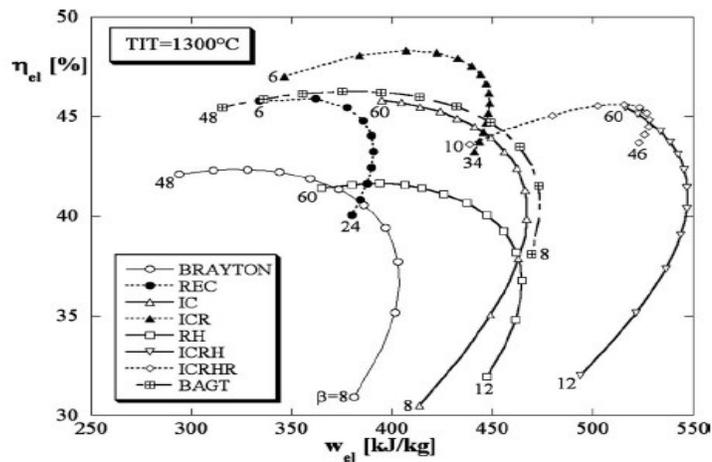


Figure I.2 : Comparaison entre les turbines à gaz de cycles améliorés. [1]

Si la puissance de sortie de la turbine à gaz est connue (ou déterminée à partir de l'équipement mécanique ou des méthodes de bilan thermique), le rendement de la turbine à gaz est déterminé en divisant la puissance de sortie de la turbine par la puissance calorifique du carburant.

$$\eta_{GT} = \frac{\text{Puissance de sortie}}{m_f * PCI}$$

La composition actuelle du gaz doit être utilisée pour déterminer le pouvoir calorifique inférieur (PCI) du carburant.

---

### I.1.2. Flux thermique des gaz d'échappement

Le flux de chaleur contenant dans les gaz d'échappement apporte un intérêt majeur pour son exploitation surtout dans le cas d'un cycle combiné, il peut être déterminé par l'expression suivante :

$$Q_{ech} = m_g (h_E - h_R)$$

Avec

$Q_{ech}$  : flux de chaleur d'échappement.

$m_g$  : le débit des gaz d'échappement.

$h_E$  et  $h_R$  : enthalpies d'échappement et de référence respectivement.

Un bilan énergétique du système peut être utilisé pour estimer le flux de chaleur dans les gaz d'échappement.

### I.1.3. Facteurs influant sur les performances d'une TG

- Température d'admission : les performances d'une TG sont influencées par la densité ou flux d'air entrant le compresseur. Les conditions ambiantes sont les plus évidentes à changer (15°C et 1.013 bars). La figure suivante montre l'effet de la température ambiante sur la puissance de sortie, et le flux de chaleur rejetée. On voit aisément que la puissance est élevée pour des températures relativement faibles.

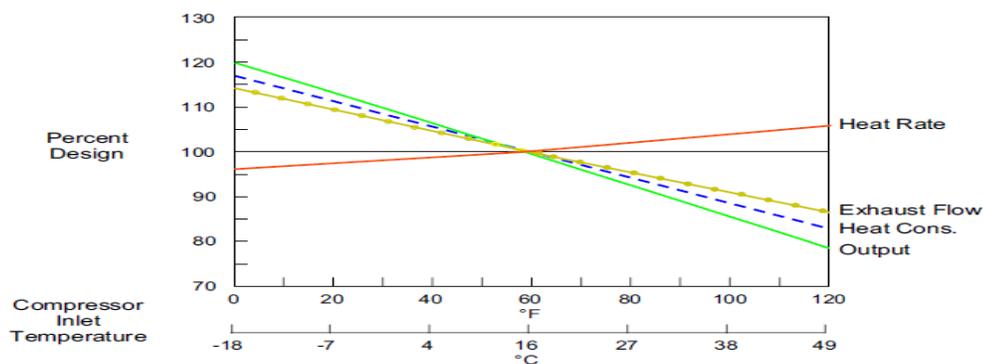
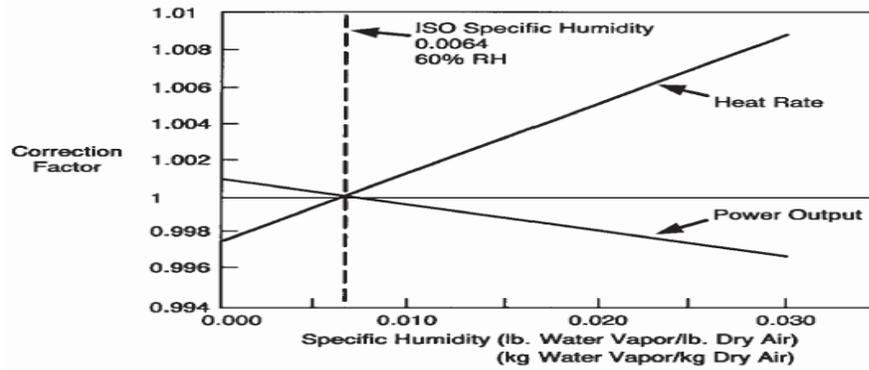


Figure I. 3 : Effet de la température d'admission. [7]

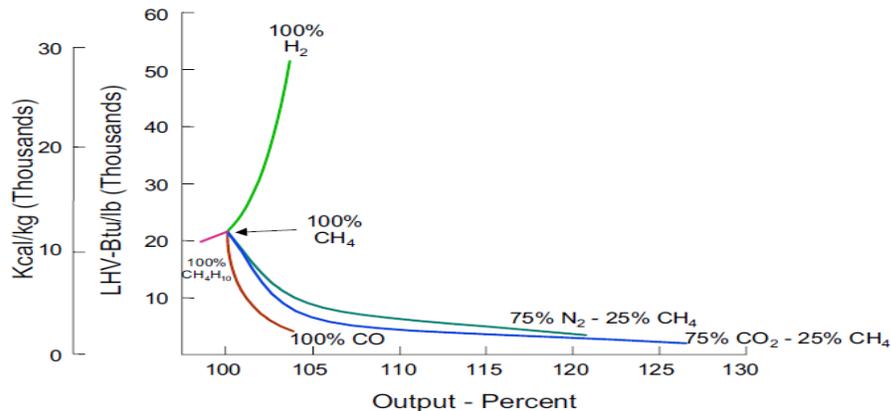
- Humidité : l'air humide, affecte également le flux de sortie (massique et thermique), avant, cet effet était jugé négligeable. Cependant, avec le développement des TG et l'utilisation de l'humidité et l'injection de l'eau et/ou de vapeur l'eau pour le contrôle des NOx, cet effet est devenu très considérable. La figure ci-dessous montre l'effet de l'humidité.



**Figure I.4 :** Effet de l'humidité. [7]

On constate que l'augmentation de l'humidité réduit la puissance de sortie contrairement au flux thermique qui augmente

- Perte à l'Admission et à l'échappement : insertion de filtration, silencieux et de refroidisseur par évaporation ou chiller dans le cycle cause des pertes de pression.
- Carburant : l'énergie thermique dépend de la composition du carburant et des produits de combustion. La figure ci-dessous montre l'effet des différents carburants sur la puissance de la TG, en considérant le méthane come fuel.



**Figure I.5 :** Effet de la composition du carburant. [7]

---

L'économie réalisée dans les TG est obtenue par application de processus dépendant généralement de l'utilisation efficace de l'énergie d'échappement, qui représente généralement 60% à 70% de l'énergie du combustible. L'utilisation de cette énergie peut être soit dans la génération de vapeur dans une chaudière (HRSG), ou également peut être utilisée comme une source d'énergie directe.

#### I.1.4. CYCLE COMBINÉ / LA COGENERATION

La cogénération consiste en la production simultanée et l'utilisation d'énergie mécanique ou électrique et de chaleur, à partir d'une seule machine et à partir d'une seule source d'énergie primaire. A l'échelle industrielle, la cogénération est réalisée dans ce qu'on appelle un cycle combiné qui est une association d'un cycle de TG et d'un cycle de turbine à vapeur. Les cycles combinés permettent d'atteindre une efficacité motrice de plus de 60 %.

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le rendement élevé résulte de la combinaison du processus à hautes températures de turbine à gaz avec le processus à basse température de vapeur. La chaleur résiduelle des fumées chaudes a une température de 500-600°C et est transféré au processus pour la production à contre courant de vapeur. [8]

Dans un cycle combiné à gaz normal, environ deux-tiers du courant électrique est produit dans la TG et un tiers dans la turbine à vapeur de vapeur. Le cycle de l'eau est limité par la tenue mécanique de canalisation de la vapeur, et il devient coûteux de dépasser la température de vapeur de 600°C.

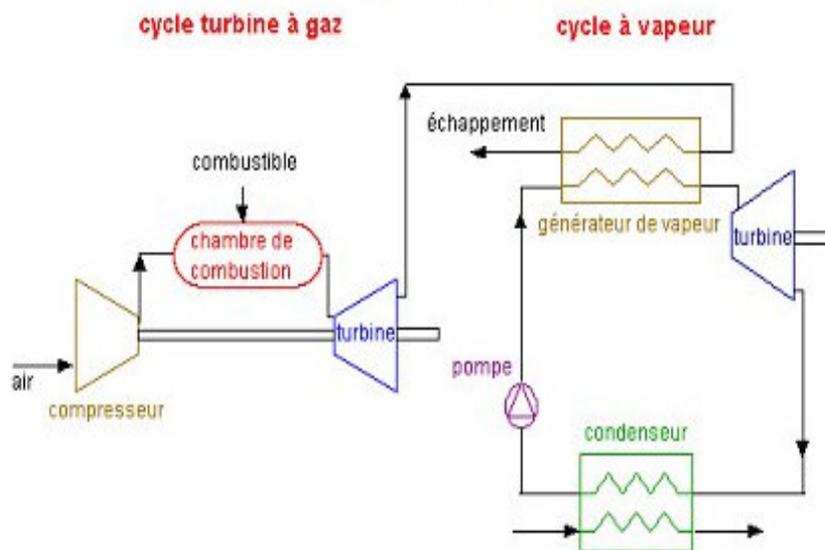


Figure I.6 : Schéma représentant la cogénération, cas d'un cycle combiné.

Les gaz conservent une température supérieure à la température ambiante ce qui constitue une irréversibilité. L'échangeur gaz / vapeur qui constitue la liaison entre les 2 cycles apporte une irréversibilité supplémentaire. Ces raisons expliquent qu'avec des différences de températures du même ordre pour chacun des cycles, la puissance de la turbine à vapeur est souvent 2 fois moins importante que celle de la TG. Sur une représentation des 2 cycles, Il faut remarquer que les masses de fluides étant différentes donc, il n'est pas possible de les représenter exactement sur le même diagramme.

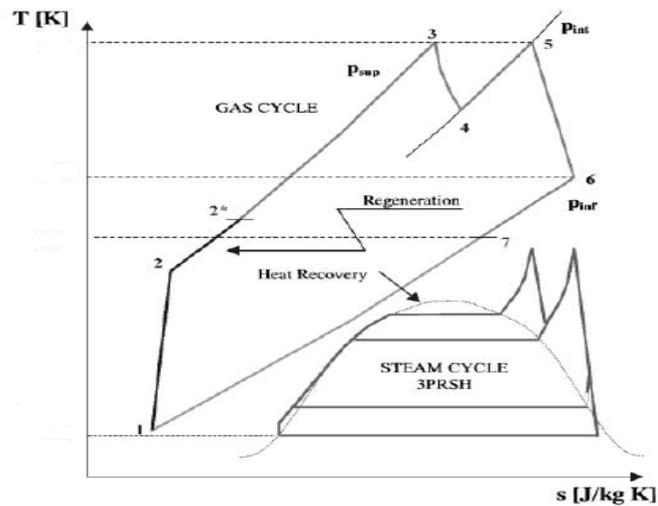


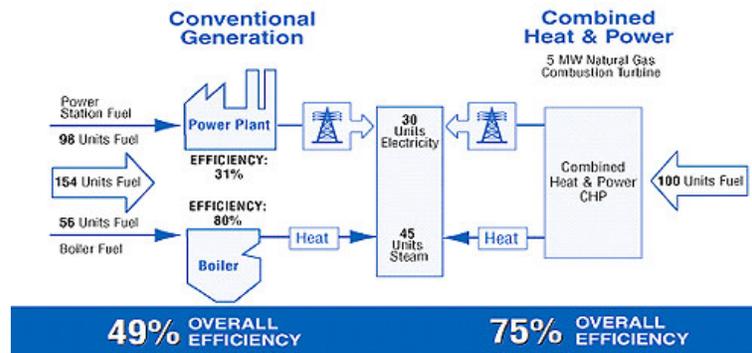
Figure I.7 : Diagramme T-S de la TG cycle combiné

## 2.1. Rendement du cycle combiné

Il est fonction du rendement de la TG, de la turbine à vapeur et de la chaudière récupératrice :

$$\eta_{CC} = \frac{W_{GT} + W_{ST}}{Q_{th}}$$

L'exemple suivant, montre l'avantage de recourir à la cogénération. Pour produire 75 unités d'énergie utile, la production conventionnelle ou séparée de chaleur et des systèmes d'alimentation utilise 154 unités d'énergie-98 pour la production d'électricité et 56 pour produire la chaleur, résultant en un rendement global de 49 %. Cependant, avec la cogénération on n'a besoin que de 100 unités d'énergie pour produire les 75 unités d'énergie utile à partir d'une seule source de combustible, ce qui entraîne une efficacité totale du système de 75%.



**Figure I.8 :** Comparaison de rendement entre la cogénération et la génération conventionnelle [9].

L'amélioration du rendement du cycle se fait par augmentation du rendement des deux turbines à gaz et à vapeur, en prenant en considération les points suivants :

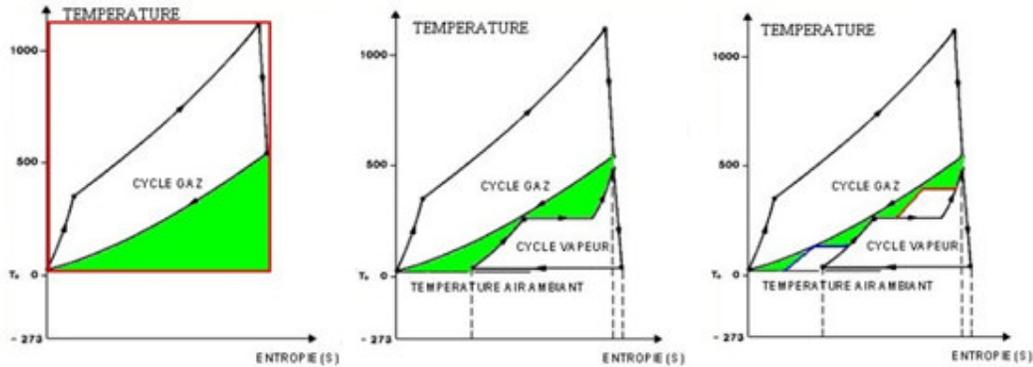
- Optimisation de la chaudière HRSG;
- Récupération des gaz dans la TG.

La turbine à gaz fonctionne dans un intervalle de température de 300 à 1500–1600 K, contre 800 K pour la turbine à vapeur, et les gaz sont rejetés à haute température (800–900 K). La combinaison de ces turbines couvre un intervalle important de température, avec un rendement qui peut atteindre 75-80% du cycle combiné, (TIT de 1200 à 1500 K). [6]

## 2.2. Optimisation de la chaudière

Les trois figures ci-dessous montrent l'intérêt de recourir à plusieurs niveaux de pression : avec certaines hypothèses simplificatrices et un choix judicieux des échelles, on peut superposer dans un diagramme entropique les cycles de la TG et de la turbine à vapeur. Dans les trois cas, la surface colorée ne produit aucun travail

L'augmentation de niveau de pression dans la chaudière rend difficile la diminution de la température de sortie des fumées, de ce fait, le gain de rendement de trois niveau de pression par rapport à deux niveaux est de l'ordre de 0.2 à 0.6 %.



**Figure I.9 :** Intérêt des niveaux de pression dans la chaudière.

Le gain apporté par le nombre des niveaux de pression apparaît très clair, mais ceci correspond à un problème d'optimisation complexe et tout à fait nouveau, qui ne se posait pas dans les chaudières classiques. La complexité de l'installation est accrue, aussi bien dans la chaudière, qui est équipée d'un circuit de moyenne pression supplémentaire, que dans la turbine à vapeur, qui nécessite un collecteur pour la vapeur moyenne pression [10].

Afin de comprendre la dégradation du rendement lorsque la pression diminue, il est nécessaire d'introduire les concepts d'exergie et d'anergie. Le concept physique d'énergie ne suffit pas à expliquer l'évolution.

L'**exergie** correspond, au signe près, au travail maximal que l'on peut théoriquement et techniquement retirer d'un système qui évolue réversiblement entre un état quelconque et son état d'équilibre avec le milieu ambiant.

L'**anergie** représente la part minimale de l'énergie d'un système qui ne pourra jamais être transformée en énergie mécanique, lorsque ce système passe d'un état quelconque à un état d'équilibre avec le système ambiant.

La démonstration du principe de l'exergie aboutit à la formulation suivante :

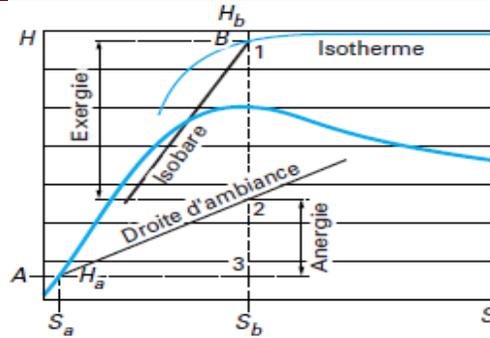
$$Ex = H_t - H_a - T_a (S - S_a)$$

Avec  $H_t$  et  $S$  enthalpie totale et entropie du système,

$H_a$  et  $S_a$  enthalpie totale et entropie du système aux conditions ambiantes prises comme références,  $T_a$  température ambiante.

L'anergie correspond au terme :  $T_a (S - S_a)$ .

La figure ci-après illustre ces différents concepts



**Figure I.10 :** Concepts de l'exergie et de l'anergie sur diagramme H-S.

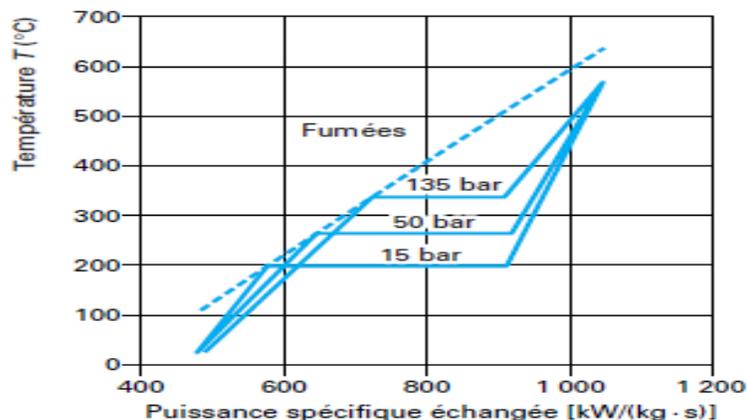
L'exergie du point B correspond au segment 1-2. La droite d'ambiance a pour pente la valeur de la température ambiante.

