

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



## **MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

**En : Génie Mécanique**

**Spécialité : Génie Energétique**

**Par :**

**Mohamed Zodi Saddam**

**Laouali Chaibou Adamou**

**Sujet**

**Simulation numérique d'un cycle combiné**

Soutenu publiquement, le 25 / 05 / 2016, devant le jury composé de :

<b>M Aliane A.</b>	<b>MAA</b>	Univ. Tlemcen	Président
<b>M Korty A. I. N</b>	<b>MCA</b>	Univ. Tlemcen	Directeur de mémoire
<b>M Saim R.</b>	<b>Pr</b>	Univ. Tlemcen	Examineur 1
<b>M Guellil H.</b>	<b>MAA</b>	Univ. Tlemcen	Examineur 2

## *\*\*\*Dédicace\*\*\**

*Je dédie ce travail à mes très chers et aimables parents qui m'ont toujours apporté leur aide et soutien tant morale, physique que financier pour la réussite de mes études, les mots me manquent pour dire à quel point je vous en suis reconnaissant et vous adresse mes plus profonds remerciements ;*

*Reconnaissance aussi qui va à l'endroit de tous les membres de ma famille, je n'oublierai jamais votre soutien indéniable, je vous remercie profondément ;*

*A mon binôme Laouli Chaibou Adamou, merci d'avoir partagé cette expérience avec moi !*

*J'ajouterai que la réussite universitaire se construit sur un travail méthodique, sans tricherie, dans la douleur de l'apport personnel et exige de nous une volonté d'aller de l'avant.*

*« Là où il y'a une volonté, il y'a un chemin. »*

*Lénine*

*♥ Mohamed Zodi Saddam ♥*

## **\*\*\* Dédicace \*\*\***

*Tout d'abord je rends grâce à Dieu, qui m'a éclairé et m'a permis de surmonter les différentes étapes de ma vie estudiantine.*

*Au terme de cette étude, je dédie ce travail à mes parents Laouali Chaibou et Saadatou Garba Sidi qui m'ont sans cesse soutenu et qui furent ma source d'inspiration.*

*A tous mes frères et sœur, qui me sont si chère, pour leur motivation et l'encouragement qu'ils m'ont tout le temps apporté.*

*A mon binôme, Mohamed Zodi Saddam avec qui j'ai partagé cette expérience.*

*« La connaissance s'acquiert par l'expérience, tout le reste n'est que de l'information. »*

*Albert Einstein*

*Laouali Chaibou Adamou*

**REMERCIEMENTS**

*En tout premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, le tout puissant, de nous avoir donné le courage et l'optimisme d'accomplir ce travail.*

*On souhaite adresser nos sincères remerciements à **Dr. Korti Abdel Illah Nabil**, professeur à l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, qui nous a encadrés, au jour le jour, avec une grande disponibilité, tout au long de ce projet de fin d'étude. Sa sympathie, son enthousiasme, ses encouragements et sa patience nous ont été infiniment précieux au cours de notre travail. Nous le remercions, tout particulièrement pour la confiance qu'il nous a accordée tout au long de la préparation de ce mémoire et d'en avoir amélioré le contenu par la qualité de sa remarque.*

*Nous voudrions remercier, le Président du Jury **M Aliane A.** et les examinateurs **M Saim R.** et **M Guellil H.** d'avoir accepté de juger ce mémoire de Master.*

*Nous adressons nos remerciements à l'endroit de :*

*L'ensemble de nos enseignants pour les connaissances théoriques et pratiques qu'ils nous ont transmis durant les années d'études universitaires ainsi que tout le corps administratif de département de génie mécanique de l'université de Tlemcen ;*

*Nos amis, camarades et connaissances pour leur sympathie et encouragement ;*

*Tous ceux qui d'une façon ou d'une autre ont contribué à l'accomplissement et à la réussite de ce travail.*