La dégradation de l'exergie en sortie de la chaudière, lorsque la pression diminue, est reliée à la production d'entropie qui a lieu lors de l'échange thermique. Pour un système qui échange de la chaleur, cette production d'entropie s'écrit :

$$\Delta S = \Delta Q (1/T_{\text{moy eau/vapeur}} - 1/T_{\text{moy fumées}})$$

Où,  $T_{\text{moy eau/vapeur}}$  représente la température moyenne entropique d'échange eau -vapeur, et  $T_{\text{moy fumées}}$  la température moyenne des fumées pour un échangeur. Voir la figure I.12.

La détermination du nombre de niveaux de pression est le résultat d'une étude technico-économique qui met en balance le gain engendré par l'ajout d'un niveau de pression par rapport au coût supplémentaire de l'installation. Il est difficile de tracer une courbe d'évolution du rendement d'un cycle en fonction du nombre de niveaux de pression, car en toute rigueur, les hypothèses ne peuvent pas demeurer constantes entre chaque solution. Le nombre de niveaux de pression est également fonction des caractéristiques (débit et température des fumées) de la TG installée en amont. Pour certaines machines de puissance peu importante leurs caractéristiques ne justifient pas une installation eau-vapeur complexe. [11]



**Figure I.11 :** Echange fumées eau-vapeur en fonction de la pression de vaporisation. [11]

---

### **2.3. Récupération de la chaleur**

La chaleur produite dans un système de cogénération ne peut être totalement capturée dans la production d'électricité, du fait qu'une fraction de l'énergie thermique est perdue sous forme de chaleur à basse température dans les gaz d'échappement, et par rayonnement et convection du moteur et du générateur.

La chaleur récupérée des gaz d'échappement autant qu'eau chaude ou vapeur à basse pression est de 100 à 120°C [3], peut donc être utilisée pour produire de l'eau chaude ou de la vapeur à basse pression, pour le chauffage domestique ou le refroidissement par absorption.

Le développement ultérieur doit viser à l'élimination des inconvénients des centrales d'IGCC, à savoir la basse disponibilité et les coûts élevés. Si ces problèmes peuvent être résolus, l'IGCC pourrait fournir une augmentation substantielle de l'efficacité de la production d'électricité.

## CHAPITRE II : AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ

### Introduction

Actuellement, le cycle combiné est la forme la plus efficace où le rendement est amélioré par augmentation de la température entrée turbine. Cependant, cela provoque une augmentation des émissions des NOx et une réduction de la durée de vie des matériaux. Différentes solutions ont été développées pour satisfaire le besoin énergétique et réduire leurs limites.

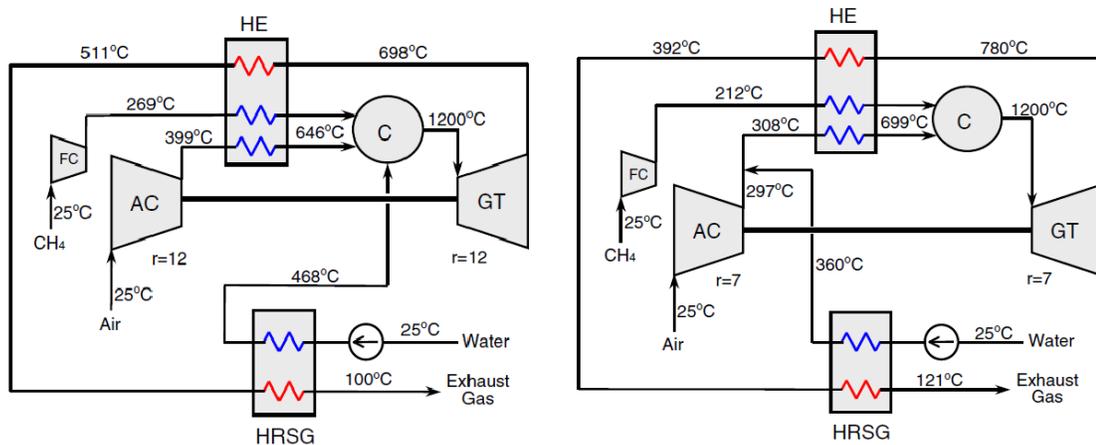
### II.1. Système à injection d'eau ou de vapeur

Le système à injection de vapeur augmente la puissance par l'augmentation du débit massique du fluide moteur. Ce système est similaire au cycle combiné où on récupère la chaleur des gaz pour surchauffer la vapeur qui sera injectée dans la turbine. Cela permet d'augmenter la puissance à 50%. C'est une installation peu complexe et qui est intéressante dans la saison chaude [12].

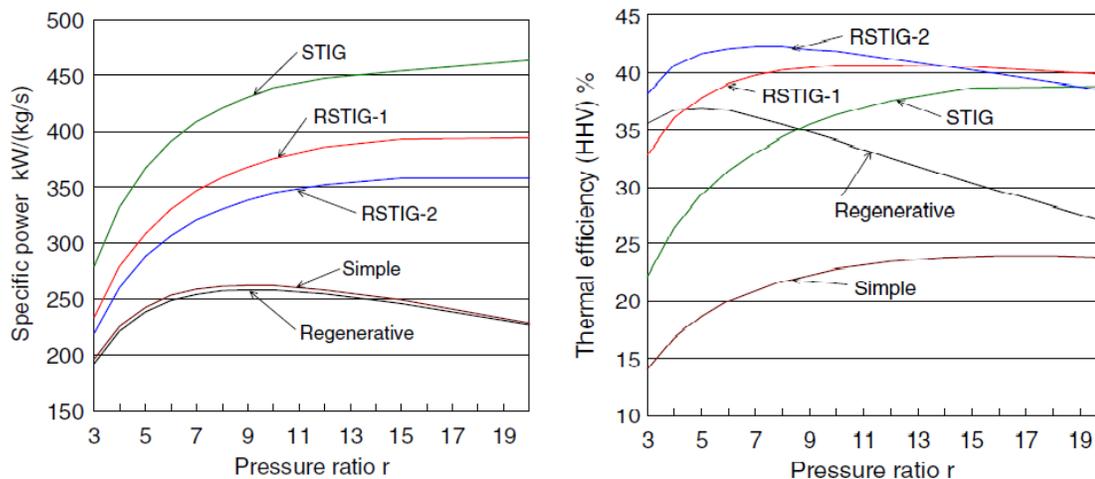
Plusieurs configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans le cycle de turbine à gaz ont été proposées. L'injection d'eau qui a pour but d'augmenter l'efficacité du système, se fait dans les manières suivantes : injection de brumes dans le cycle de la turbine (MAT), injection de l'eau récupérée (RWI), et turbine à air humide (HAT).

Dans la TG à injection de vapeur (STIG), la vapeur produite dans la chaudière est injectée dans la chambre de combustion pour augmenter la puissance et l'efficacité du cycle simple.

**II.1.1. Injection de vapeur régénérée :** Kousuke Nishida et al, [13] ont utilisé la chaleur des gaz d'échappement pour produire de la vapeur qui sera injectée dans le cycle selon deux configurations : injection de vapeur régénérée dans la chambre de combustion ; Injection de vapeur régénérée avant la chambre de combustion. La première configuration est une combinaison du cycle STIG et production de vapeur.



**Figure II.1 :** Injection de vapeur régénérée. (1) RSTIG1 ;(2) RSTIG2. [13]



**Figure II.2 :** Rendement et puissance des cycles RSTIG. [13]

Dans la figure ci-dessus, la puissance et le rendement des cycles RSTIG 1 et 2 sont comparés par rapport au cycle simple, cycle de récupération et cycle d'injection de vapeur.

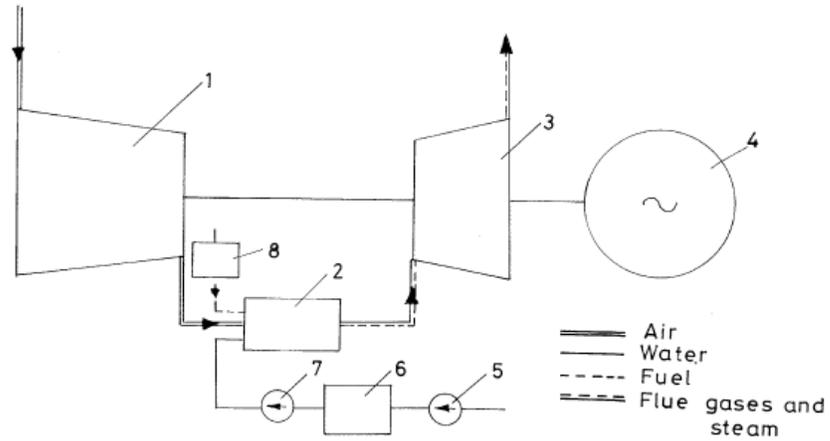
On voit bien que les rendements des RSTIG 1 et 2 sont plus importants que les autres. Le rendement max de RSTIG 2 est plus élevé que celui de RSTIG 1, il atteint 42.4% pour un rapport de compression plus faible. Cela est dû au fait que le débit de vapeur dans RSTIG 2 est faible par rapport au RSTIG 1 et STIG, la différence de température dans la chaudière est minimale, donc les pertes exergétique sont réduites. De plus le rapport de compression correspondant au rendement optimal est faible.

Quant à la puissance, le cycle à injection est le plus important. Les performances de ces cycles sont rassemblées dans le tableau suivant :

**Tableau 1 :** Comparaison des performances entre RSTIG 1 et RSTIG 2. [13]

	RSTIG-1	RSTIG-2
Rapport de compression	12.0	7.0
Debit de vapeur/fuel (kg/kg <sub>fuel</sub> )	9.0	7.5
Puissance spécifique (kW/(kg/s))	385.4	320.6
Rendement exergétique (%)	43.9	45.6
Rendement thermique (%)	40.7	42.4

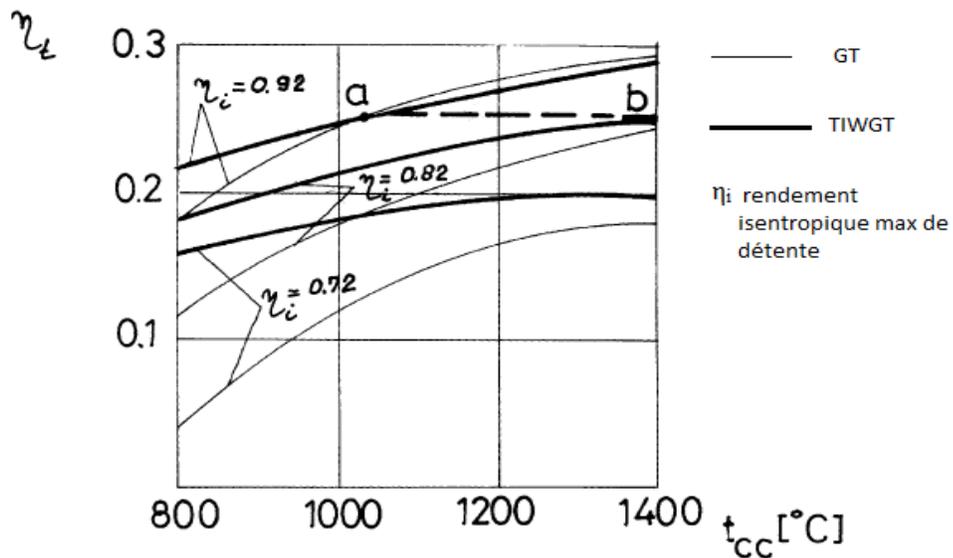
**II.1.2. Injection de l'eau dans la chambre de combustion :** Mircea Cârdu et Malvina Baica [14], ont proposé l'injection de l'eau dans la chambre de combustion. Dans l'ensemble, l'installation se compose d'un compresseur d'air (1), chambres de combustion (2), turbine à gaz (3), alternateur (4), pompe d'eau à basse pression (5), installation de traitement de l'eau (6), pompe d'eau à haute pression (7), et unité d'alimentation en carburant (8).



**Figure II.3 :** Schéma d'injection de l'eau dans la chambre de combustion

On définit  $\delta = m_w / m_f$ , le coefficient d'ajout d'eau nécessaire pour obtenir la température désirée dans la chambre de combustion comme étant le rapport de la quantité d'eau injectée  $m_w$  dans la chambre de combustion sur la quantité de carburant  $m_f$  introduit dans la chambre de combustion.

L'eau injectée est instantanément transformée en vapeur à cause de la très haute température ( $> 800^\circ \text{C}$ ), de cette façon, les gaz de combustion évacués sont un mélange de gaz et de vapeur.

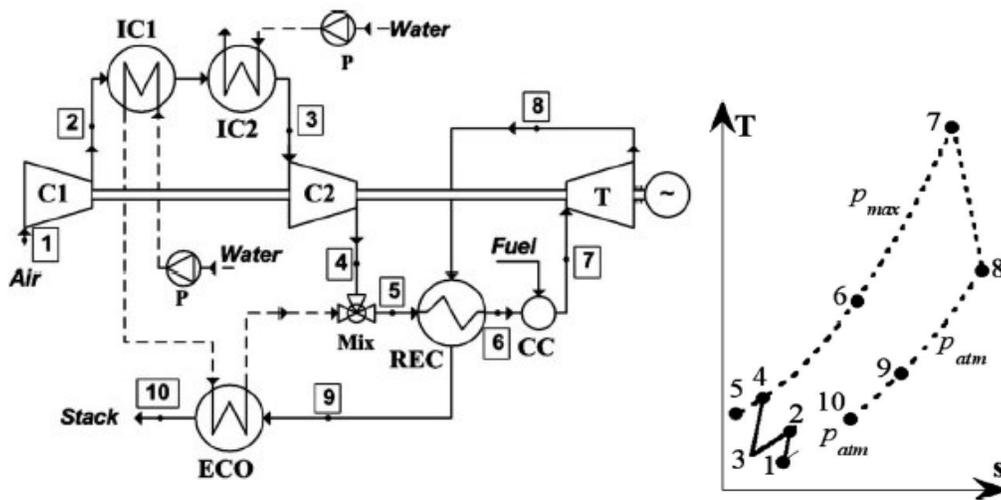


**Figure II.4 :** Rendement thermique du cycle en fonction de la température de combustion.

[14]

D'après cette figure, il est clair que dans le domaine de  $\eta_i = 0.72 - 0.82$ , que les valeurs du rendement du cycle avec injection de l'eau est plus important que celui du cycle simple. Contrairement pour les valeurs de  $0.82 - 0.92$  ou le rendement du cycle simple est supérieur à celui du cycle avec injection. Ce domaine correspond à des températures de combustion entre  $1050$  et  $1400^\circ\text{C}$ . On peut clairement conclure que le rendement du cycle avec injection de l'eau est meilleur que celui du cycle simple. Un autre avantage à tirer, est qu'on peut construire l'installation avec injection de l'eau pour avoir le même rendement et autres paramètres que la TG, la seule différence réside en température de la chambre de combustion sera moins élevée, ce qui est profitable du point de vue technologies, et d'autre part, on a réduction des émissions de  $\text{NO}_x$ , du fait de la réduction d'excès d'air. Pour la même raison, les dimensions du compresseur seront plus petites par rapport au cycle simple. Cependant, la centrale sera plus grande à cause de l'installation du système d'injection.

**II.1.3. RWI cycle :** Bhargava et al. [1], Ont mené une étude comparative entre plusieurs cycles pour l'amélioration des performances de la TG, entre autre, l'injection de l'eau de récupération dans le système. Le cycle RWI est dérivé du cycle avec refroidissement (ICR), il compose essentiellement d'une TG modifiée dans laquelle l'eau liquide est injectée dans le flux d'air avant d'entrer dans la chambre de combustion.



**Figure II.5 :** Schéma de fonctionnement du cycle RWI. [1]

L'eau avant d'être injectée dans le cycle d'air, est préchauffée dans le refroidisseur par la chaleur de l'air comprimé, ensuite dans l'économiseur par la chaleur des gaz d'échappement. L'injection d'eau dans le cycle de RWI aide à réduire le problème associé aux cycles secs, et permet de récupérer la chaleur des gaz d'échappement. Mais le transfert de chaleur est limité en raison de fortes différences dans les capacités thermiques des deux fluides circulant à contre courant dans l'échangeur. Cette grande capacité calorifique déséquilibrée entre les flux dans le refroidisseur est partiellement récupérée dans le cycle de RWI due à l'injection de l'eau préchauffée, ce qui augmente le débit et la chaleur spécifique du flux d'entrée dans le récupérateur côté froid. Ainsi, cette approche permet l'augmentation du débit massique du

cycle et améliore la capacité calorifique entre les deux flux permettant une croissance de la puissance et du rendement.

Les résultats obtenus pour l'injection d'eau sont comparés avec les cycles de refroidissement et récupération.

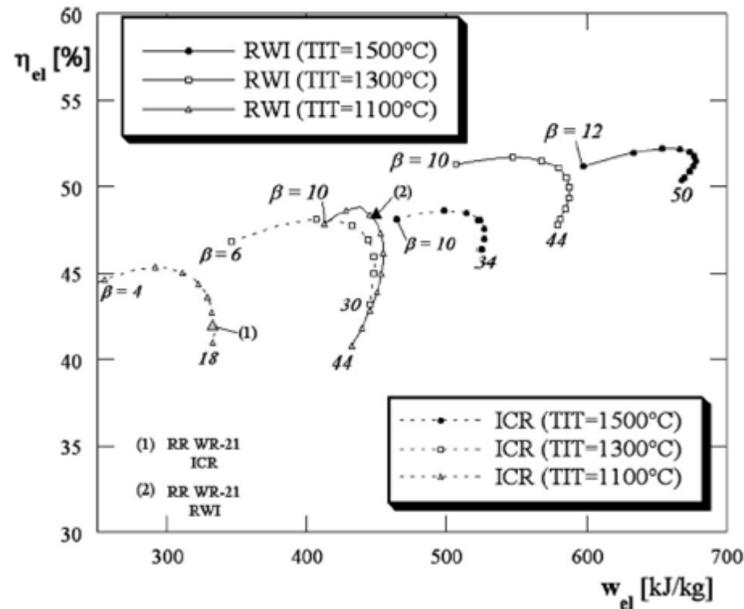


Figure II.6: Performances du cycle RWI. [1]

La figure ci-dessus montre une nette augmentation dans le rendement et travail lorsqu'on injecte de l'eau. Le rendement maximal obtenu dans le cycle RWI est de 52 % contre 49 % pour le cycle ICR à la température entrée turbine de 1500°C.

Du point de vue thermodynamique, ce cycle est limité par trois facteurs : une irréversibilité élevée dans le procédé de mélange gaz-liquide ; le flux d'eau est limité par la saturation du gaz et la fraction importante de vapeur à haute température à l'échappement. [15]

**II.1.4. Injection de brume dans le compresseur :** l'injection de gouttelettes d'eau dans le compresseur, où durant la compression, provoque une évaporation de l'eau qui diminue la température de manière continue.

Kyoung et Horacio, [16] ont fait leurs études sur deux types de cycle, simple (WCG) et avec régénération (RWCG).

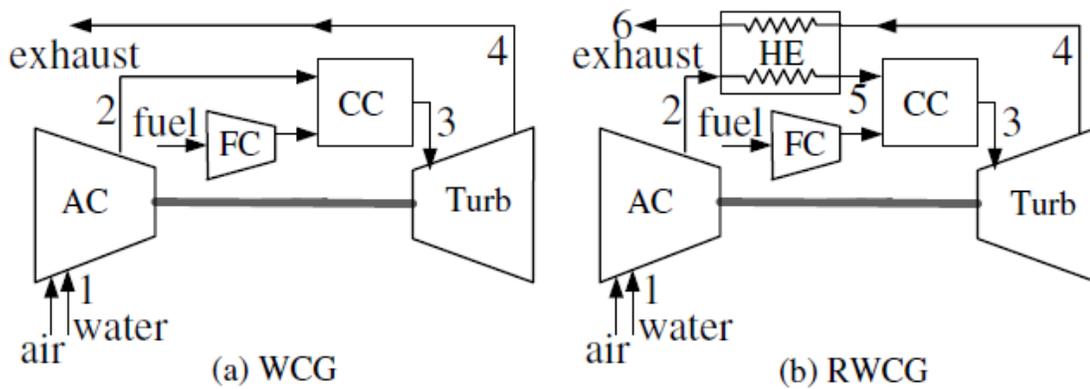


Figure II.7 : Schéma de fonctionnement d'injection de brume.

Ils ont trouvé que le refroidissement continu réduit le travail du compresseur et permet d'évacuer la chaleur même à un rapport de compression élevé.

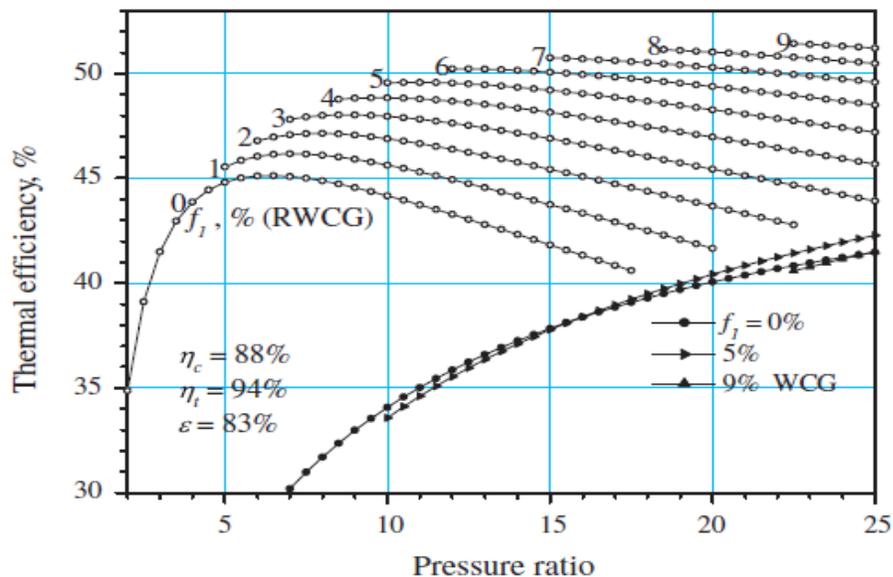


Figure II.8 : Performances du cycle injection de brume. [16]

Le rapport de compression pour lequel le rendement est maximal, varie avec le rapport d'injection d'eau. Le maximum obtenu est de 51.5 % pour un rapport de compression de 25 et un taux d'injection d'eau de 9 %. Contrairement au cycle sec avec régénération, le rendement est de 45 % pour un rapport de compression de 7.

Donc le RWCG peut maintenir un rendement élevé à des rapports de compression élevé.

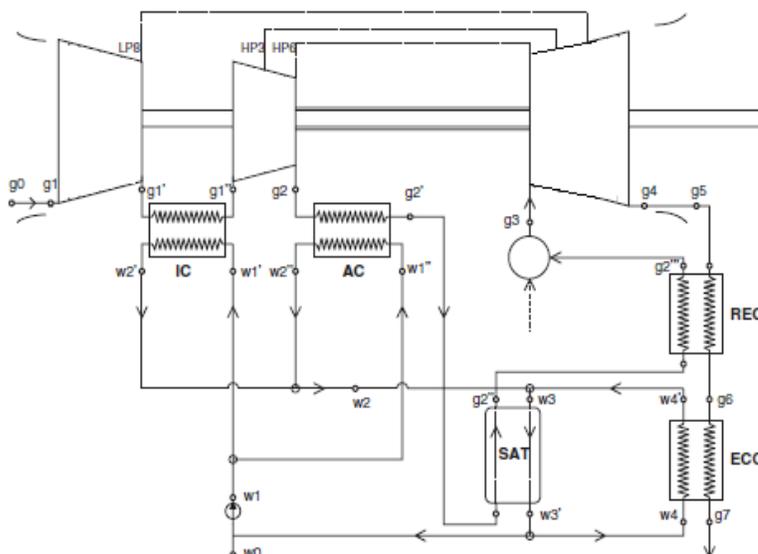
Dans le RWCG, l'échange thermique dans le régénérateur diminue avec la pression mais augmente avec l'injection d'eau. Le travail spécifique net des cycles WCG et RWCG augmente avec l'augmentation du rapport de compression et de la quantité d'eau injectée, pour atteindre une croissance de 65 %. [16]

**II.1.5. Turbine à gaz avec l'air humide 'HAT'** : Kavanagh et Parks [17], ont mené une étude comparative entre deux cycles humides (HAT), la turbine à air humide et le cycle TOPHAT (TOP humid air turbine).

La turbine à gaz à air humide est le cycle le plus récent à être proposé pour l'amélioration des performances des centrales énergétiques, sa conception était étudiée dans les années 80. En 2000 fut construit le premier prototype de turbine à air humide à Lund University en Suède [17] et actuellement, la première turbine à échelle industrielle est en construction par Hitachi, Japan.

L'avantage de ce cycle est sa simple conception. La chaleur des gaz évacués de la turbine est utilisée pour la récupération avant la combustion et aussi pour chauffer l'eau dans le procédé d'humidification de l'air comprimé.

Le transfert thermique et massique dans la tour d'humidification permet d'augmenter le débit massique du fluide ce qui engendre une augmentation du travail net et du rendement. [18]



**Figure II.9** : Schéma de conception de la turbine à air humide.

L'air est comprimé dans un compresseur à basse pression, ensuite refroidi par de l'eau puis comprimé à haute pression, l'air comprimé est dirigé vers l'évaporateur après avoir été refroidi. Dans l'évaporateur l'air se charge avec des gouttelettes d'eau chaude, ensuite rentre dans la chambre de combustion après un préchauffage à travers l'échange thermique des gaz de la turbine. Les flux d'eau sortant du refroidisseur et de l'économiseur sont mixés avant d'entrer dans l'évaporateur.

Plusieurs travaux ont été réalisés pour l'étude des performances de ce cycle. La figure 6 (a) ci-dessous, donne le fonctionnement optimal de ce cycle, pour un rendement et un travail spécifique de 51.7% et 680 kJ/kg respectivement. [17]

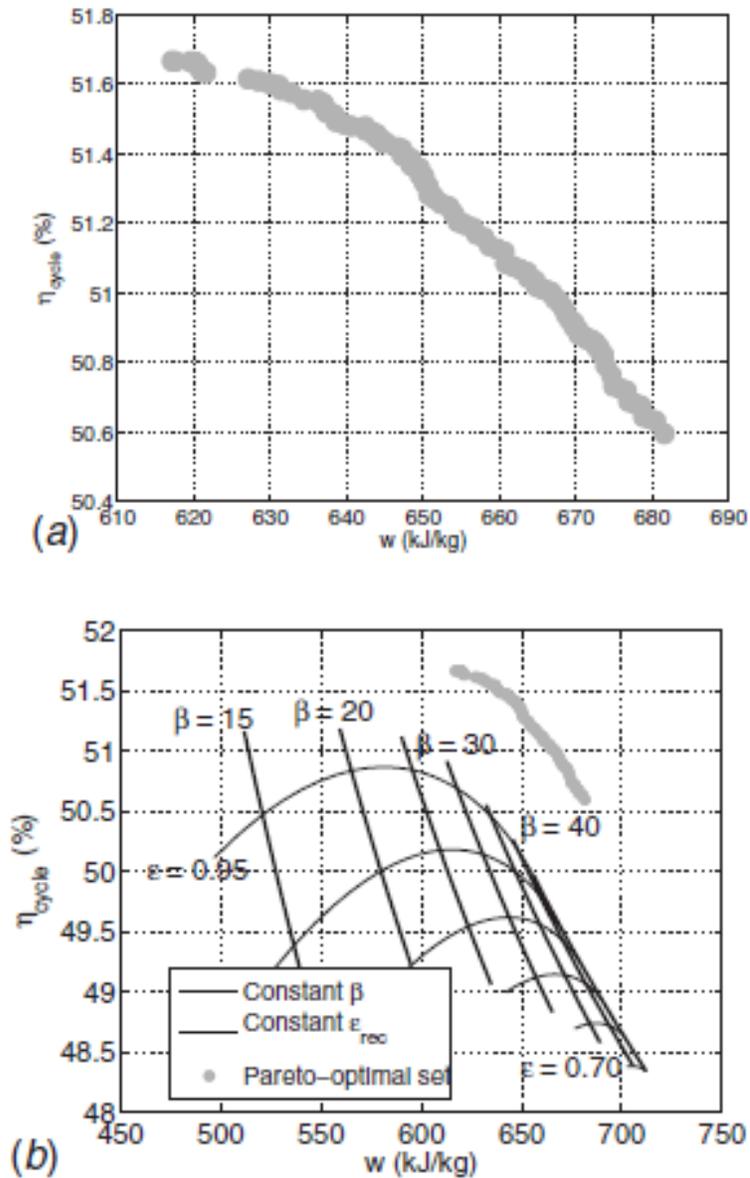


Figure II.10 : Performance du cycle HAT. [17]

Le rapport de compression et efficacité du récupérateur influent directement sur le rendement et le travail net de la turbine. L'augmentation du rapport de compression accroît la température de fonctionnement dans les refroidisseurs (IC et AC), ce qui engendre l'augmentation de la température de l'eau, et fournit donc un transfert massique et thermique plus important dans l'évaporateur ce qui mène à l'augmentation du travail net de la turbine. D'autre part, lorsque l'efficacité diminue, l'influence de la récupération de la chaleur des gaz de la turbine sur le rendement diminue et le transfert thermique dans l'économiseur augmente, il y a obtention d'eau à température élevée, ce qui est profitable pour l'échange thermique et massique dans l'évaporateur.



Le rendement maximum est de 53.4 % qui correspond à un travail spécifique de 709 kJ/kg, ce qui correspond à un gain de 14 % et 115 % pour le rendement et le travail net, respectivement, et ce par rapport à un cycle simple. Il a été constaté que la croissance du rapport de compression augmente le rendement, à l'exception où l'efficacité du récupérateur est de 0.95, où un rapport de compression optimum de 30 a été identifié.

Généralement, l'augmentation du rapport de compression favorise l'amélioration du rendement du cycle ainsi que le travail net.

Toutefois, pour une efficacité du récupérateur de 0,95, l'enjeu est mis sur la récupération de chaleur, et il en résulte une légère réduction du rapport de compression optimale afin d'utiliser la chaleur récupérée et moins de carburant.

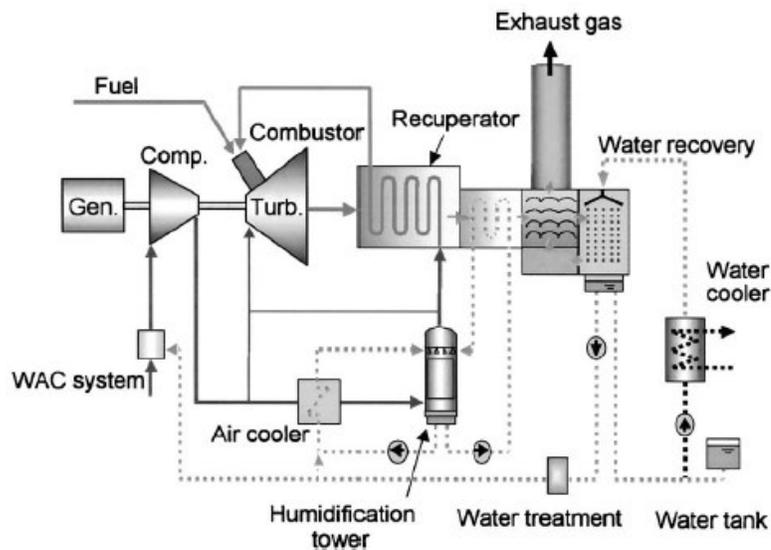
Sur le plan thermodynamique, et avec des rendements de 52 à 53%, le cycle TopHat peut rivaliser le cycle combiné ainsi le cycle HAT.

Dans la table suivante on rassemble les avantages et limites des cycles HAT et RWI.

**Tableau 2 : Comparaison entre HAT et RWI [1].**

Cycle	Avantages	Limites
RWI	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Injection de l'eau mélangée avec l'air augmente la puissance comparée au cycle ICR sec.</li> <li>○ Récupération de chaleur dans le récupérateur et l'économiseur.</li> <li>○ Tour de refroidissement petite par rapport au cycle d'ICR pour la même température de décharge d'IC.</li> <li>○ Déséquilibre amélioré de capacité thermique entre les fluides chaud/froid du récupérateur.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Augmentation de la consommation de l'eau.</li> <li>○ Complexité plus élevée de l'installation que le cycle simple, dû au plus grand nombre d'échangeurs de chaleur.</li> <li>○ Pertes d'entropie dans le procédé de mélange (par rapport au cycle HAT adoptant le saturateur).</li> </ul>
HAT	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ grande augmentation de la masse de l'eau admissible (plus de 20% du débit de masse d'air dans le cycle sec) et d'augmentation de puissance.</li> <li>○ Faible perte de chaleur irréversible que dans le cycle de RWI dû à l'évaporation progressive à l'intérieur du saturateur.</li> <li>○ Efficacité comparable au cc sans utilisation de HRSG et de systèmes auxiliaires associés.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Complexité d'installation accrue due à nombre élevé d'échangeurs de chaleur.</li> <li>○ Disparité d'écoulement turbine/compresseur de turbine ; la conception de la section de turbine est nécessaire, si le GT sec existe.</li> <li>○ La pression optimale du cycle est sensiblement plus haute que dans le cycle CC.</li> </ul>

**II.1.6. Turbine à gaz avec air humide avancée 'AHAT'** : Hidetoshi Kuroki et al [21], ont présenté un système performant de turbine à air humide, c'est le cycle AHAT 'advanced humid air turbine'. Il est constitué d'un humidificateur, un pulvérisateur d'eau, et un système de récupération de la chaleur de la turbine, ce qui évite la combustion à hautes températures. La figure II.13 montre la conception d'un tel système, où un prototype a été réalisé pour une puissance de 3 MW.



**Figure II.13:** Schéma de fonctionnement du système AHAT.

Des fines gouttelettes d'eau sont injectées dans le compresseur à travers une tuyauterie qui relie ce dernier avec la WAC 'water atomizing cooling', une partie de cette eau s'évapore à l'entrée, et l'autre partie s'évapore par augmentation de la pression, ce qui mène à la diminution de la température dans le compresseur. L'air comprimé sortant du compresseur est conduit dans la tour d'humidification à contre courant avec l'eau chaude, pour devenir riche en humidité. Cela donne lieu à une augmentation du débit du fluide et donc l'augmentation de la puissance de la turbine. Ensuite, l'air humide rentre dans la chambre à combustion après avoir été préchauffé par les gaz sortants de la turbine. Les gaz sortant de l'économiseur rentrent en contact direct avec l'eau provenant du système de récupération pour être refroidi. Dans la table ci-dessous on donne les caractéristiques de ce système.

**Table 3 :** Caractéristique de la turbine AHAT (modèle pilote) [21].

Item	Unit	Value
Puissance (condition iso)	kW	3600
Rendement thermique	% PCI	43
Vitesse de turbine à gaz	rpm	17,800
Vitesse du générateur	rpm	1500
Débit d'air	kg/s	10
TIT	°C	1180
Température de sortie de la turbine	°C	665
Emission NO <sub>x</sub>	ppm	< 10

Le contact direct entre l'eau chaude et l'air comprimé dans l'humidificateur mène à l'augmentation de la vitesse du fluide ainsi sa chaleur spécifique, ce qui augmente la puissance de la turbine.

L'air humide à 1 % permet d'augmenter le flux massique de 9 % et le rendement thermique par 2 % à 15°C [22].

Enfin, le cout de cette installation est moindre que le cycle combiné du fait qu'il ne nécessite pas une turbine à vapeur et ces compléments.

## II.2. Comparaison entre ces améliorations

Les configurations citées pour l'amélioration des performances de la turbine à gaz ont différents avantages et inconvénients. On constate que les rendements des cycles RWI et HAT sont voisins et sensiblement supérieurs aux cycles de Brayton et STIG, cependant ils sont compétitifs avec le cycle combiné. Par contre le travail réalisé dans le cycle HAT est plus important que les autres cycles. Le tableau suivant regroupe les performances optimales de ces modifications :

**Tableau 4 : Performances optimales de quelques modifications [1].**

TIT = 1300°C	Point of max $\eta_{el}$				Point of max $w_{el}$			
	$\beta$	$\eta_{el}$ (%)	$w_{el}$ (kJ/kg)	$m_{H_2O}$ (l/kWh)	$\beta$	$\eta_{el}$ (%)	$w_{el}$ (kJ/kg)	$m_{H_2O}$ (l/kWh)
Brayton	42	42.3	320	—	14	36.6	404	—
RWI	14	52.6	554	0.650	32	50.4	596	0.604
STIG	30	51.2	572	0.833	12	47.0	741	1.368
HAT	24	53.6	637	0.611	60	51.5	700	0.643
CC (2LP)	15	55.1	587	—	15	55.1	587	—

## Conclusion

On peut dire que la cogénération offre les meilleures performances du point de vue rendement et puissance. D'après la synthèse précédente, l'amélioration des performances d'une TG se fait, soit par augmentation du rendement globale du cycle, ou bien par l'augmentation du débit du fluide moteur pour accroître la puissance et réduire la consommation.

Dans des travaux antérieurs, on a réalisé des soutirages à plusieurs niveaux dans la chaudière pour fonctionner des turbines à différentes pressions dans le cas d'un cycle combiné.

D'autre part, les dernières recherches se focalisent sur l'injection de l'eau dans le compresseur, qui permet de diminuer la température dans le compresseur, ce qui engendre l'augmentation de l'efficacité de la compression et par ailleurs une augmentation du débit, et ainsi amélioration du rendement et de la puissance.

---

Dans la présente étude, on a pensé à faire un soutirage de la chaudière récupératrice, pour l'injecter dans le compresseur (l'eau chaude), de manière à ce que l'eau soutirée aura une température inférieure à celle dans le compresseur.

Pour cela on peut faire un prélèvement à la sortie de l'économiseur. La quantité soutirée ne doit pas influer sur le travail de la turbine à vapeur, afin de ne pas altérer son rendement.

La figure suivante, montre la solution proposée d'injection d'eau dans le compresseur soutirée de la chaudière constituant le cycle vapeur dans le cycle combiné.

On étudiera l'état physique de l'eau autrement dit, qu'elle sera injectée sous forme de gouttelettes ou bien de vapeur. Pour cela on fait appel à des modèles thermodynamiques pour décrire en détails les paramètres et leur influence sur l'amélioration des performances de l'installation.

Une étude sera lancée sur l'influence de la quantité injectée, la température, et l'endroit de l'injection. Et ceci par le biais du langage Fortran 77



---

## CHAPITRE III : MODELISATION THERMODYNAMIQUE

### Introduction

La détermination des différents paramètres du cycle combiné par leur modèle approprié se fait en prenant en considération quelques hypothèses :

- La compression de l'air dans le compresseur est irréversible et n'est pas adiabatique.
- La combustion n'est pas adiabatique.
- La détente n'est pas adiabatique et elle est irréversible.
- Surface totale d'échange de chaleur constante.
- Coefficient d'échange global est constant pour chaque niveau de pression.
- L'eau à la sortie de l'économiseur est saturée.
- L'enthalpie des fumées est fonction de température et composition molaire des fumées.
- Pincement et point d'approche sont considérés comme données.