## Résumé

---

Le travail élaboré dans ce mémoire consiste à analyser à l'aide d'une modélisation thermodynamique un cycle combiné. La simulation numérique est assurée en utilisant le logiciel commercial EES. Pour répondre à la demande sans cesse croissante en énergie, il est nécessaire d'améliorer les performances et le rendement des installations de production électrique de manière à réduire les émissions des polluants et à réguler le coût d'investissement. Pour atteindre cet objectif plusieurs études d'optimisation sont disponibles dans la littérature concernant les cycles combinés. Dans le cas de cette étude, la simulation permet de mettre en évidence l'influence de certains paramètres de fonctionnement du cycle, notamment la récupération de la chaleur indiquée par la température de sortie des gaz de la chaudière de récupération. Le pincement dans la chaudière de récupération, détermine la température critique de sortie des gaz, à partir de laquelle le pic de rendement du cycle combiné est observé. L'étude montre aussi l'effet de la pression de saturation de la vapeur sur la puissance de cycle de Rankine.

**Mots Clés** : Cycle combiné, récupération de chaleur, pincement, approche, pression de saturation de la vapeur, puissance et rendement.

## ملخص

---

العمل المنجز في هذه المذكرة يهدف إلى دراسة تحليلية للدورة المركبة وذلك بواسطة نمذجة الديناميكا الحرارية. المحاكات العددية حققت بواسطة البرنامج التجاري EES. لتلبية الطلب المتزايد على الطاقة، بات من الضروري تحسين أداء وكفاءة مرافق توليد الطاقة للحد من انبعاثات الملوثات وتنظيم التكلفة الاستثمارية. للوصول إلى هذا الهدف، عدة دراسات تحسينية متاحة في المراجع في ما يخص هته الدورة المركبة.

في حالة هذه الدراسة، المحاكاة تسمح لتسليط الضوء على تأثير بعض المعلمات التشغيلية للدورة، بما في ذلك استرداد الحرارة التي أشار إليها درجة حرارة مخرج الغاز من غلاية الاسترجاع. المعسر في غلاية الاسترجاع، يحدد درجة الحرارة الحرجة من تدفق الغاز، والتي لوحظ جنباً إلى جنب ذروة الأداء دورة. وتظهر الدراسة أيضاً تأثير تشبع ضغط البخار على السلطة دورة رانكين.

**الكلمات المفتاحية:** دورة مركبة، مسخن الاسترجاع، التثبيت، التقريب، ضغط التشبع، المردودية.

## Abstract

---

This work consists of analyzing a combined cycle using thermodynamic modeling. The numerical simulation is performed by using the commercial software EES. To meet the growing demand of energy, it is necessary to improve the performance and efficiency of power generation facilities to reduce emissions of pollutants and regulate the investment cost. To achieve this goal several optimization studies are available in literature concerning the combined cycle. In the case of this study, the simulation allows to highlight the influence of a number of operating parameters of the cycle and in particular the heat recovery indicated by the exhaust gas temperature. The pinch point in the HRSG helps to identify the critical temperature of the exhaust gases from which the combined cycle performance peak is observed. The study also shows the effect of the steam saturation pressure on the Rankine cycle power.

**Key words:** Combined cycle, heat recovery, pinch point, approach, steam saturation pressure, power and efficiency.

## SOMMAIRE

---

## **DEDICACE**

## **REMERCIEMENT**

## **ABSTRACT**

## **NOMENCLATURE**

## **INTRODUCTION GENERALE.....1**

## **CHAPITRE I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.....4**

1. Introduction.....5
2. Economie d'énergie primaire et réduction des émissions des polluants.....5
3. Technologies de cogénération et leur évaluation.....9
4. Cycles combinés.....10

## **CHAPITRE II : CYCLE COMBINE ET COGENERATION.....23**

1. Introduction.....24
2. Définition de cycle combiné.....26
3. Turbine à gaz.....27
  - 3.1. Cycle de Brayton.....29
  - 3.2. Catégories de turbine à gaz.....30
  - 3.3. Turbine à gaz avec combustion séquentielle.....31
  - 3.4. Contrôle et dégradation.....32
  - 3.5. Combustible des turbines à gaz.....32
4. Chaudière de récupération (HRSG).....33
  - 4.1. Descriptif.....33
  - 4.2. HRSG sans combustion supplémentaire .....35
  - 4.3. HRSG avec combustion supplémentaire limitée.....36
  - 4.4. HRSG avec combustion supplémentaire maximale.....36
  - 4.5. Optimisation de la chaudière de récupération.....37
5. Turbine à vapeur.....38