### III.1 Modèles thermodynamiques

#### III.1.1 Compresseur

La température de sortie du compresseur  $T_2$  est déterminée par itérations en adoptant le modèle classique suivant :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta \cdot \eta_p}}, \quad \delta = \frac{C_p}{C_p - R}$$

Et :

$$W_C = C_{p_a} (T_2 - T_1)$$

La détermination des propriétés physiques de l'air (la capacité calorifique) est donnée par la relation suivante [23] :

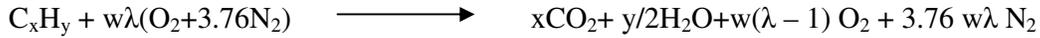
$$C_{p_a} = \sum_1^{10} A(i) * T_z^{(i)}$$

Les valeurs de A (i) sont données en annexe.

---

### III.1.2 Chambre de combustion

L'équation générale de la combustion pour un gaz naturel  $C_xH_y$  avec un excès d'air est :



Sachant que le gaz naturel algérien a la composition suivante:

91.2% methane ( $CH_4$ ).

7.4% ethane ( $C_2H_6$ )

0.8% propane ( $C_3H_8$ ).

0.1% butane ( $C_4H_{10}$ ).

0.5% autres.

Dans ce cas, on a considéré que les autres composants ne sont que le pentane ( $C_5H_{12}$ ).

Après calculs effectués, on a trouvé les résultats suivants :

$$x = 1.113 ;$$

$$y = 4.226 ;$$

$$w = 2.1695.$$

Et  $\lambda$  est le facteur théorique d'air est égal à  $0.1281/FAR$ , et FAR est le rapport fuel /air de la chambre de combustion.

$$m_a H_2 + \eta_{comb} m_f PCI = m_g H_g$$

Après simplification on a:

$$H_2 + FAR \eta_{comb} PCI = (1 + FAR) H_g$$

Et :

$$H_g = \sum_{\substack{i=O_2, N_2, \\ CO_2, H_2O}} y(i) * h(i)$$

$$m_{pgt} = \sum_{\substack{i=O_2, N_2, \\ CO_2, H_2O}} m_p(i)$$

Avec :

$$y(i) = m_p(i)/m_{pgt}$$

---

La chaleur fournie à la chambre de combustion  $Q_{comb}$  s'écrit:

$$Q_{comb} = FAR * PCI$$

La valeur d'excès d'air FAR est déterminée itérativement quant aux enthalpies des gaz de combustion  $h(i)$  est donnée en annexe.

### III.1.3 Turbine à gaz

En prenant compte des pertes de charges dans l'admission du compresseur, la chambre de combustion ainsi que la turbine à gaz, la température de sortie  $T_4$  est calculé par l'équation suivante :

$$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\eta_T(\delta_g-1)}{\delta_g}}}, \quad \delta_g = \frac{Cp_g}{Cp_g - R}$$

$$W_T = (1 + FAR)(h_{g3} - h_{g4})$$

Avec  $Cp_g$  calculé à la température  $T_3$ .

$$P_4 = P_{amb} + \Delta P_{HRSG}$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{comb}$$

Le travail net du cycle de la turbine à gaz est :

$$W_{GT} = W_T - W_C$$

Le rendement du cycle turbine à gaz s'écrit :

$$\eta_{GT} = \frac{W_{GT}}{Q_{comb}}$$

---

### III.1.4 Chaudière de récupération

Dans ce travail on a considéré une chaudière de récupération à trois niveaux de pression, contenant un économiseur, un évaporateur et un surchauffeur. La combinaison des équations coté chaud (gaz) et froid (eau/vapeur) sont nécessaires pour la détermination des températures en chaque point de la chaudière.

Les grandeurs thermodynamiques de l'eau /vapeur sont déterminées selon l'International Steam tables Springer 2008 [24].

Les différentes équations d'enthalpie, entropie, température de saturation et autres sont données en annexe.

Les échanges thermiques entre les gaz d'échappement et l'eau sont évalués par les équations suivantes :

Coté gaz :

$$Q = (1 + FAR)(h_{gin} - h_{gout})$$

Coté eau/vapeur:

$$Q = SAR (h_{vout} - h_{vin})$$

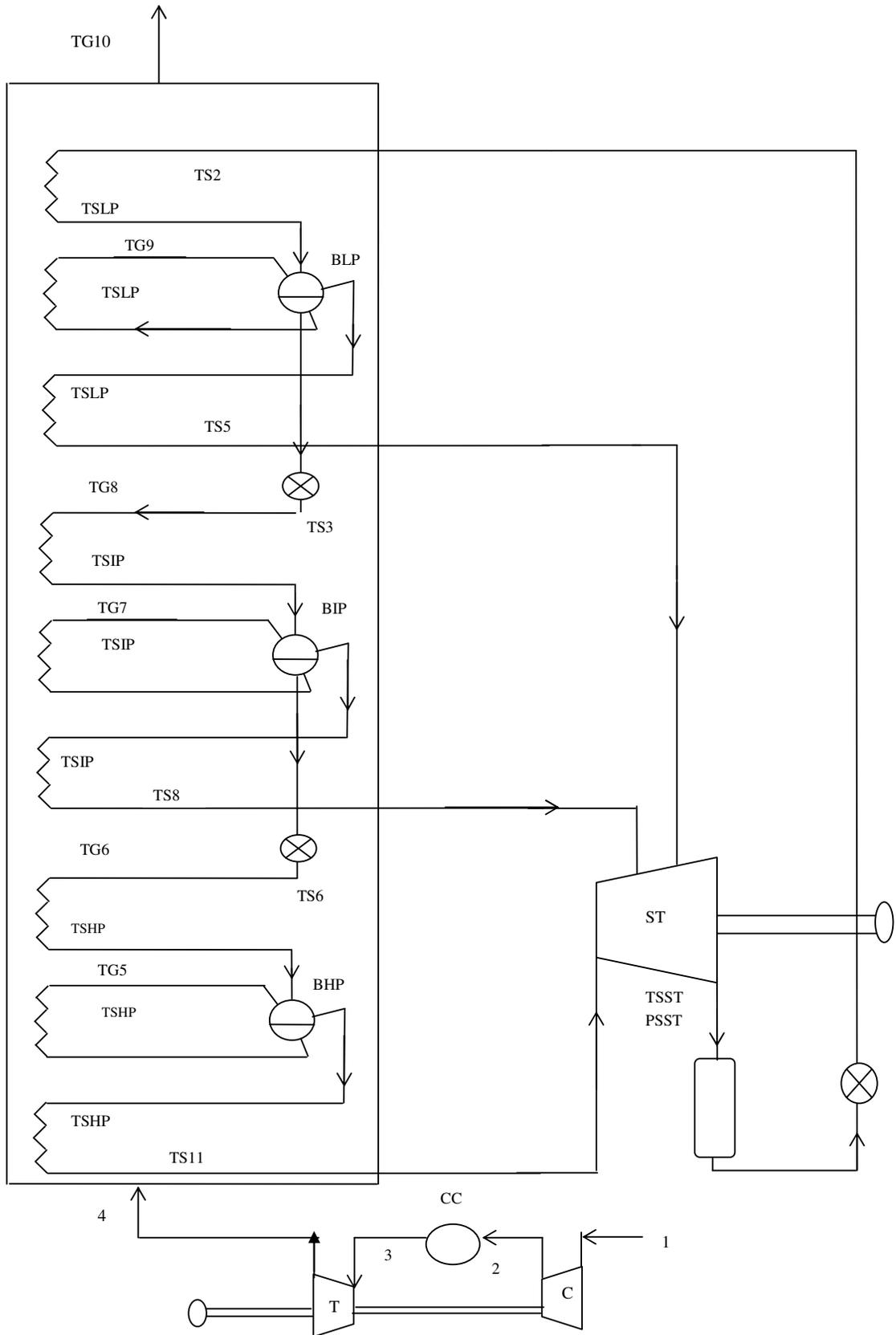
Equation du transfert entre les fluides est:

$$(1 + FAR) s (Cp_{gin} T_{gin} - Cp_{gout} T_{gout}) = SAR (h_{vout} - h_{vin})$$

D'autre part, on a du coté économiseur :

$$T_{gin} = T_{\text{évap}} + PP$$

$$T_{\text{évap}} - T_{\text{vout}} = \Delta T_{\text{approch}}$$



**Figure III.1 :** Schéma du dispositif pour le modèle du cycle combiné.

---

**Efficacité d'échange thermique :** selon la configuration des tubes et le type d'écoulement on peut calculer l'efficacité comme suit :

$$\varepsilon = Q/Q_{\max}$$

Avec :

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{gin} - T_{vin})$$

$$Q = U A \Delta TLM_{\square}$$

Sachant que :

$$C_{\min} = (1 + FAR)Cp_g$$

Et :

$$Q = (1 + FAR) Cp_g (T_{gin} - T_{gout})$$

Donc on a :

$$\varepsilon = \frac{T_{gin} - T_{gout}}{T_{gin} - T_{sin}}$$

Ou bien en utilisant la méthode de NUT, où l'efficacité pour un écoulement croisé est définie par la relation suivante :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-C(1 - e^{-NUT})}}{C}$$

$$C = C_{\min}/C_{\max}$$

$$NUT = UA/C_{\min}$$

Il faut donc connaître la surface d'échange A ainsi que le coefficient d'échange globale U. La procédure de calcul adoptée pour le calcul des températures en chaque point de la chaudière est comme suit :

On fixe d'abord la valeur de l'efficacité, en commençant par 0.5, ensuite supposant que la disposition des tubes est en quinconce, et le type d'écoulement est croisé, on détermine le nombre d'unité de transfert, connaissant le  $C_{\min}$  et la valeur moyenne du coefficient global d'échange [25], et on calcule la surface d'échange.

---

Les valeurs du coefficient global sont données en détail selon les niveaux de pression voir annexe.

#### **Modélisation du surchauffeur :**

Le débit de vapeur (rapporté à celui de l'air) est déterminé par le bilan thermique

$$SAR = \varepsilon(1 + FAR)Cp_g \frac{(T_{gin} - T_{gout})}{(h_{vout} - h_{vin})}$$

Connaissant les enthalpies d'entrée et sortie à partir du niveau de pression, les températures du gaz sont déterminées successivement, et  $\varepsilon$  est initialement fixée à 0.5.

#### **Modélisation de l'évaporateur :**

La température dans l'évaporateur est constante, qui est celle de vaporisation à pression donnée. Par contre, du bilan énergétique, on peut déterminer la température de sortie coté gaz selon l'équation suivante :

$$H_{gout} = H_{gin} - \frac{SAR(H_v - H_L)}{(1 + FAR)\varepsilon}$$

La température correspondante sera ainsi déduite par itérations successive.

#### **Modélisation de l'économiseur :**

En considérant la configuration de l'économiseur en quinconce, et la valeur du coefficient d'échange global  $U$  donnée antérieurement [27], ainsi l'efficacité thermique est supposée initialement égale à 0.5, La température de sortie coté gaz est calculé comme suit :

$$T_{gout} = T_{gin} - \frac{Q}{(1 + FAR)Cp_g}$$

Et

$$Q = \square C_{\min}(T_{gin} - T_{vin})$$

Et on a aussi :

$$T_{gin} = T_{\text{évap}} + PP$$

$$T_{\text{évap}} - T_{\text{sout}} = \Delta T_{\text{approch}}$$

Le schéma suivant illustre le pincement ("pinch point") et  $\Delta T_{\text{approch}}$

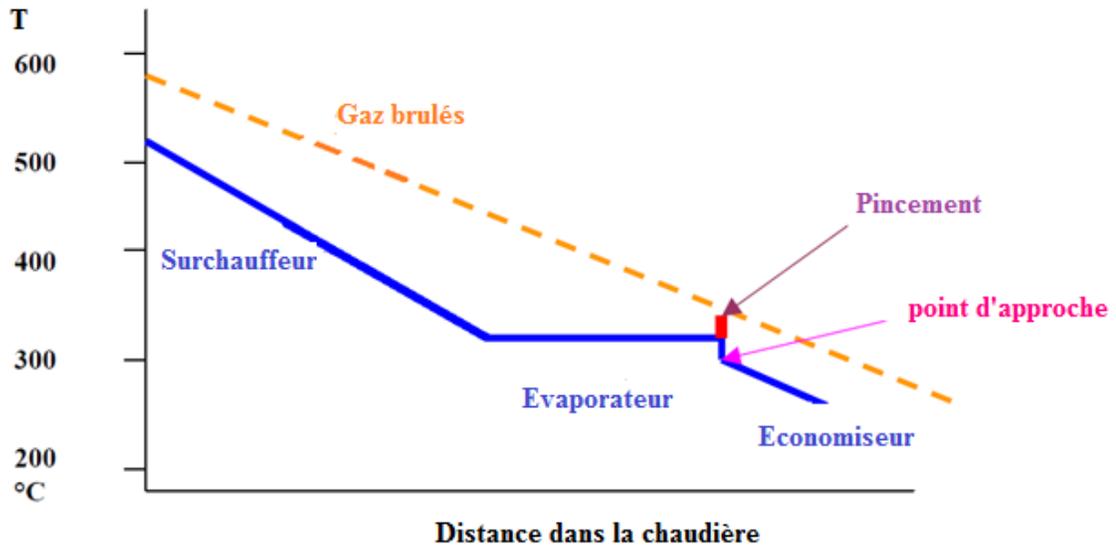


Figure III.2 : “Pinch point” et  $\Delta T_{approch}$  à travers les sections de la chaudière [26].

### Modélisation de la pompe :

Le calcul de la pompe est donné par :

$$h_{P2} = h_{P1} + VOL(P_2 - P_1)$$

VOL est le volume massique déterminé dans les conditions définies par des équations données en annexe.

### Turbine à vapeur

La vapeur qui sort de la turbine contient une fraction liquide, qui sera déterminée en fonction de l'entropie puisque la détente est isentropique.

$$h_V = x h_{VT} + (1 - x)h_{LT}$$

$$x = \frac{S_{VHP} - S_{LT}}{S_{VT} - S_{LT}}$$

$$W_{TV} = \sum SAR_i h_i - SAR h_V$$

SAR<sub>i</sub> : le rapport de vapeur sur l'air d'admission pour chaque niveau de pression.

---

$H_i$  : les enthalpies d'entrée à la turbine de vapeur.

$H_v$  : l'enthalpie du fluide à la sortie de la turbine.

### Condenseur :

Le condenseur est calculé selon le bilan suivant :

$$Q_{cond} = SAR (h_{Lout} - xh_{VT} + (1 - x)h_{LT})$$

### Perte de charge

Pour le cycle de la turbine à gaz les pertes de charge sont prises comme suit :

Admission au compresseur : 5%

Chambre de combustion : 2%

Sortie de turbine à gaz : 5%.

Quant à la chaudière, elles sont calculées pour chaque section.

De nombreuses corrélations existent pour le calcul de la perte de charge qui est proportionnelle au nombre de rangées de tubes et au carré de la vitesse des gaz. On se basera sur la corrélation fournie par ESCOA [27] :

$$\Delta P = \frac{(f + a) G^2 N r}{\rho_b}$$

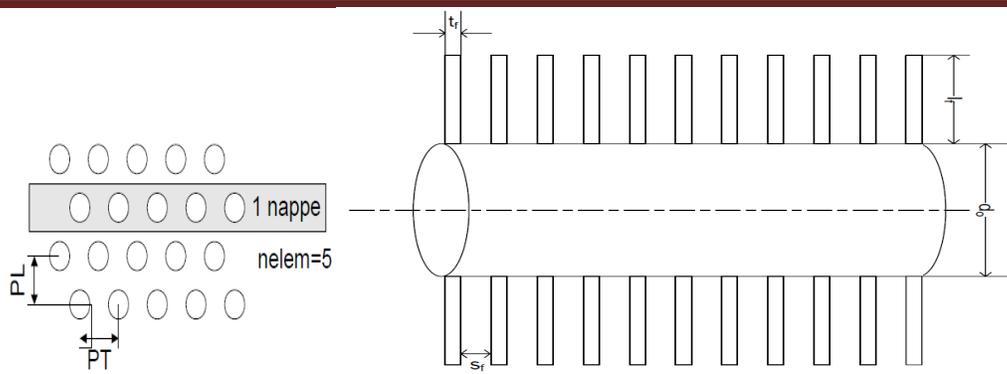
$$\alpha = \left[ \frac{1 + \beta^2}{4N_r} \right] \rho_b \left[ \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right] \quad \beta = \frac{An}{Ad} \quad f = C_2 * C_4 * C_6 * \left( \frac{d_f}{d_0} \right)^2$$

Pour le calcul de  $f$ , on l'a déterminé graphiquement par le biais du diagramme de moody pour une rugosité correspondante au matériau des tubes et des ailettes [28], et pour la valeur max du nombre de Reynolds  $Re$ , on déduit la valeur du coefficient de frottement.

Pour une rugosité de  $45\mu\text{m}$  d'où on a  $Re = 7 \cdot 10^5$  et  $f = 0.02$ .

### III.3 Configuration géométrique de la chaudière de récupération

Dans ce travail, on a considéré que les tubes pour chaque section de la chaudière sont disposés en quinconce, et ils ont des ailettes pleines.



**Figure III.3 :** Configuration des tubes ailettes.

Pour pouvoir calculer la perte de charge, il est nécessaire de calculer les surfaces  $A_n$  et  $A_d$  ainsi le nombre de rangés, les équations suivantes permettent de les déterminer.

- Secteur en coupe du conduit d'écoulement enfermant le faisceau, ( $A_d$ ,  $m^2$ )

$$A_d = L_t l$$

- Secteur libre net dans une rangée de tubes, ( $A_n$ ,  $m^2$ ) :

$$A_n = A_d - A_c l N_{sl}$$

- Largeur du faisceau de tubes, ( $L_t$ , m) :

$$L_t = (N_{sl} - 1)l_t + d_f + 2 * 0.001$$

- Surface projetée du tube à ailettes par unité de longueur de tube, ( $A_c$ ,  $m^2/m$ ) :

$$A_c = d_0 + 2 * f_h * t_f * f_n$$

- Hauteur d'ailette, ( $f_h$ , m)

$$f_h = \frac{(d_f - d_0)}{2}$$

---

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION

### Introduction

Dans ce chapitre, on rassemble les principaux résultats obtenus pour chaque constituant avec le modèle correspondant. L'outil de calcul utilisé est le Fortran 77

En premier lieu on calcule pour le cycle de turbine à gaz simple, ensuite on calcule pour le cycle combiné, afin de comparer entre les deux configurations.

Afin d'améliorer les performances du cycle combiné, on a proposé d'injecter de l'eau saturée issue de la chaudière de récupération, dans le compresseur et voir son influence sur le cycle.

### IV.1 variation du rapport de compression

Afin de trouver le rapport de compression idéal, on a varié ce dernier de 5 à 55, et on a tracé l'évolution du rendement énergétique en fonction du travail.

La figure suivante donne l'évolution du travail en fonction du rendement pour différentes valeurs du rapport de compression.

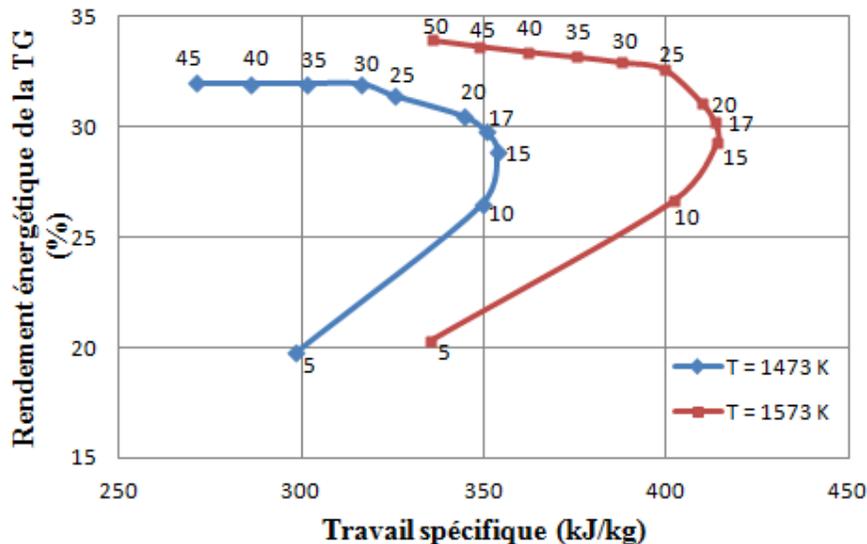


Figure IV.1 : Dépendance avec le rapport de compression.

On remarque que la courbe du rendement en fonction du travail spécifique de la TG marque un optimum du rapport de compression, l'un pour le travail maximal et l'autre pour le rendement maximal.

Pour la température d'entrée de la turbine de 1473 K, le maximum de travail spécifique de 353.63 kJ/kg est enregistré pour un rapport de compression de 15, alors que le rendement tend à se stabiliser au delà de la valeur 30.

Quant à la température d'entrée de turbine égale à 1573 K le rapport de compression est 17 pour un travail de 413.18 kJ/kg, alors que le rendement varie lentement au-delà de 30.

Dans ce qui suit, on va travailler avec une TIT de 1473 K, et donc le rapport de compression correspondant pour maximiser le rendement et le travail correspond à 20.

Pour la suite des calculs, on a fixé les conditions initiales de température et de pression comme suit :

Propriété	Valeur
$P_{amb}$	$1.01325 \cdot 10^5$ Pa.
$T_1$	298 K
$\beta$	20
$\Delta P_{Cin}$	5 %
$\Delta P_{comb}$	2 %
$\Delta P_{out}$	5 %
$\eta_{pC}$	0.9
$\eta_{pT}$	0.9
$\eta_{mec}$	0.99

En appliquant le modèle de calcul du compresseur on a trouvé que  $T_2 = 727,1$  K et le travail de compression égal à  $W = 461,252$  kJ/kg

#### IV.2 Chambre de combustion

La réaction de combustion est due avec un excès d'air calculé itérativement pour une température n'excédant pas 1473 K et pour un rapport de compression de 20.

PCI du gaz naturel = 48,120 MJ/Kg

$\Delta P_{comb} = 2\%$  ;

$\eta_{comb} = 0,98$

On a obtenu un rapport fuel air FAR de **FAR = 2,5%**

Et les fractions massiques des constituants des gaz de combustion ainsi leurs enthalpies sont regroupées dans le tableau suivant :

Constituants	Fraction massique %	Enthalpie (MJ/Kg)
CO <sub>2</sub>	6,527	1,9271
H <sub>2</sub> O	5,069	6,0179
O <sub>2</sub>	13,511	1,8851
N <sub>2</sub>	74,893	2,0937

A partir de ces résultats, on déduit la chaleur fournie à la chambre de combustion  $Q_{comb}$  égale à  $Q_{comb} = 1178,94 \text{ kJ/kg}$

### IV.3 Turbine à gaz

En prenant en compte les pertes de charge dans les organes de la TG, et par la suite la chaudière de récupération qui sera déduite de la pression de sortie, on calcule la température de sortie de la turbine, en utilisant le modèle donnée dans le chapitre précédent. On trouve  $T_4 = 830 \text{ K}$ .

sachant que :

$$\delta_g = \frac{Cp_g}{Cp_g - R}$$

et

$$Cp_g = \sum_{\substack{i=O_2, N_2, \\ CO_2, H_2O}} y(i) * Cp(i)$$

Le détail du calcul de Cp et des constituants est donné en annexe.

Le travail de la turbine :  $W_T = (1 + FAR)(h_{g3} - h_{g4}) = 822,121 \text{ kJ/kg}$

Le travail net du cycle turbine à gaz :  $W_{TG} = W_T - W_C = 360,868 \text{ kJ/kg}$

Le rendement du cycle turbine à gaz

$$\eta_{GT} = \frac{W_{GT}}{Q_{comb}}$$

$$\eta_{GT} = 0,3066$$

On récapitule les résultats du cycle turbine à gaz dans le tableau suivant :

**Tableau 5 : Tableau récapitulatif du cycle turbine à gaz.**

Paramètre	Unité	Valeur
$P_{amb}$	Pa	$1.01325 \cdot 10^5$
R	kJ/kg K	0,28705
$T_{amb}$	K	288
$T_2$	K	727
$T_3$	K	1473
$T_4$	K	830
$\beta$		20
$\Delta P_{comp}$		5%
$\Delta P_{comb}$		2%
$\Delta P_{GT}$		5%
$\eta_p$		90%
FAR		2,5%
$Q_{comb}$	kJ/kg	1178,94
$W_{comp}$	kJ/kg	461,252
$W_T$	kJ/kg	822,121
$W_{GT}$	kJ/kg	360,868
$\eta_{GT}$		0,3066

#### IV.4 Chaudière de récupération

##### IV.4.1 Calcul des températures

Pour le calcul des températures dans les différentes sections de la chaudière, on a besoin des données d'entrées pour les trois niveaux de pression, ainsi que les "pinch point" correspondants.

La valeur de l'efficacité d'échange thermique a été variée afin de l'optimiser en fonction du rendement global du cycle combiné ainsi que le travail net produit. Quant au coefficient global de transfert thermique, il a été fixé suivant la littérature. La perte de charge est aussi calculée pour chaque section de la chaudière.

Les données nécessaires pour le calcul du modèle de la chaudière de récupération sont rassemblées dans le tableau suivant.

**Tableau 6 : Données de la chaudière de récupération [29,30].**

Paramètres	Unité	Valeur
<b>Haute pression</b>		
P	Bar	200
T <sub>max</sub>	°C	525
Pincement	°C	10
ΔT <sub>approach</sub>	°C	20
U	W/m <sup>2</sup> K	350
<b>Pression intermédiaire</b>		
P	Bar	12
T <sub>max</sub>	°C	239
Pincement	°C	10
ΔT <sub>approach</sub>	°C	15
U	W/m <sup>2</sup> K	300
<b>Basse pression</b>		
P	Bar	2
T <sub>max</sub>	°C	165
Pincement	°C	15
ΔT <sub>approach</sub>	°C	10
U	W/m <sup>2</sup> K	93
P <sub>cond</sub>	Bar	0.05

On a varié l'efficacité d'échange thermique entre le gaz chaud et l'eau froide entre 0.5 à 0.9. Ensuite, on a calculé le rendement, le travail net et la perte de charge afin d'étudier son influence sur les performances de tout le cycle.

**Evaporateurs :** dans cet échangeur, on a changement de phase de l'eau qui s'évapore à température et pression constantes. Connaissant la pression pour chaque niveau, on peut déterminer la température dans l'évaporateur qui n'est d'autre que la température de saturation puisqu'on a un équilibre liquide-vapeur, en utilisant l'équation appropriée à cet effet (voir annexe). C'est à cette température que la vapeur rentre dans le surchauffeur.

**Surchauffeurs :** connaissant les températures d'entrée et de sortie coté chaud et froid, en appliquant les bilans thermiques pour chaque niveau de pression, on déduit le rapport de débit de la vapeur par rapport à l'air.

$$SAR_t = \varepsilon (1 + FAR) C_{p_g} \frac{T_{gin} - T_{gout}}{h_{vout} - h_{vin}}$$

Etant donné que l'efficacité varie, on calcule les températures du gaz à l'entrée et la sortie du surchauffeur.

**Economiseurs :** l'eau qui rentre dans l'économiseur est à l'état liquide provenant du niveau de pression précédent. L'augmentation de la pression se fait par un pompage. En appliquant le bilan sur la pompe on détermine la température de l'eau qui rentre.

$$h_{P_2} = h_{P_1} + VOL(P_2 - P_1)$$

La température correspondante à  $H_{P_2}$  est déterminée par itérations successives. Et la température de sortie coté gaz est déduite en utilisant l'équation suivante:

$$T_{gout} = T_{gin} - \frac{Q_{econ}}{(1 + FAR)C_{p_g}}$$

#### Perte de charge :

Les données nécessaires pour le calcul des pertes de charge dans la chaudière de récupération sont regroupées dans le tableau suivant [31] :

Pour le nombre de rangée, il a été calculé à partir de la surface qui est déterminé par la méthode de  $\Delta TLM$ .

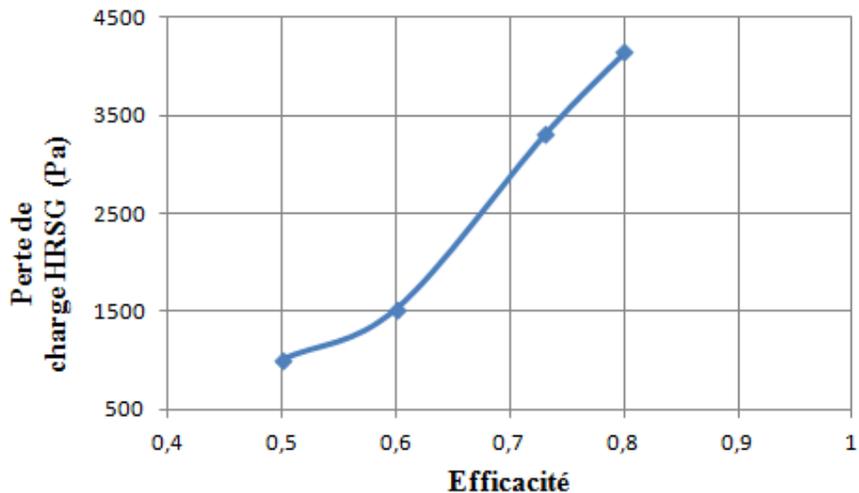
**Tableau 7 :** Données pour le calcul de perte de charge [31].

Nt	ECLP	10
	EVLP	10
	SHLP	10
	ECIP	10
	EVIP	10
	SHIP	10
	ECHP	10
	EVHP	10
	SHHP	10
	$e_t ; e_l$	(m)
ECLP		0.1278 ; 0.1189
EVLP		0.0853 ; 0.0643
SHLP		0.1046 ; 0.1524
ECIP		0.1278 ; 0.1189
EVIP		0.0853 ; 0.0643
SHIP		0.1046 ; 0.1524
ECHP		0.0965 ; 0.1026

		EVHP	0.1278 ; 0.0785
		SHHP	0.1110 ; 0.1466
$d_0 ; d_i$	(m)	ECLP	0.06033 ; 0.05250
		EVLP	0.04216 ; 0.03505
		SHLP	0.06033 ; 0.05250
		ECIP	0.06033 ; 0.05250
		EVIP	0.04216 ; 0.03505
		SHIP	0.06033 ; 0.05250
		ECHP	0.04216 ; 0.03505
		EVHP	0.04216 ; 0.03505
		SHHP	0.06033 ; 0.05250
		$l_f ; e_f$	(m)
EVLP	9.520e-3 ; 2.667e-03		
SHLP	9.525e-3 ; 1.270e-03		
ECIP	2.540e-2 ; 1.524e-03		
EVIP	9.520e-3 ; 2.667e-03		
SHIP	9.525e-3 ; 1.270e-03		
ECHP	1.588e-2 ; 1.524e-03		
EVHP	9.520e-3 ; 2.667e-03		
SHHP	1.905e-3 ; 2.667e-03		
$f_n$	1/m		
		EVLP	78.7402
		SHLP	177.1654
		ECIP	177.1654
		EVIP	78.7402
		SHIP	177.1654
		ECHP	177.1654
		EVHP	177.1654
		SHHP	177.1654

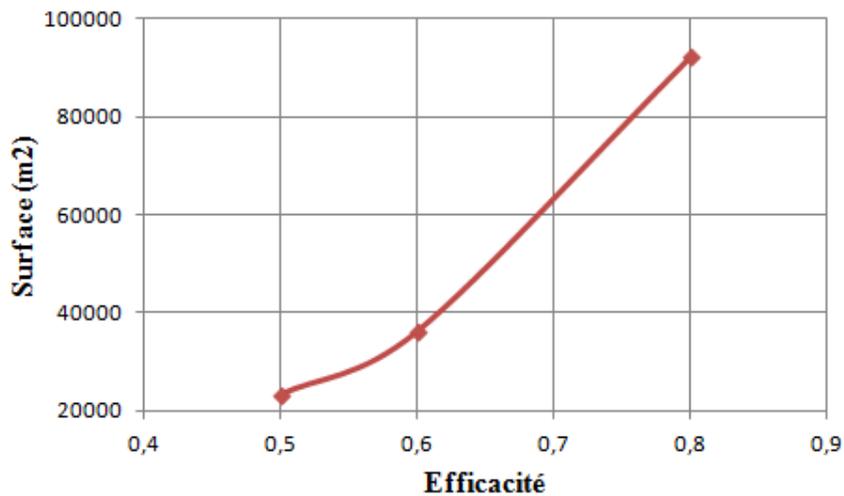
#### IV.4.2 Optimisation de l'efficacité

Lorsqu'on varie l'efficacité, les résultats obtenus pour la perte de charge totale du HRSG sont comme suit.



**Figure IV.2 :** *Evolution de la perte de charge avec l'efficacité.*

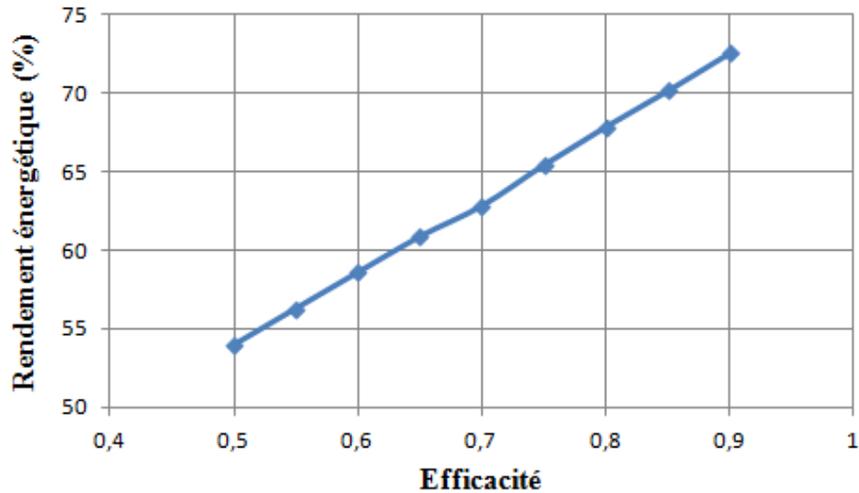
On note que la perte de charge augmente avec l'efficacité, avec une allure relativement différente, après une efficacité de 0.6, la perte de charge varie presque exponentiellement avec l'efficacité. Cette augmentation de perte de charge est due à l'augmentation de la surface d'échange (voir figure IV.3), qui augmente aussi avec l'efficacité, afin de maximiser les transferts thermiques entre les gaz chauds et l'eau.



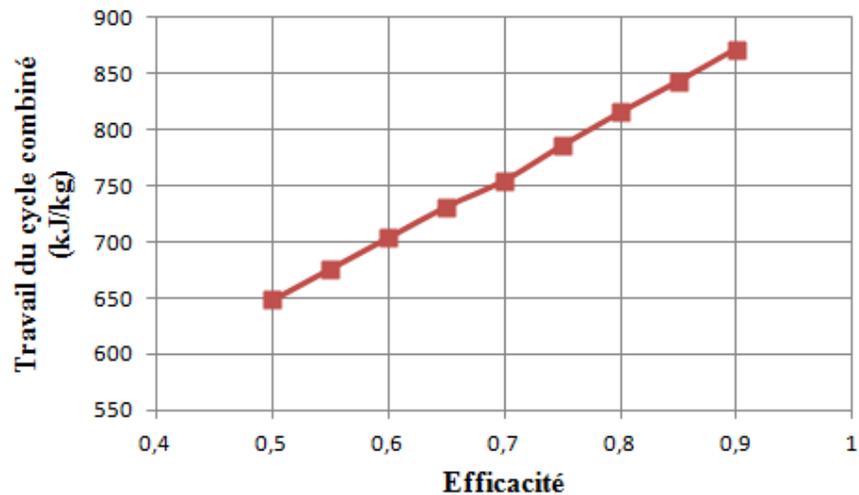
**Figure IV.3 :** *Evolution de la surface avec l'efficacité.*

On peut dire alors, que pour une surface d'échange importante, on aura, en contre partie une perte de charge significative.

Afin de percevoir l'influence de l'efficacité sur les performances du cycle combiné, on a tracé le rendement global et le travail en fonction de l'efficacité. On a obtenu les graphes suivants :



(a)



(b)

**Figure IV.4 :** Evolution du rendement (a), et travail net (b) avec l'efficacité.

D'après cette courbe, on constate que et le travail net et le rendement augmentent avec l'efficacité. On peut dire du premier lieu, il vaut mieux avoir une efficacité élevée, afin d'obtenir les meilleures performances.

Pour pouvoir choisir l'efficacité et l'optimiser du point de vue, minimiser les pertes de charge pour un rendement et travail net meilleurs, ainsi la faisabilité de la réalisation qu'il faut prendre en considération surtout du point de vue économique et coût d'installation.

#### IV.5 Validation du modèle

Pour concrétiser les résultats obtenus, une validation du modèle avec des données prises au début est impérative. Le tableau suivant résume les résultats actuels et ceux de Srinivas et al. [31] obtenus.

**Tableau 8 : Validation des résultats**

Paramètres	Résultats Srinivas	Résultats simulation	Ecart (%)
B	12	12	-
$m_g$ (kg/s)	650	-	-
$m_f$ (kg/s)	13,1	-	-
FAR (%)	2,05	2,7	24,07
$T_4$ (K)	886	824,5	6,94
$\eta_{CC}$ (%)	58,3	58,64	0,57

La valeur du rendement à valider est obtenue pour une efficacité de 0,63 qui sera la valeur prise le long de la simulation.