5.1.	Cycle de Rankine.....	38
5.2.	Caractéristique de la turbine à vapeur de cycle combiné.....	39
5.3.	Cycle combiné à simple axe et à plusieurs axes .....	40
5.4.	Pression de la vapeur.....	40
6.	Générateur.....	41
7.	Les autres composants.....	42
8.	Conclusion.....	43

### **CHAPITRE III : POSITION DU PROBLEME.....44**

1.	Introduction.....	45
2.	Formulation du problème .....	45
3.	Donnée de l'étude.....	48
4.	Modélisation thermodynamique de l'installation.....	49
4.1.	Compresseur .....	50
4.2.	Chambre de combustion.....	51
4.3.	Turbine de détente à gaz.....	52
4.4.	Chaudière de récupération (HRSG).....	53
4.5.	Turbine de détente à vapeur.....	55
4.6.	Pompe d'alimentation.....	56
4.7.	Pompe de refroidissement du condenseur.....	56
4.8.	Le cycle combiné.....	56
5.	Méthode de simulation numérique utilisée.....	59
6.	Organigramme de calcul numérique.....	60
7.	Conclusion.....	61

### **CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS.....62**

1.	Introduction.....	63
2.	Variation de taux de compression .....	63

3.	Effet de la variation de débit de combustible.....	65
4.	Température critique de la sortie des gaz de HRSG.....	67
5.	Effet de la récupération de chaleur dans le HRSG.....	68
6.	Profil de récupération de chaleur dans le HRSG.....	70
7.	Variation de la pression de saturation de la vapeur.....	72
8.	Variation de pression de condensation.....	75
9.	Diagramme (T-S) de différents cycles.....	77
10.	Schéma de cycle combiné .....	78
11.	Conclusion.....	79

<b>CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....</b>	<b>80</b>
---	-----------

<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>82</b>
---	-----------

## **ANNEXE**

## LISTE DE FIGURES

---

<b>Figure 01</b> : les émissions globales en ktCO <sub>2</sub> .....	6
<b>Figure 02</b> : le schéma de l'installation de cogénération.....	7
<b>Figure 03</b> : Schéma de l'installation de cogénération avec le réglage de production d'énergie par le contrôle de la température d'entrée.....	8
<b>Figure 04</b> : Turbine à gaz à cycle combiné sans récupération de 2 et 3 niveaux de pression.....	11
<b>Figure 05</b> : Turbine à gaz à cycle combiné à récupération partielle de 2 et 3 niveaux de pression.....	12
<b>Figure 06</b> : Turbine à gaz à cycle combiné à récupération complète de 2 et 3 niveaux de pression.....	12
<b>Figure 07</b> : Structure de l'unité de cycle combiné avec un HRSG à triple niveaux de pression et avec réchauffage.....	13
<b>Figure 08</b> : Schéma de l'installation avec la turbine à vapeur à deux niveaux de pression.....	15
<b>Figure 09</b> : La configuration de l'installation de micro-puissance.....	16
<b>Figure 10</b> : Le saturateur.....	17
<b>Figure 11</b> : Schéma de cycle de Rankine organique de l'installation.....	17
<b>Figure 12</b> : Schéma de refroidissement par évaporation.....	19
<b>Figure 13</b> : Schéma de système de refroidissement par absorption.....	20
<b>Figure 14</b> : Le cycle modifié où l'eau de refroidissement de condenseur et les gaz d'échappement sont utilisés comme sources de chaleur de la cogénération .....	20
<b>Figure 15</b> : Cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau.....	21
<b>Figure 16</b> : Centrale à cycle combiné utilisé pour la cogénération (avec turbine à contre pression).....	25
<b>Figure 17</b> : Cycle combiné avec une turbine d'extraction/condensation.....	25
<b>Figure 18</b> : Turbine à gaz avec une chaudière de récupération.....	26
<b>Figure 19</b> : Principe de fonctionnement de cycle combiné.....	27
<b>Figure 20</b> : Diagramme (T-S) des cycles théorique et réel de Brayton.....	30
<b>Figure 21</b> : Turbine à gaz industrielle Heavy-duty.....	31
<b>Figure 22</b> : Turbine à gaz avec combustion séquentielle.....	31