#### IV.6 Détermination des performances du cycle

##### Turbine à gaz

On recalcule le travail et le rendement après l'introduction de la perte de charge.

$$P_{4BIS} = P_{amb} + \Delta P_{HRSG}$$

$$W_{GTbis} = (1 + FAR)(h_{gs} - h_{g4bis})$$

$$W_{GTBIS} = 368,386 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{GT} = \frac{W_{GTbis}}{Q_{comb}}$$

$$\eta_{GT} = 0.3125$$

##### Turbine à Vapeur

$$x = \frac{S_{V11} - S_{L2}}{S_{V2} - S_{L2}}$$

$$x_{ST} = 0.793$$

$$h_{ST} = x h_{V2} + (1 - x) h_{L2}$$

---

$$W_{ST} = SAR_{HP}h_{V11} + SAR_{IP}h_{V8} + SAR_{LP}h_{V8} - SAR_{tot}h_{ST}$$

$$W_{ST} = 352,16 \text{ kJ/kg}$$

### Cycle combiné

$$W_{CC} = W_{GT} + W_{ST}$$

$$W_{CC} = 720,647 \text{ kJ/kg}$$

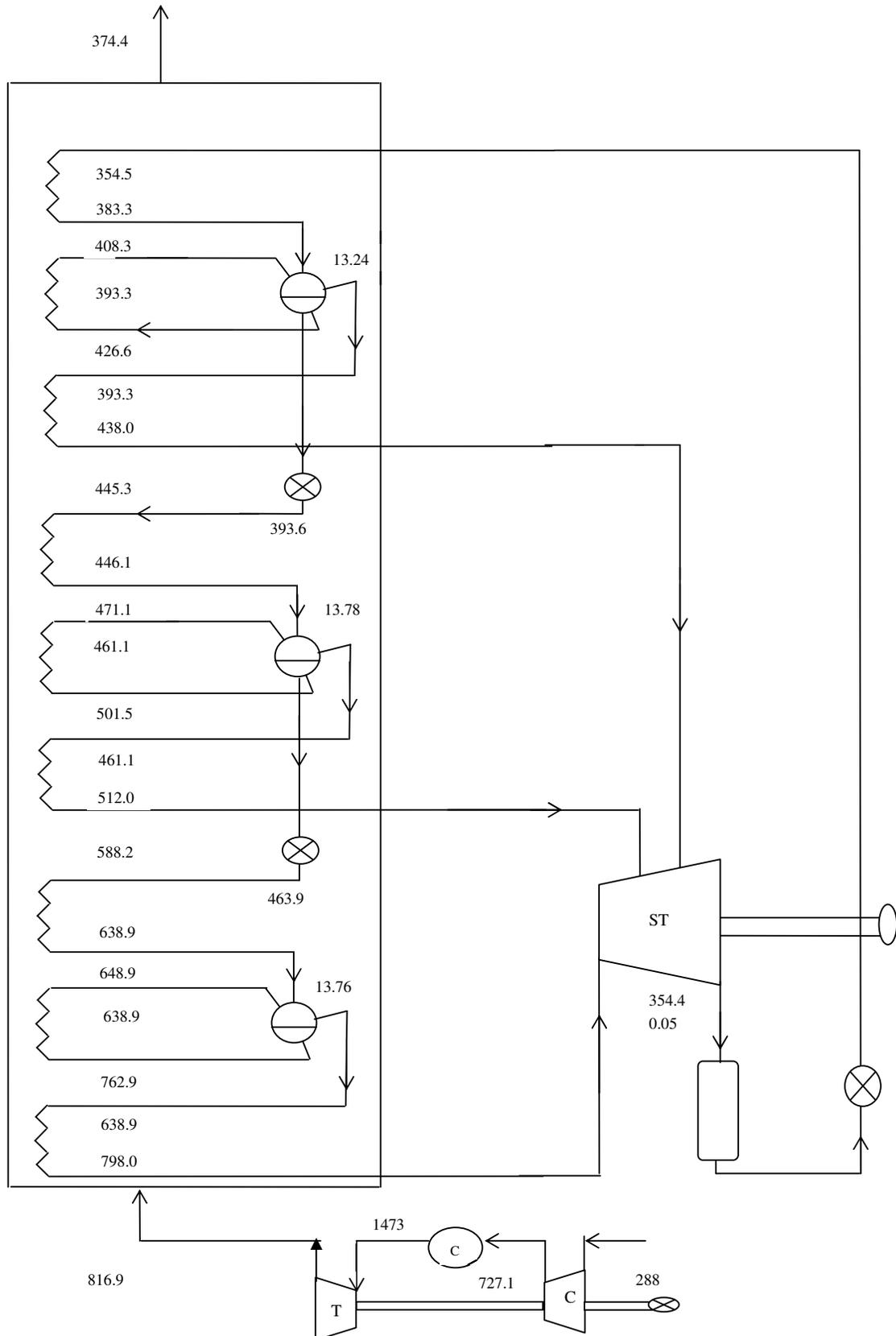
$$\eta_{CC} = W_{CC} / (Q_{comb} + H_{pompe})$$

$$\eta_{CC} = 0.5997$$

$$\text{et } H_{pompe} = 22,620 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta P_{HRSG} = 1972,44 \text{ Pa}$$

Les résultats de simulation du cycle combiné sont illustrés dans le schéma suivant. Les températures sont en Kelvin et le SAR en pourcentage.



**Figure IV.5 :** Résultats de simulation du cycle combiné.

---

## IV.7 Exploitation des résultats

### Effet du rapport de compression

Le rapport de compression influe fermement sur les performances de l'installation thermique. Comme pour le cycle simple, on a représenté le travail et le rendement pour différentes valeurs du rapport de compression. La figure IV.1 donne l'allure pour la TG et cycle combiné dont le rendement et le travail sont altérés par les pertes de charge dans la chaudière.

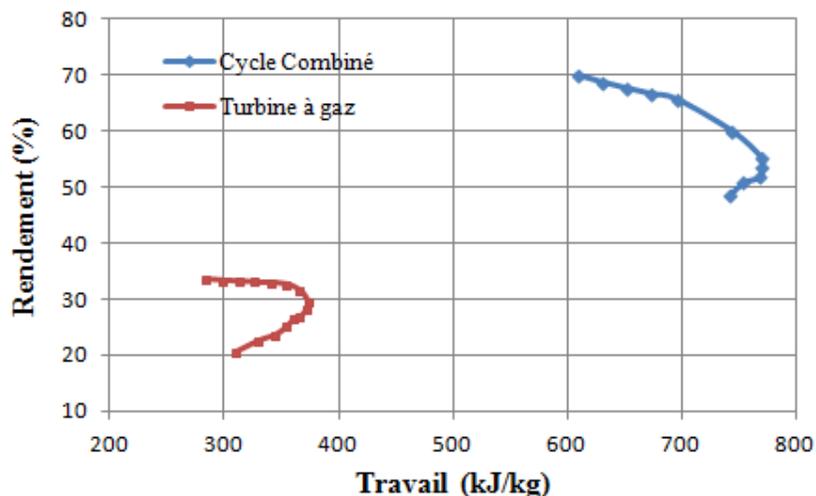
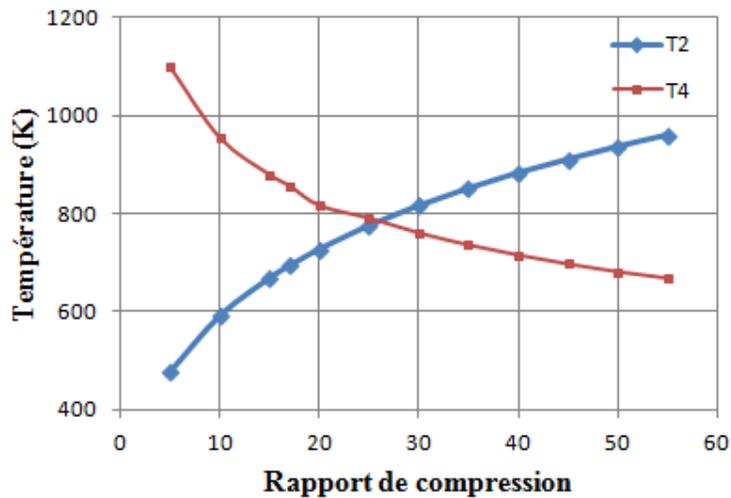


Figure IV.6 : Performance du Cycle combiné et de la turbine à gaz.

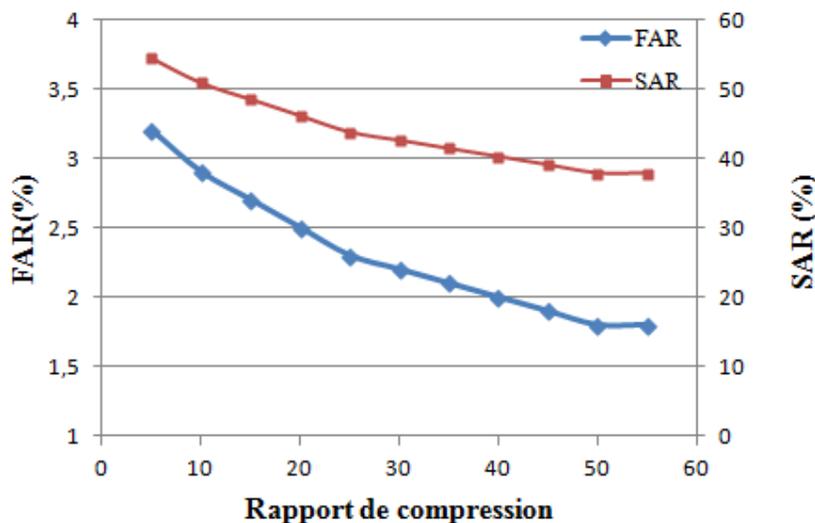
On constate que l'optimum du rendement pour le cycle simple de turbine à gaz reste inchangé, on note un rendement de 31,47 % pour un taux proche de 20, quant au cycle combiné le rapport de compression correspondant au travail maximal de 772, 552 kJ/kg est de 12, par contre pour, on note un taux de 20 pour un de compromis, d'ailleurs c'est la valeur pour laquelle le programme a été validé.

On a tracé aussi l'évolution des températures de sortie du compresseur et de la turbine en fonction du rapport de compression. Comme le montre la figure ci-dessous, la température d'entrée de la chambre de combustion augmente avec l'augmentation du rapport de compression. Par contre, la température de sortie de la turbine diminue, et cela est dû à l'augmentation du rendement du cycle TG. Pour le rapport de compression de 20, on constate que  $T_2$  est inférieur à  $T_4$ , ce sont les paramètres pour un rendement optimal. Cela permet de surchauffer favorablement la vapeur d'eau dans la chaudière du fait de l'augmentation du transfert thermique (gradient de température maximal).



**Figure IV.7 :** Effet du rapport de compression sur  $T_2$  et  $T_4$ .

Aussi on a voulu voir l'influence du rapport de compression sur le rapport FAR. On voit que le FAR diminue avec l'augmentation du rapport de compression, cela s'explique par l'augmentation de la température entrée chambre de combustion ( $T_2$ ) qui engendre une diminution de l'énergie à fournir à la chambre de combustion. Ce qui mène à l'amélioration du rendement énergétique de l'installation. Pour un rapport de compression de 20, on note un FAR de 2,5 %.

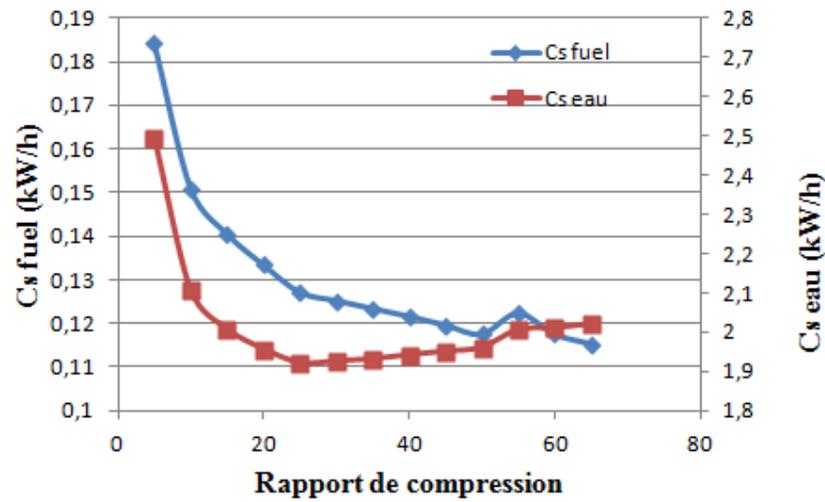


**Figure IV.8 :** Effet du rapport de compression sur le rapport fuel et vapeur/air.

De même le SAR dans la chaudière diminue avec le rapport de compression, cela est dû, qu'avec le rapport de compression la température de sortie de la turbine diminue (voir figure IV.7), ce qui engendre une diminution du gradient de température entre le gaz chaud et la

---

vapeur relativement froide, et le débit d'eau à chauffer diminue, ce qui traduit l'allure de la courbe SAR =f( $\beta$ ), de la figure précédente.



**Figure IV.9 :** Effet du rapport de compression sur la consommation spécifique du carburant et de l'eau.

L'augmentation du rapport de compression fait diminuer la consommation spécifique du carburant jusqu'à une valeur de 30 où cette diminution est sensiblement faible de 0,12 à 0,11 kW/h, cela s'explique que le rapport de compression fait augmenter la température d'entrée chambre de combustion (voir IV.7) et donc la consommation d'énergie diminue. Par contre la consommation d'eau marque un optimum pour un rapport de compression de 25. L'augmentation après cette valeur du rapport est relativement faible, cela est dû qu'à une certaine valeur du rapport de compression où la température d'entrée chaudière diminue n'interfère pas dans la consommation de l'eau.

La figure suivante nous renseigne sur l'influence du rapport de compression sur le rendement global du cycle. Comme pour le cycle simple de la TG, le rendement augmente avec l'augmentation du rapport de compression, qui est dû à l'augmentation des températures d'entrée de la chaudière (coté gaz). Ce qui favorise l'augmentation du rendement du cycle vapeur, qui ne sera qu'une valeur ajoutée au cycle combiné.

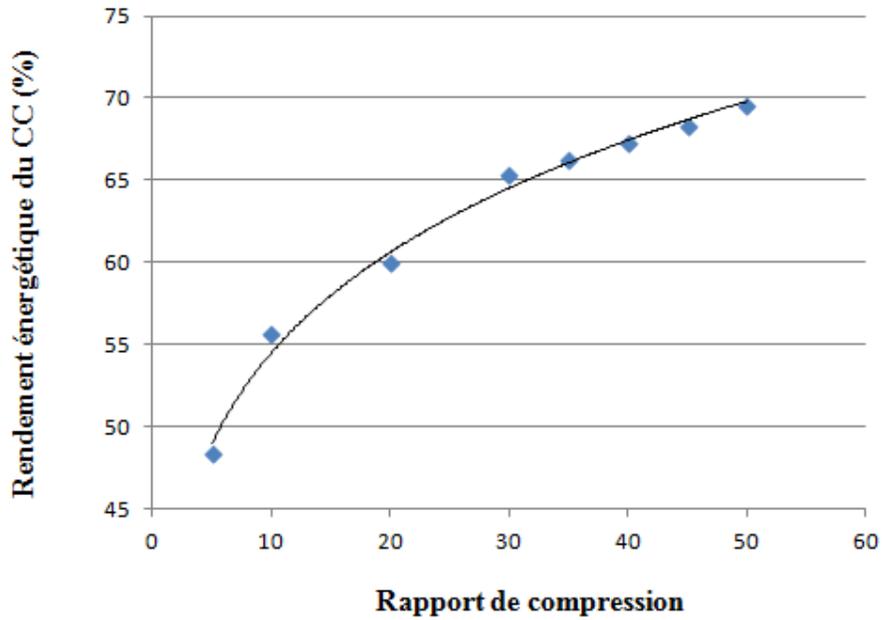
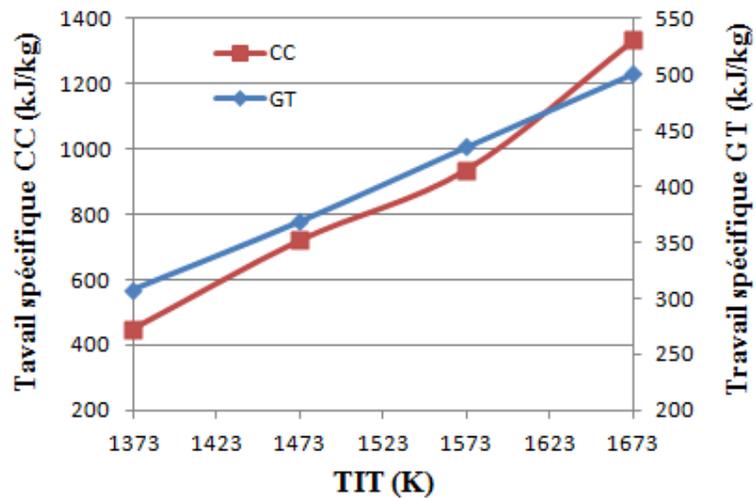


Figure IV.10 : Effet du rapport de compression sur le rendement global du cycle.

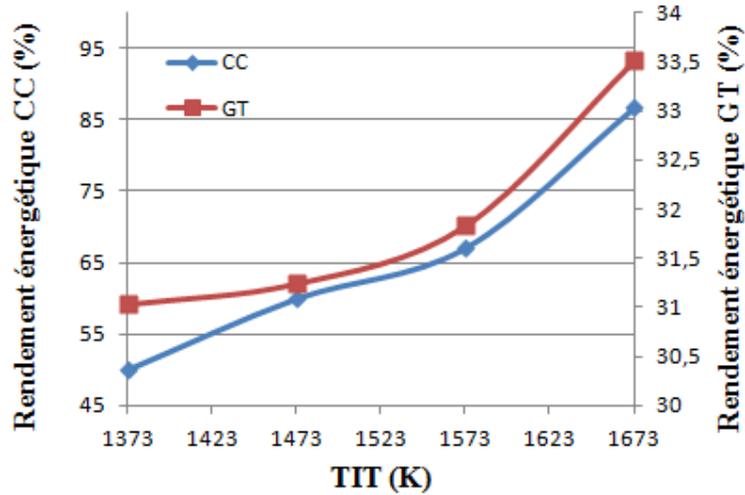
#### Effet de la variation de la température d'entrée turbine

On a varié la température d'entrée turbine TIT à plusieurs valeurs afin de distinguer son influence sur les performances du cycle. Le rapport de compression étant maintenu à 20.

La courbe suivante nous donne l'allure du travail spécifique ainsi le rendement pour le cycle turbine à gaz et cycle combiné pour différentes valeurs de TIT.



(a)



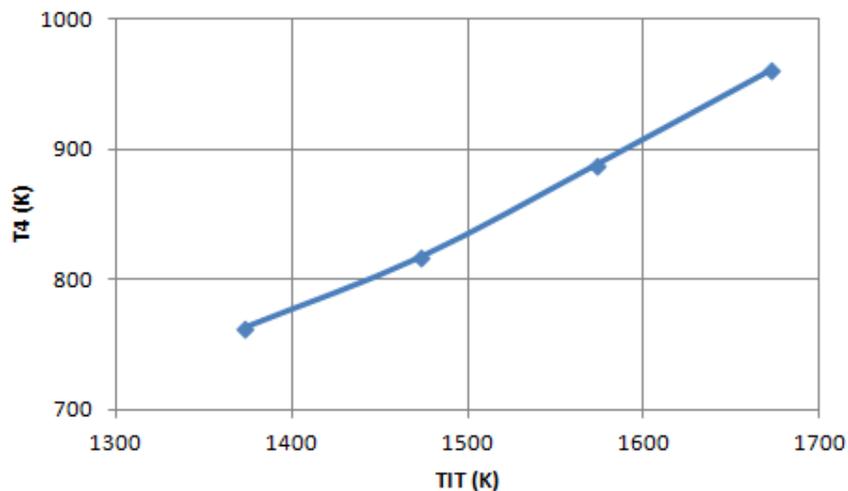
(b)

**Figure IV.11 :** Effet de TIT sur le travail spécifique (a) et rendements (b) (TG et CC).

L'allure des courbes est identiques, à mesure que TIT augmente la différence d'enthalpie à travers la TG augmente, ainsi on a le travail spécifique qui accroît. Ce qui résulte en une augmentation du rendement.