<b>Figure 23 :</b> Schéma de chaudière avec un niveau de pression.....	35
<b>Figure 24 :</b> HRSG sans combustion supplémentaire (convection naturelle).....	35
<b>Figure 25 :</b> le HRSG avec combustion supplémentaire limitée.....	36
<b>Figure 26 :</b> Diagramme (T-S) de cycle de Rankine.....	39
<b>Figure 27 :</b> Générateur refroidi à l'air utilisé dans des centrales à cycle combiné.....	42
<b>Figure 28 :</b> Schéma de cycle combiné (gaz-vapeur).....	47
<b>Figure 29 :</b> Diagramme (T-S) de cycle combiné considéré.....	47
<b>Figure 30 :</b> Profile des températures dans le HRSG (positions de pincement et de température d'approche).....	53
<b>Figure 31 :</b> Variation des puissances en fonction de taux de compression.....	64
<b>Figure 32 :</b> Les variations de rendements avec le taux de compression.....	64
<b>Figure 33 :</b> Variation des températures d'admission et de sortie de la turbine à gaz en fonction de taux de compression.....	65
<b>Figure 34 :</b> Variations des puissances utiles en fonction du débit de combustible.....	66
<b>Figure 35 :</b> Variations des rendements en fonction du débit de combustible.....	66
<b>Figure 36 :</b> Variation de récupération en fonction du débit de combustible.....	67
<b>Figure 37 :</b> Effet de la température de sortie du HRSG sur les rendements du cycle combiné et de la fraction de puissance.....	68
<b>Figure 38 :</b> Températures de gaz et de vapeur dans le HRSG en fonction de la température de sortie des gaz de HRSG.....	69
<b>Figure 39 :</b> La récupération de chaleur en fonction de température de sortie des gaz d'échappement.....	70
<b>Figure 40 :</b> Profil des températures de la vapeur et des gaz dans le HRSG.....	71
<b>Figure 41 :</b> Puissance de cycle combiné en fonction de la pression de saturation à une température de sortie des gaz.....	72
<b>Figure 42 :</b> Rendement de cycle combiné en fonction de la pression de saturation à différentes températures de sortie des gaz d'échappement.....	73
<b>Figure 43 :</b> La puissance de cycle de Rankine en fonction de la pression de saturation à différentes températures de sortie des gaz d'échappement.....	74
<b>Figure 44 :</b> Effet de la variation de la pression de condensation sur la température de condensation.....	75

<b>Figure 45 :</b> Influence de la pression de condensation sur la puissance du cycle combiné.....	75
<b>Figure 46 :</b> Variation des rendements avec la pression de condensation.....	76
<b>Figure 47 :</b> Diagramme (T-S) de cycle de Brayton.....	77
<b>Figure 48 :</b> Diagramme (T-S) de cycle de Rankine.....	77
<b>Figure 49 :</b> Schéma de Cycle combiné réalisé sur EES.....	78