D'après la figure, on distingue que la pente de variation du travail pour le cycle combiné est plus importante que celle de la turbine à gaz, puisque l'évolution n'est pas linéaire on a pris deux points successifs pour le calcul et comparer entre la TG et CC, cela s'explique que le travail de la turbine à vapeur augmente à rapidement par rapport à celui de la TG qui est dû à la différence du fluide moteur.

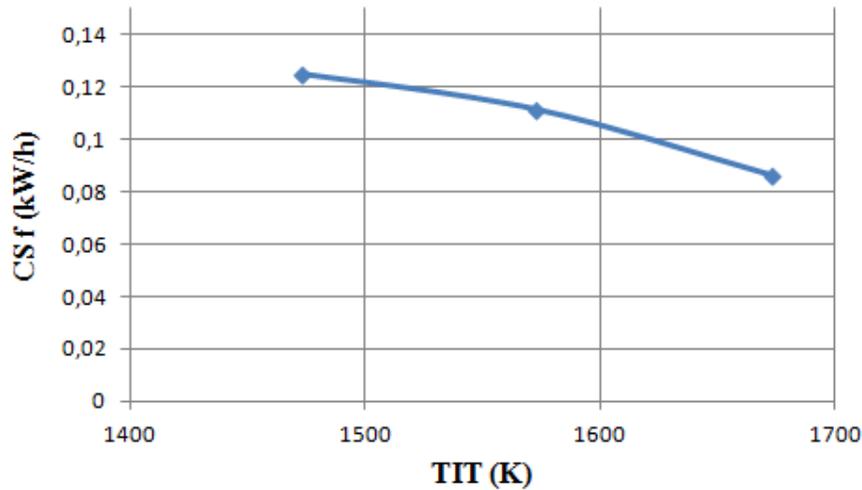
La figure suivante donne l'effet de la température d'entrée de la turbine sur sa température de sortie de la TG. Plus la TIT augmente plus la température de sortie sera importante, ce qui signifie l'augmentation de la différence d'enthalpie dans la turbine.



**Figure IV.12 :** Effet de TIT sur T4.

---

Du point de vue économique, et afin de minimiser l'apport énergétique à la chambre de combustion, on trace la variation de la consommation spécifique du fuel en fonction de TIT.



**Figure IV.13 :** Effet de TIT sur la consommation spécifique du fuel.

Comme le montre la courbe, la consommation spécifique du fuel diminue avec l'augmentation de TIT, comme le pourcentage d'excès d'air dans la chambre de combustion des turbines à gaz est très élevé, la variation de la consommation de carburant n'affecte pas le taux air-carburant de manière significative. Aussi comme la consommation de carburant est directement dépendante de la valeur de TIT, il a été sélectionné comme l'un des paramètres à faire varier pour étudier les performances du cycle.

#### **IV.8 Injection de la vapeur dans le compresseur**

L'injection de la vapeur (ou de l'eau saturée) dans le compresseur est l'un des moyens pour l'amélioration des performances du cycle combiné. Dans ce cas, la provenance de cette vapeur n'est d'autre que celle produite par la chaudière de récupération.

Pour choisir les paramètres de cette vapeur, il faut s'assurer qu'elle diminue le travail du compresseur et donc augmente le rendement.

D'après les résultats de la simulation, on a choisi la vapeur provenant du niveau intermédiaire de pression, du fait que les paramètres température et pression s'accorde avec le travail du compresseur. Autrement dit, la température de la vapeur qui sera injectée est inférieure à celle qui réside dans le compresseur, afin de pouvoir diminuer le travail de ce dernier.

Pour la suite de simulation, on a maintenue le rapport de compression et température d'entrée de la turbine identique par rapport au premier cas, autrement dit 20 et 1473 K respectivement.

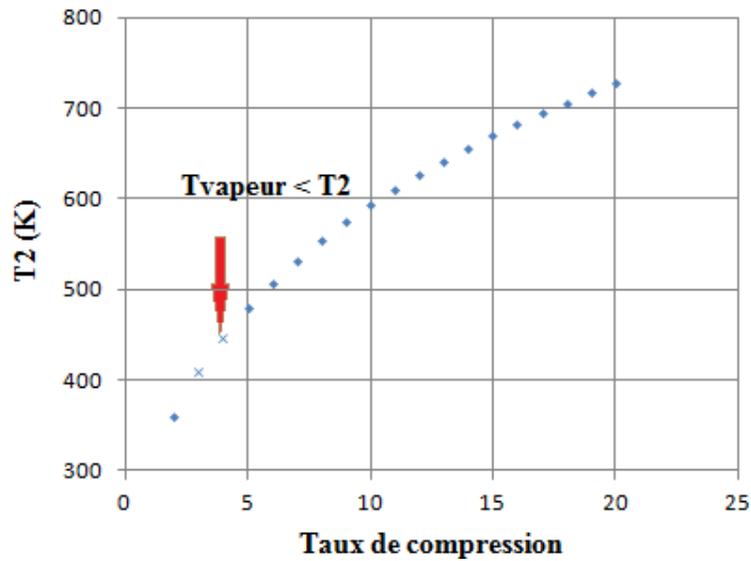


Figure IV.14 : Injection de vapeur dans le compresseur.

#### IV.8.1 Bilan dans le compresseur

On définit SS comme étant le rapport de vapeur injectée par rapport à l'air admis.

$$H_a(T_1) + SS H_v(T_v, P_v) = H_a + SS H_v(T_2)$$

$$\text{Avec } SS = m_{\text{vapeur}}/m_{\text{air}}$$

Donc  $T_2$  est déterminée par itérations successives

$$\begin{aligned} \text{Avec : } T_v &= 416 \text{ K} \\ P_v &= 1.2 \text{ MPa} \\ SS &= 0.05 \end{aligned}$$

Les résultats obtenus sont :

$$T_2 = 620 \text{ K}$$

$$W_C = W_{C1} + W_{C2}$$

Avec :

$$W_{C1} = h_a(T_v) - h_a(T_1)$$

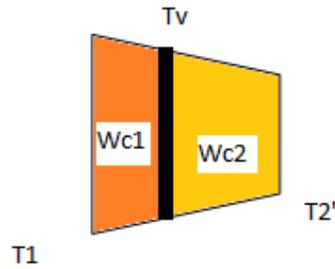
$$W_{C2} = (1 + SS) [h_a(T_2) - h_a(T_v)]$$

$$W_{C1} = 129.044 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{C2} = 221.403 \text{ kJ/kg}$$

Et :

$$W_C = 353.98 \text{ kJ/kg}$$



### Influence de l'efficacité de récupération

Afin de distinguer l'effet de l'efficacité d'échange thermique sur les performances du cycle, on a varié l'efficacité et tracé le travail spécifique et le rendement. On obtiens les graphes suivants.

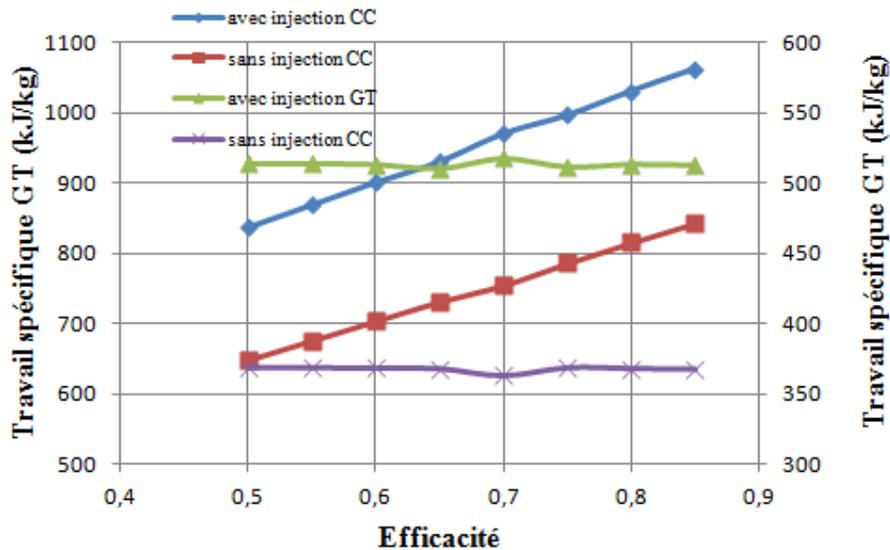


Figure IV.15 : Influence de l'efficacité du HRSG sur le travail spécifique (GT et CC).

On voit que le travail spécifique pour le cycle combiné augmente linéairement avec l'efficacité, et il est nettement plus élevé dans le cas d'injection de vapeur. Cela est dû du fait de la présence de la vapeur, qui d'un coté diminue le travail du compresseur d'une part et de l'autre part augmente le débit du fluide moteur. D'ailleurs cela apparait dans le cycle simple de la TG, où le travail est nettement supérieur dans le cas de l'injection de vapeur par rapport au cycle sans injection.

On remarque aussi que le travail de la TG diminue légèrement en fonction de l'efficacité, cela est normal du fait que l'échange thermique interfère avec la turbine à vapeur, et la diminution est due à l'augmentation de la perte de charge avec l'efficacité.

Comme pour le travail spécifique, on a tracé l'évolution du rendement énergétique avec l'efficacité. L'allure des courbes ressemble à celles obtenues pour le travail spécifique. Cela s'explique que le rendement du cycle combiné ou simple augmente dans le cas d'injection de vapeur puisque le travail spécifique augmente.

Cependant la chaleur fournie à la chambre de combustion augmente pour atteindre 1320,413 kJ/kg, cette augmentation s'explique par la diminution de la température d'entrée de l'air comprimé, il faut donc fournir plus d'énergie pour atteindre la température de 1473 k.

Le rendement augmente avec l'augmentation de l'efficacité dans le cas du cycle combiné, quant à la TG, le rendement diminue légèrement, du fait que l'efficacité n'altère pas directement le rendement de la TG, mais elle fait croître le rendement total. La figure IV.15 donne la variation du rendement en fonction de l'efficacité.

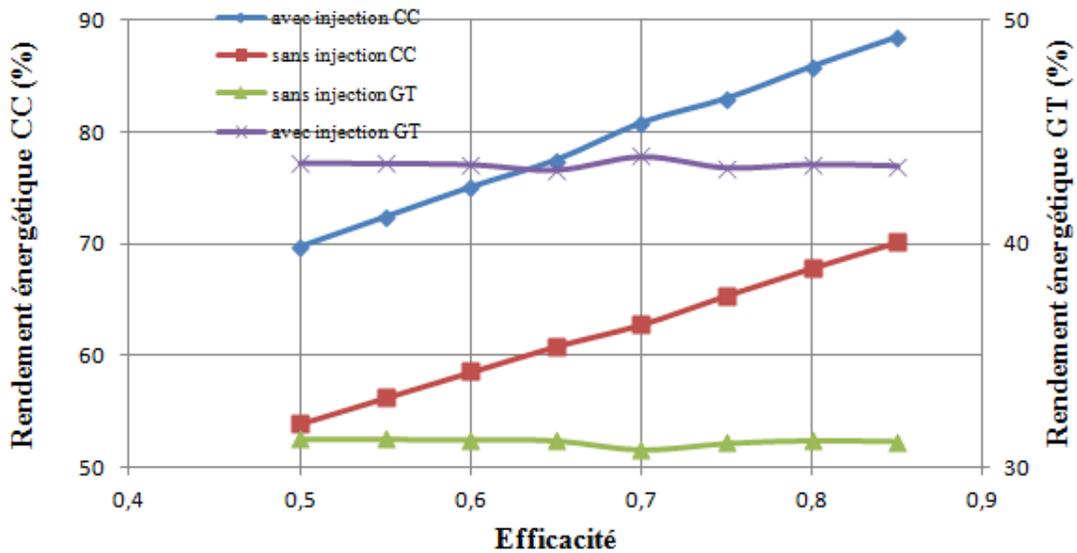


Figure IV.16 : Influence de l'efficacité du HRSG sur le rendement (TG et CC).

L'injection de vapeur est faite sur une installation où les paramètres thermodynamique et de conception sont prédéfinis, on a donc pris les mêmes paramètres de conception afin de pouvoir distinguer l'effet de l'injection de vapeur dans le compresseur.

Le tableau suivant compare ces performances pour une efficacité de 0.63.

**Tableau 9** : Comparaison des performances entre cycle avec et sans injection de vapeur.

Paramètres	Sans injection	Avec injection
$W_{\text{comp}}$ (kJ/kg)	461.252	353.987
$W_{\text{GT}}$ (kJ/kg)	368.386	500.648
$\eta_{\text{GT}}$	0.3125	0.3792
$W_{\text{CC}}$ (kJ/kg)	920.043	945.68
$\eta_{\text{CC}}$	0.5997	0.7041

On constate d'après ces résultats, qu'avec la même valeur de l'efficacité, on a amélioré les performances (rendement et travail spécifique) du cycle combiné.

L'augmentation de travail spécifique est relativement légère, elle est de 2.71 %, par contre le rendement est nettement amélioré, on enregistre une augmentation de 14.83 %.

On peut donc conclure aisément que l'injection de la vapeur soutirée de la chaudière récupératrice à mener à l'augmentation des performances du cycle combiné.

### Comparaison des résultats obtenus

Afin de situer ces résultats, on les a comparés avec les résultats de cycles modifiés. Le tableau suivant résume les résultats trouvés. Généralement les cycles modifiés sont ceux de la TG. Pour cela la comparaison se limitera pour les résultats de celle-ci.

**Tableau 10** : Comparaison entre présent résultat et celui des cycles modifiés.

	Avec injection	RSTIG 1 [14]	RSTIG 2 [14]	RWI [1]	Injection de brume [16]
$\beta$	20	12	7	TIT = 1500°C	SS=9 %
$\eta$ (%)	37,92	40,7	42,7	52	51,5
W (kJ/kg)	500,648	385,4	320,6	-	-

On remarque que l'injection de vapeur dans le compresseur donne de meilleurs résultats par rapport à l'injection dans la chambre de combustion du point de vue travail spécifique, cela s'explique que dans le premier cas, ça permet la diminution du travail du compresseur.

Par contre pour les cycles RWI et injection de brume, les résultats trouvés montrent un écart relativement élevé. Cela peut s'expliquer par la différence des paramètres thermodynamiques, comme TIT et SS différents.

---

## **Conclusion**

Dans ce chapitre, on a présenté les différents résultats de la simulation du cycle combiné avec la cogénération. Les calculs sont rapportés au débit d'air admis initialement dans le compresseur, ce qui nous permet de garder les proportionnalités des grandeurs.

Les modèles utilisés pour chaque partie du cycle, nous ont permis de calculer les paramètres thermodynamiques pour les organes de la TG et le cycle combiné.

La détermination de l'efficacité était impérative pour la validation de tout le modèle thermodynamique adopté. Elle est importante pour fixer les paramètres du cycle et répondre à l'équation d'avoir les meilleures performances à un coût relativement réduit.

Pour améliorer encore ces performances, on a injecté la vapeur (eau saturée) provenant de la chaudière de récupération, qui ne nécessite pas d'autres installations, autrement dit, réduire le coût.

On a varié le taux de compression afin de distinguer son effet sur les paramètres thermodynamiques du cycle influençant les performances du cycle.

Aussi on a vu que la variation de la température d'entrée turbine influe directement sur le rendement et le travail du cycle.

Enfin on a vu que l'injection de la vapeur dans le compresseur permet d'augmenter les performances du cycle de 2.71 % pour le travail et de 14.83 % pour le rendement global.

Ces résultats sont acceptables et dans de bonnes marges comparés par rapport à d'autres modifications apportées dans la TG.

---

## CONCLUSION GENERALE

Pour améliorer d'avantages les performances des installations thermiques, plusieurs modifications ont été proposées par les constructeurs. Ce travail présente l'étude d'un cycle combiné en cogénération rentre dans la cadre de cette. Cette installation est importante, du point de vue cout d'investissement et aussi la surface d'occupation. Pour améliorer d'avantages les performances des installations thermiques, plusieurs modifications ont été proposées.

D'après la synthèse de quelques travaux existants, l'injection de la vapeur dans le compresseur ou bien dans la chambre de combustion, permet d'augmenter les performances des Tg simples. D'autres améliorations pour ces installations de base utilisent la turbine à air humide, qui nécessite une tour d'humidification.

Dans cette mesure étude, la simulation du cycle simple ou combiné par des modèles thermodynamiques a donné des résultats acceptables.

On a travaillé avec le rapport de compression de 20 a été retenu comme valeur pratique, qui correspond à un rendement et travail spécifique compromis.

Quant à la chaudière de récupération, on a étudié l'influence de l'efficacité des échangeurs sur les différents paramètres du cycle simple et combiné, on a vu que le travail spécifique, le rendement, et la perte de charge, augmentent avec l'efficacité d'échange thermique. Le choix de cette dernière ( $\epsilon = 0.63$ ) correspondait à la validation du modèle où un écart minime était enregistré.

On a varié le rapport de compression pour voir son influence sur les paramètres du cycle. L'augmentation du rapport de compression fait croitre le rendement et la température sortie compresseur.

L'effet de TIT sur les performances du cycle a été aussi étudié. Le rendement augmente avec TIT.

La consommation spécifique du carburant est directement lié au rapport de compression et TIT.

Plusieurs configurations ont été étudiées par les auteurs et qui utilisent l'injection soit de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion ou bien le compresseur. Les résultats publiés diffèrent selon le besoin recherché et les conditions environnementales. A partir de cette recherche sur l'amélioration des performances de la cogénération, on a pensé à l'injection de la vapeur dans le compresseur et faire un soutirage de la chaudière de récupération. Donc du point de vue économique, elle ne sera pas couteuse, et les performances obtenues sont très satisfaisantes. D'ailleurs on a pu améliorer ces performances où on a noté une augmentation du travail spécifique de 2.71 %, et de 14. 83 % pour le rendement global.

La comparaison avec les performances améliorées, suite aux différentes modifications du cycle, a donné des résultats acceptables, seulement cette comparaison était limitée juste pour la turbine à gaz, du fait que ces modifications ont été portées sur le cycle de la turbine à gaz.

A terme de ce mémoire, on peut dire que les résultats obtenus dans les améliorations apportées pour le cycle combiné sont intéressants, cependant ils restent à être consolidé par d'autres travaux, ultérieurement. L'injection de la vapeur dans la chambre de combustion pour le cycle combiné sera aussi considérée afin de comparer avec la présente configuration.