# NOMENCLATURE

---

$C_{p_e}$ : chaleur spécifique de l'eau	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$
$\Delta P_f$ : différence de pression créée par la pompe	Kpa
$\rho_e$ : masse volumique de l'eau	$Kg/m^3$
V : volume d'eau pompée	$m^3$
$\dot{m}_c$ : débit du combustible	$Kg.s^{-1}$
$\dot{m}_{gaz}$ : débit du gaz	$Kg.s^{-1}$
$\dot{m}_{ef}$ : débit d'eau de refroidissement	$Kg.s^{-1}$
$\dot{m}_v$ : débit de vapeur générée dans le HRSG	$Kg.s^{-1}$
$\Delta T_{min}$ : pincement de l'échangeur	$^{\circ}C$
$\Delta T_{app}$ : température d'approche	$^{\circ}C$
h : enthalpie spécifique	$Kj.Kg^{-1}$
P : pression	Kpa
T : température	$^{\circ}C$
S : entropie	$KJ.(Kg.K)^{-1}$
$r_1$ : taux de compression	
$r_2$ : taux de détente	
$X_8$ : Titre de vapeur à la sortie de la turbine à vapeur	
$\dot{W}_{cc}$ : Puissance de cycle combiné	KW
$\dot{W}_c$ : Puissance de compresseur	KW
$\dot{W}_{TG}$ : Puissance de la turbine à gaz (composante)	KW
$\dot{W}_{TAG}$ : Puissance nette de la turbine à gaz	KW
$\dot{W}_{TV}$ : Puissance de la turbine à vapeur (composante)	KW
$\dot{W}_{p1}$ : Puissance de la pompe d'alimentation	KW
$\dot{W}_{p2}$ : Puissance de la Pompe de refroidissement	KW
$\dot{W}_{RK}$ : Puissance de cycle de Rankine	KW
$\dot{W}_{cc}$ : Puissance nette de cycle combiné	KW
$Q_{in}$ : Chaleur fournie dans la chambre de combustion	KW
$Q_{HRSG}$ : Chaleur récupérée dans la chaudière de récupération	KW

## Indices

1 : entrée du compresseur

2s : sortie du compresseur (cas isentropique)

2 : sortie du compresseur

3 : admission de la Turbine à gaz

4s : sortie de la turbine à gaz (cas isentropique)

4 : sortie de la turbine à gaz

4' : position située de la sortie de l'évaporateur (coté gaz)

4'' : position située à l'entrée de l'évaporateur (coté gaz)

5 : sortie des gaz de la chaudière de récupération

6 : entrée de l'eau d'alimentation dans la chaudière de récupération

6' : sortie de l'économiseur

6'' : sortie de l'évaporateur

7 : admission de la turbine à vapeur

8s : sortie de la turbine à vapeur (cas isentropique)

8 : sortie de la turbine à vapeur

9 : entrée de la pompe d'alimentation

11 : entrée de la pompe de refroidissement

12 : sortie de la pompe de refroidissement

Eco : économiseur

Evap : évaporateur

Sch : surchauffeur

TG : turbine à gaz (composante)

TAG : Turbine à gaz

TV : Turbine à vapeur (composante)

TAV : turbine à vapeur

RK : Rankine

CC : cycle combiné

P1 : pompe d'alimentation

P2 : pompe refroidissement

Sat : saturation de la vapeur

## **Symboles Grecs**

$\eta_{cc}$  : rendement du cycle combiné  
 $\eta_m$  : rendement mécanique de la turbine à gaz  
 $\eta_p$  : rendement isentropique des pompes  
 $\eta_{t1}$  : rendement de la turbine à gaz (composante)  
 $\eta_{TAG}$  : rendement de la turbine à gaz  
 $\eta_{t2}$  : rendement de la turbine à vapeur (composante)  
 $\eta_{RK}$  : rendement de cycle de Rankine  
 $\varepsilon$  : Efficacité de la chaudière de récupération  
 $\chi_{RK}$  : Fraction de puissance de cycle de Rankine

## **Abréviations**

BWR : (Back Work Rate) rapport de travail de retour  
PCI : pouvoir calorifique inférieur Kj.Kg<sup>-1</sup>  
HRSG : chaudière de récupération  
EES : Engineering Equation Solver  
IAPWS : International Association for the Properties of Water and Steam  
CO<sub>2</sub> : dioxyde de carbone  
H<sub>2</sub>O : formule chimique de l'eau  
CO : monoxyde de carbone  
NO<sub>x</sub> : oxydes d'azote  
CHP : (Combined Heat and Power) cogénération  
SCR : Selective Catalytic Reduction  
CCS : Carbon Capture and Storage  
ATR : Autothermal Reformer  
WGS : Water-Gaz-Shift  
MCI : Moteur à combustion interne  
HAT : (Humide Air turbine) turbine à air humide  
R245fa : 1, 1, 1, 3, 3-Pentafluoropentane (HFC-245fa)  
TIT : (Turbine Inlet Temperature) température d'admission de la turbine  
BTU : (British Thermal Unit) unité anglo-saxonne d'énergie

---

# Introduction générale

---

---

Toutes nos activités et procédés de production quotidiens impliquent de l'énergie sous une forme ou une autre. Mais ces dernières décennies, la croissance de la population mondiale, la nécessité d'améliorer les conditions de vie aussi bien que la croissance économique globale ont eu pour conséquence une augmentation continue et jamais atteinte de la demande en énergie. La réponse à cette demande croissante doit être abordée avec beaucoup de prudence. Car, le danger que représentent les émissions par les différents secteurs industriels utilisant les énergies fossiles, sont bien connues. L'impact de ces émissions intervient à plusieurs niveaux dont les plus importants sont d'abord climatique, environnemental et de santé humaine. Au niveau climatique, on peut citer l'effet bien connu des gaz à effet de serre, principalement le dioxyde de carbone. Ce dernier, participe à lui seul (parmi les autres gaz) à hauteur de 60% au réchauffement climatique. Au niveau environnemental, on relève l'acidification des eaux, des terres et la corrosion. Au niveau de la santé humaine, ces émissions sont parmi les causes de décès par maladies cardiovasculaires et respiratoires. A titre d'exemple, les seules émissions des navires occasionnent annuellement la mort de près de 60 000 personnes [1].

Concernant les émissions de CO<sub>2</sub>, des études ont démontré que le secteur de production d'énergie électrique est y participe majoritairement. Par suite, la réduction des émissions de CO<sub>2</sub> dans ce secteur contribue considérablement à la réduction globale. Ainsi, la minimisation des émissions des polluants devient aujourd'hui une préoccupation incontournable. Parmi les moyens préconisés pour procéder aux réductions des émissions, on fait appel aux énergies dites propres et renouvelables telles que : le solaire, la géothermie, l'hydroélectrique etc.

Au niveau mondial, la littérature révèle que la plupart des installations engendrant ces émissions des gaz sont vieilles de plus de 30 ans. Donc, leur substitution, dans les années à venir, dépend du développement atteint par les machines de conversion des énergies renouvelables. Cependant, elles ne sont pas

prêtes à répondre intégralement aux besoins sans cesse croissants en énergie dans le monde. Une solution alternative reste envisageable, elle consiste à trouver les voies et moyens d'augmenter le rendement des installations déjà existantes. L'option la plus indiquée est celle faisant appel aux cycles combinés, lesquels représentent les meilleures installations à l'heure actuelle en termes de production d'énergie électrique à partir des énergies fossiles. L'augmentation du rendement se traduit directement par la réduction de la consommation des combustibles et par conséquent la préservation des ressources naturelles. Cette réduction conduit à la diminution des émissions des gaz qui sont directement liées à la consommation des combustibles.

En plus, quelques atouts majeurs des cycles combinés leur permettent d'être considérées comme les meilleures installations à l'heure actuelle produisant une énergie presque propre. Il s'agit des techniques de séquestration et de capture du CO<sub>2</sub> [2, 3, 6, 7], même si cela peut nécessiter des coûts supplémentaires d'investissement dans les matériels de capture et de séquestration du gaz carbonique.

Les cycles combinés sont d'un grand avantage thermodynamique pour des applications de cogénération. La cogénération qui est la production simultanée de l'énergie électrique/ou mécanique et de la chaleur dans la même installation, est une technologie utilisée par de nombreux industriels comme un moyen économique pour satisfaire les exigences énergétiques. Elle est considérée comme la configuration la plus développée puisqu'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 que leur rendement est relativement élevé (>50 % en général).