---

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Rakesh K. Bhargava, Michele Bianchi, Stefano Campanari, Andrea de Pascale, Iorgio Negri di Montenegro and Antonio Peretto, "A parametric Thermodynamic Evaluation of High Performance Gas Turbine Based Power Cycles", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132 / 022001-1, 2010.
- [2] Siero. G, Papailiou. K.D, "gas turbine components optimized for use in hybrid SOFC-GT systems", Laboratory of Thermal Turbomachines, National Technical University of Athens, 2006.
- [3] Onovwiona. H.I, Ugursal. V.I, " Residential cogeneration systems: review of the current technology", Renewable and Sustainable Energy Reviews 10, 389–431, 2006.
- [4] Polyzakis A.L., Koroneos C., Xydis G., " Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant", Energy Conversion and Management 49 551-563, 2008.
- [5] Shin J.Y., Jeon Y.J., Maeng D.J., Kim J.S., Ro S.T., "Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant", Energy 27 1085-1098, 2002
- [6] Alessandro Franco, Claudio Casarosa, "On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants", Applied Thermal Engineering 22, 1501–1518, 2002.
- [7] Frank J. Brooks, "GE Gas Turbine Performance Characteristics", GE Power Systems Schenectady, NY, 2000.
- [8] Conklin J.C., Forsberg C.W., "Base-load and peak electricity from combined nuclear heat and fossil combined-cycle power plant", Oak Ridge Laboratory, 2000.
- [9] Robert W. Fisk, Robert L., VanHousen, "Cogeneration Application Considerations", GE Power Systems Schenectady, NY, GER-3430F.
- [10] Jean-Marie MONTEIL, "Centrale à cycle combiné composants potentiels", Technique de l'ingénieur TI- BE8906
- [11] Jean-Marie MONTEIL, "Centrale à cycle combiné théorie, performance, modularité", Technique de l'ingénieur TI -BE8905
- [12] Neil Petchers, "Combined heating, cooling & power handbook, Technologies & application: An integrated Approach to Energy Resource Optimization", Edition Fairmont Press, 2003.
- [13] Kousuke Nishida, Toshimi Takagi, Shinichi Kinoshita, "Regenerative steam-injection gas-turbine systems", Applied Energy 81 231–246, 2005.

- 
- [14] Mircea Cârdu, Malvina Baica., ” *Gas turbine installation with total water injection in the combustion chamber* ”, Energy Conversion and Management 43, 2002.
- [15] Alberto Traverso, Aristide F. Massardo, “thermoeconomic analysis of mixed gas-steam cycles” Applied Thermal Engineering, vol 22, 2002.
- [16] Kyoung Hoon Kim a, Horacio Perez-Blanco, “*Potential of regenerative gas-turbine systems with high fogging compression*”, Applied Energy 84, 16–28, 2007.
- [17] Kavanagh. R. M, Parks. G. T, “*A Systematic Comparison and Multi-Objective optimization of Humid Power cycles—Part I: hermodynamics*”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 131, 2009.
- [18] WALDYR L. R. GALLO, “*a comparison between the HAT cycle and other gas-turbine based cycles: efficiency, specific power and water consumption*”, Energy Convers. Mgmt Vol. 38, No. 15-17, 1997.
- [19] Liere, V., “*The TOPHAT turbine cycles*”, Modem Power System, pp. 35 – 37, 2001.
- [20] Christodoulou, M., Ferrugia, N., “*Inlet fog Boost advanced nozzles research project*”, Rolls Roys ple. Technical report, 2001.
- [21] Hidetoshi Kuroki, Shigeo Hatamiya, Takanori Shibata, Tomomi Koganezawa, Nobuaki Kizuka, Shinya Marushima, “*Development of Elemental Technologies for Advanced Humid Air Turbine System*”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 130 / 031701-1, 2008.
- [22] ChoonJae Ryu, David R. Tiffany, John F. Crittenden, William E. Lear, S. A. Sherif, “*Dynamic Modeling of a Novel Cooling, Heat, Power, and Water Microturbine Combined Cycle*”, ASME Journal of Energy Resources Technology Vol. 132 / 021006-1, 2010.
- [23] P.P. Waksh, P. Fletcher, “*Gas turbine performance*”, Blackwell edition, second edition, 2004.
- [24] WolfgangWagner, Hans-Joachim Kretzschmar., “*International Steam Tables Properties ofWater and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*”, second edition, springer edition, 2008.
- [25] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic, “*fundamentals of heat exchanger design*”, Wiley edition, 2003.
- [26] Fred Starr, “*Background to the design of HRSG systems and implications for CCGT plant cycling*”, European Technology Development OMMI (vol. 2, Issue 1) April 2003.
- [27] Marie-Noelle Dumont, “*Simulation et aide au dimensionnement des chaudières de résupération*”, these de Doctorat, University de liege, 2005.
-

- 
- [28] Jiménez-Espadafor Aguilar F, et al., ‘‘*Prediction of performance, energy saving, and increase in profitability of two gas turbine steam generator cogeneration plant, based on experimental data*’’, Energy (2011), doi: 10.1016/j. energy; 2010.12.049, 2011.
- [29] Sanjay, ‘‘ Investigation of effet of variation of cycle parameters on thermodynamic performance of gas-steam combined cycle’’, Elsevier, 2010.
- [30] T. Srinivas, Gupta and B V Reddy, ‘‘ thermodynamic modeling and optimization of multi-pressure heat recovery steam generator in combined power cycle’’, Journal of Scientific & industriel research, vol 67, 2008.
- [31] Juan I. Manassaldi, Sergio F. Mussati, Nicolas J. Scenna, ‘‘Optimal synthesis and design of heat recovery generation (HRSG) via mathematical programming’’, Energy 2010. 10.017, 2010.

---

# **ANNEXE**

---

## ANNEXE

- Formule pour le calcul du Cp de l'air et des gaz de combustion

$$C_p = A_0 + A_1 * TZ + A_2 * TZ^2 + A_3 * TZ^3 + A_4 * TZ^4 + A_5 * TZ^5 + A_6 * TZ^6 + A_7 * TZ^7 + A_8 * TZ^8$$

- Formules pour le calcul des enthalpies des gaz de combustion

$$H = A_0 * TZ + A_1/2 * TZ^2 + A_2/3 * TZ^3 + A_3/4 * TZ^4 + A_4/5 * TZ^5 + A_5/6 * TZ^6 + A_6/7 * TZ^7 + A_7/8 * TZ^8 + A_8/9 * TZ^9 + A(9)$$

Avec  $TZ = TS/1000$  et les valeurs de  $A(i)$  sont donnée dans le tableau suivant :

	Dry air	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
A0	0.992313	1.006450	1.075132	0.408089	1.937043
A1	0.236688	-1.047869	-0.252297	2.027201	-0.967916
A2	-1.852148	3.729558	0.341859	-2.405549	3.338905
A3	6.083152	-4.934172	0.523944	2.039166	-3.652122
A4	-8.893933	3.284147	-0.888984	-1.163088	2.332470
A5	7.097112	-1.095203	0.442621	0.381364	-0.819451
A6	-3.234725	0.145737	-0.074788	-0.052763	0.118783
A7	0.794571	—	—	—	—
A8	-0.081873	—	—	—	—
A9	0.422178	0.369790	0.443041	0.366740	2.860773
A10	0.001053	0.000491	0.0012622	0.001736	-0.000219

Formules pour le calcul des propriétés de l'eau liquide

$$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi \gamma_\pi \quad , \quad \frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau \quad , \quad \frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau \gamma_\tau - \gamma$$

$$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau}$$

Avec

$$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_{\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1}$$

$$\gamma_{\pi} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 1.222)^{J_i - 2}$$

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	0	-2	0.146 329 712 131 67	18	2	3	-0.441 418 453 308 46 × 10 <sup>-5</sup>
2	0	-1	-0.845 481 871 691 14	19	2	17	-0.726 949 962 975 94 × 10 <sup>-15</sup>
3	0	0	-0.375 636 036 720 40 × 10 <sup>1</sup>	20	3	-4	-0.316 796 448 450 54 × 10 <sup>-4</sup>
4	0	1	0.338 551 691 683 85 × 10 <sup>1</sup>	21	3	0	-0.282 707 979 853 12 × 10 <sup>-5</sup>
5	0	2	-0.957 919 633 878 72	22	3	6	-0.852 051 281 201 03 × 10 <sup>-9</sup>
6	0	3	0.157 720 385 132 28	23	4	-5	-0.224 252 819 080 00 × 10 <sup>-5</sup>
7	0	4	-0.166 164 171 995 01 × 10 <sup>-1</sup>	24	4	-2	-0.651 712 228 956 01 × 10 <sup>-6</sup>
8	0	5	0.812 146 299 835 68 × 10 <sup>-3</sup>	25	4	10	-0.143 417 299 379 24 × 10 <sup>-12</sup>
9	1	-9	0.283 190 801 238 04 × 10 <sup>-3</sup>	26	5	-8	-0.405 169 968 601 17 × 10 <sup>-6</sup>
10	1	-7	-0.607 063 015 658 74 × 10 <sup>-3</sup>	27	8	-11	-0.127 343 017 416 41 × 10 <sup>-8</sup>
11	1	-1	-0.189 900 682 184 19 × 10 <sup>-1</sup>	28	8	-6	-0.174 248 712 306 34 × 10 <sup>-9</sup>
12	1	0	-0.325 297 487 705 05 × 10 <sup>-1</sup>	29	21	-29	-0.687 621 312 955 31 × 10 <sup>-18</sup>
13	1	1	-0.218 417 171 754 14 × 10 <sup>-1</sup>	30	23	-31	0.144 783 078 285 21 × 10 <sup>-19</sup>
14	1	3	-0.528 383 579 699 30 × 10 <sup>-4</sup>	31	29	-38	0.263 357 816 627 95 × 10 <sup>-22</sup>
15	2	-3	-0.471 843 210 732 67 × 10 <sup>-3</sup>	32	30	-39	-0.119 476 226 400 71 × 10 <sup>-22</sup>
16	2	0	-0.300 017 807 930 26 × 10 <sup>-3</sup>	33	31	-40	0.182 280 945 814 04 × 10 <sup>-23</sup>
17	2	1	0.476 613 939 069 87 × 10 <sup>-4</sup>	34	32	-41	-0.935 370 872 924 58 × 10 <sup>-25</sup>

Formules pour le calcul des propriétés de la vapeur d'eau

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_{\tau}^o + \gamma_{\tau}^r) \quad , \quad \frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau(\gamma_{\tau}^o + \gamma_{\tau}^r) - (\gamma^o + \gamma^r)$$

$$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2(\gamma_{\tau\tau}^o + \gamma_{\tau\tau}^r)$$

Avec :

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0}$$

$$\gamma_\tau^0 = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0 - 1}$$

$$\gamma_\pi^0 = \pi^{-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^0 = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0 - 2}$$

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0.5)^{J_i}$$

$$\gamma_\tau^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i - 1}$$

$$\gamma_\pi^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i - 1} (\tau - 0.5)^{J_i}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0.5)^{J_i - 2}$$

$i$	$J_i^0$	$n_i^0$	$i$	$J_i^0$	$n_i^0$
1	0	$-0.969\ 276\ 865\ 002\ 17 \times 10^{1\text{a}}$	6	-2	$0.142\ 408\ 191\ 714\ 44 \times 10^1$
2	1	$0.100\ 866\ 559\ 680\ 18 \times 10^{2\text{a}}$	7	-1	$-0.438\ 395\ 113\ 194\ 50 \times 10^1$
3	-5	$-0.560\ 879\ 112\ 830\ 20 \times 10^{-2}$	8	2	$-0.284\ 086\ 324\ 607\ 72$
4	-4	$0.714\ 527\ 380\ 814\ 55 \times 10^{-1}$	9	3	$0.212\ 684\ 637\ 533\ 07 \times 10^{-1}$
5	-3	$-0.407\ 104\ 982\ 239\ 28$			

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	1	0	$-0.177\ 317\ 424\ 732\ 13 \times 10^{-2}$	23	7	0	$-0.590\ 595\ 643\ 242\ 70 \times 10^{-17}$
2	1	1	$-0.178\ 348\ 622\ 923\ 58 \times 10^{-1}$	24	7	11	$-0.126\ 218\ 088\ 991\ 01 \times 10^{-5}$
3	1	2	$-0.459\ 960\ 136\ 963\ 65 \times 10^{-1}$	25	7	25	$-0.389\ 468\ 424\ 357\ 39 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.575\ 812\ 590\ 834\ 32 \times 10^{-1}$	26	8	8	$0.112\ 562\ 113\ 604\ 59 \times 10^{-10}$
5	1	6	$-0.503\ 252\ 787\ 279\ 30 \times 10^{-1}$	27	8	36	$-0.823\ 113\ 408\ 979\ 98 \times 10^1$
6	2	1	$-0.330\ 326\ 416\ 702\ 03 \times 10^{-4}$	28	9	13	$0.198\ 097\ 128\ 020\ 88 \times 10^{-7}$
7	2	2	$-0.189\ 489\ 875\ 163\ 15 \times 10^{-3}$	29	10	4	$0.104\ 069\ 652\ 101\ 74 \times 10^{-18}$
8	2	4	$-0.393\ 927\ 772\ 433\ 55 \times 10^{-2}$	30	10	10	$-0.102\ 347\ 470\ 959\ 29 \times 10^{-12}$
9	2	7	$-0.437\ 972\ 956\ 505\ 73 \times 10^{-1}$	31	10	14	$-0.100\ 181\ 793\ 795\ 11 \times 10^{-8}$
10	2	36	$-0.266\ 745\ 479\ 140\ 87 \times 10^{-4}$	32	16	29	$-0.808\ 829\ 086\ 469\ 85 \times 10^{-10}$
11	3	0	$0.204\ 817\ 376\ 923\ 09 \times 10^{-7}$	33	16	50	$0.106\ 930\ 318\ 794\ 09$
12	3	1	$0.438\ 706\ 672\ 844\ 35 \times 10^{-6}$	34	18	57	$-0.336\ 622\ 505\ 741\ 71$
13	3	3	$-0.322\ 776\ 772\ 385\ 70 \times 10^{-4}$	35	20	20	$0.891\ 858\ 453\ 554\ 21 \times 10^{-24}$
14	3	6	$-0.150\ 339\ 245\ 421\ 48 \times 10^{-2}$	36	20	35	$0.306\ 293\ 168\ 762\ 32 \times 10^{-12}$
15	3	35	$-0.406\ 682\ 535\ 626\ 49 \times 10^{-1}$	37	20	48	$-0.420\ 024\ 676\ 982\ 08 \times 10^{-5}$
16	4	1	$-0.788\ 473\ 095\ 593\ 67 \times 10^{-9}$	38	21	21	$-0.590\ 560\ 296\ 856\ 39 \times 10^{-25}$
17	4	2	$0.127\ 907\ 178\ 522\ 85 \times 10^{-7}$	39	22	53	$0.378\ 269\ 476\ 134\ 57 \times 10^{-5}$
18	4	3	$0.482\ 253\ 727\ 185\ 07 \times 10^{-6}$	40	23	39	$-0.127\ 686\ 089\ 346\ 81 \times 10^{-14}$
19	5	7	$0.229\ 220\ 763\ 376\ 61 \times 10^{-5}$	41	24	26	$0.730\ 876\ 105\ 950\ 61 \times 10^{-28}$
20	6	3	$-0.167\ 147\ 664\ 510\ 61 \times 10^{-10}$	42	24	40	$0.554\ 147\ 153\ 507\ 78 \times 10^{-16}$
21	6	16	$-0.211\ 714\ 723\ 213\ 55 \times 10^{-2}$	43	24	58	$-0.943\ 697\ 072\ 412\ 10 \times 10^{-6}$
22	6	35	$-0.238\ 957\ 419\ 341\ 04 \times 10^2$				

Formule pour le calcul de la température de saturation

$$\frac{T_s}{T^*} = \frac{n_{10} + D - \left[ (n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D) \right]^{0.5}}{2}$$

T<sub>s</sub> = température de saturation

T\* = 1 K

Avec :

$$D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{0.5}}$$

$$E = \beta^2 + n_3\beta + n_6$$

$$F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7$$

$$G = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8$$

<i>i</i>	<i>n<sub>i</sub></i>	<i>i</i>	<i>n<sub>i</sub></i>
1	0.116 705 214 527 67 × 10 <sup>4</sup>	6	0.149 151 086 135 30 × 10 <sup>2</sup>
2	-0.724 213 167 032 06 × 10 <sup>6</sup>	7	-0.482 326 573 615 91 × 10 <sup>4</sup>
3	-0.170 738 469 400 92 × 10 <sup>2</sup>	8	0.405 113 405 420 57 × 10 <sup>6</sup>
4	0.120 208 247 024 70 × 10 <sup>5</sup>	9	-0.238 555 575 678 49
5	-0.323 255 503 223 33 × 10 <sup>7</sup>	10	0.650 175 348 447 98 × 10 <sup>3</sup>

Valeur du coefficient global d'échange thermique

TABLE D.1  $U$  and  $C_{UA}(=C)$  Values for Shell-and-Tube Heat Exchangers<sup>a</sup>

$q/\Delta T$ (W/K)	Cold-Side Fluid	Parameter	Hot-Side Fluid									
			Low-Pressure Gas (< 1 bar)	Medium-Pressure Gas (20 bar)	High-Pressure Gas (150 bar)	Process Water	Low-Viscosity Organic Liquid	High-Viscosity Fluid	Condensing Steam	Condensing Hydrocarbon	Condensing Hydrocarbon with Inert Gas	
1,000	Low-pressure gas (< 1 bar)	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	55	93	120	102	99	63	107	100	86	
		$C/E$ (W/K)	5.70	5.02	5.51	4.93	4.96	5.50	4.87	4.95	5.11	
	Medium-pressure gas (20 bar)	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	93	300	350	429	375	120	530	388	240	
		$C/E$ (W/K)	5.02	4.18	4.81	4.03	4.09	4.76	3.95	4.07	4.28	
	High-pressure gas (150 bar)	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	120	350	400	600	450	200	600	400	300	
		$C/E$ (W/K)	5.51	4.81	6.25	4.56	4.38	5.50	4.56	4.82	4.81	
	Treated cooling water	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	105	484	600	938	714	142	1607	764	345	
		$C/E$ (W/K)	4.89	3.98	4.56	3.77	3.85	4.59	3.61	3.83	4.12	
	Low-viscosity organic liquid	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	99	375	450	600	500	130	818	524	286	
		$C/E$ (W/K)	4.96	4.09	4.38	3.91	3.97	4.67	3.81	3.95	4.20	
	High-viscosity liquid	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	68	138	200	161	153	82	173	155	214	
		$C/E$ (W/K)	5.39	4.61	5.50	4.46	4.51	5.16	4.42	4.50	4.33	
	Boiling water	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	105	467	550	875	677	140	1432	722	336	
		$C/E$ (W/K)	4.89	3.99	4.91	3.79	3.87	4.60	3.64	3.85	4.13	
	Boiling organic liquid	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	99	375	450	600	500	130	818	524	286	
	$C/E$ (W/K)	4.96	4.09	4.38	3.91	3.97	4.67	3.81	3.95	4.20		
5,000	Low-pressure gas (< 1 bar)	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	55	93	120	102	99	63	107	100	86	
		$C/E$ (W/K)	2.11	1.63	2.26	1.58	1.59	1.95	1.55	1.59	1.68	
	Medium-pressure gas (20 bar)	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	93	300	350	429	375	120	530	388	240	
		$C/E$ (W/K)	1.63	1.11	1.89	1.02	1.05	1.49	0.98	1.05	1.18	
	High-pressure gas (150 bar)	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	120	350	400	600	450	200	600	400	300	
		$C/E$ (W/K)	2.26	1.89	2.25	1.10	1.46	1.93	1.10	1.45	1.45	
	Treated cooling water	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	105	484	600	938	720	142	1607	764	345	
		$C/E$ (W/K)	1.56	1.00	1.10	0.88	0.91	1.41	0.83	0.90	1.07	
	Low-viscosity organic liquid	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	99	375	450	600	500	130	818	524	286	
		$C/E$ (W/K)	1.59	1.05	1.46	0.95	0.99	1.46	0.89	0.98	1.13	
	High-viscosity liquid	$U$ (W/m <sup>2</sup> · K)	68	138	200	161	153	82	173	155	214	
		$C/E$ (W/K)	1.86	1.43	1.93	1.36	1.38	1.71	1.32	1.37	1.48	