Ainsi, à travers la simulation numérique, la présente étude vise à contribuer aux travaux relatifs à l'amélioration des performances des cycles combinés. La simulation numérique aide à prévoir les meilleurs paramètres de fonctionnement du cycle. Afin d'atteindre l'objectif de l'étude, les étapes suivantes ont été suivies :

- Une analyse bibliographique qui s'articule autour de trois axes de recherche est présentée dans le premier chapitre. L'analyse résume des travaux de recherche de quelques auteurs ayant traité de sujet de cogénération et des différentes configurations des cycles combinés ;

- Quelques généralités et plus de détails sur les cycles combinés et leurs applications constitue le contenu de chapitre II ;
- La formulation de problème, la modélisation thermodynamique et la méthode numérique utilisée, feront l'objet du chapitre III. Les modèles et les formules thermodynamiques du cycle combiné sont passés en revue et décrits en détail. La simulation numérique est élaborée grâce au logiciel EES ;
- Au chapitre IV, seront discutés et interprétés les résultats de l'étude numérique ;
- La conclusion et les recommandations clôturent la présente étude.

## *Chapitre I*

---

# Analyse Bibliographique

---

## 1. Introduction :

La cogénération est un ancien moyen de production d'énergies mais longtemps inutilisé. Les crises énergétiques des années précédentes et la nécessité des moyens de production d'énergies plus efficace, économiques et écologiquement fiables, ont provoqué une résurgence d'intérêt pour la cogénération. Les principaux avantages techniques des systèmes de cogénération sont leur capacité d'améliorer l'efficacité d'utilisation des combustibles et minimiser le plus possible les pertes de chaleur issue de combustion. Parmi ces systèmes de cogénération, on peut citer le cycle combiné qui est le couplage de cycle de Brayton ( turbine à gaz) et de cycle de Rankine (turbine à vapeur) au moyen d'une chaudière de récupération de chaleur (HRSG : Heat recovery Steam Generator) pour exploiter au maximum l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappements issue de la turbine à gaz.

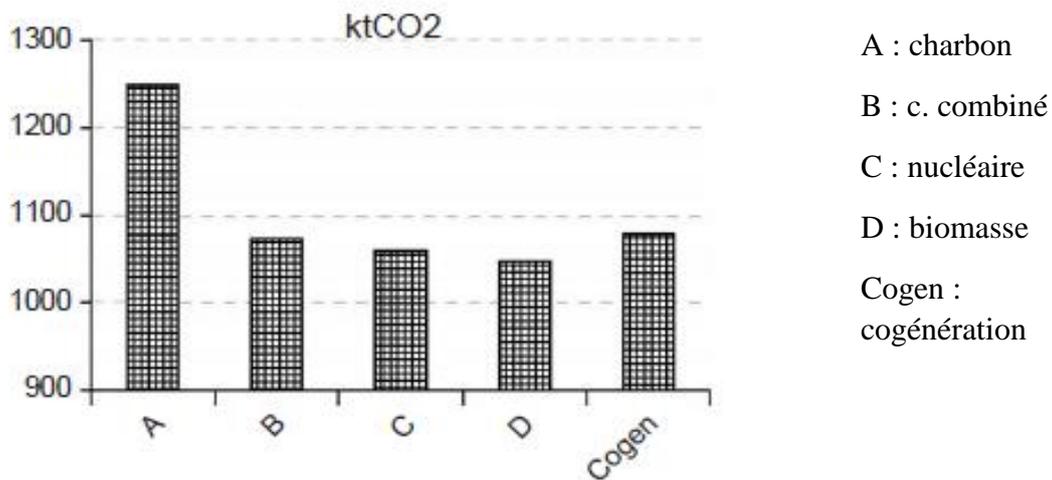
De nombreux travaux de recherche dans des articles et ouvrages scientifiques ont fait l'objet d'étude et d'analyse des systèmes de cogénération afin d'améliorer les conditions de leur fonctionnement. Le présent chapitre décrit les différentes configurations, les conditions expérimentales et les différents résultats atteints, par certains auteurs.

L'analyse bibliographique nous a permis de dégager trois grands axes de recherches.

1. Economie d'énergie primaire et réduction des émissions de polluants.
2. Technologies de cogénération et leur évaluation.
3. Les cycles combinés.

## 2. Economie d'énergie primaire et réduction des émissions des polluants

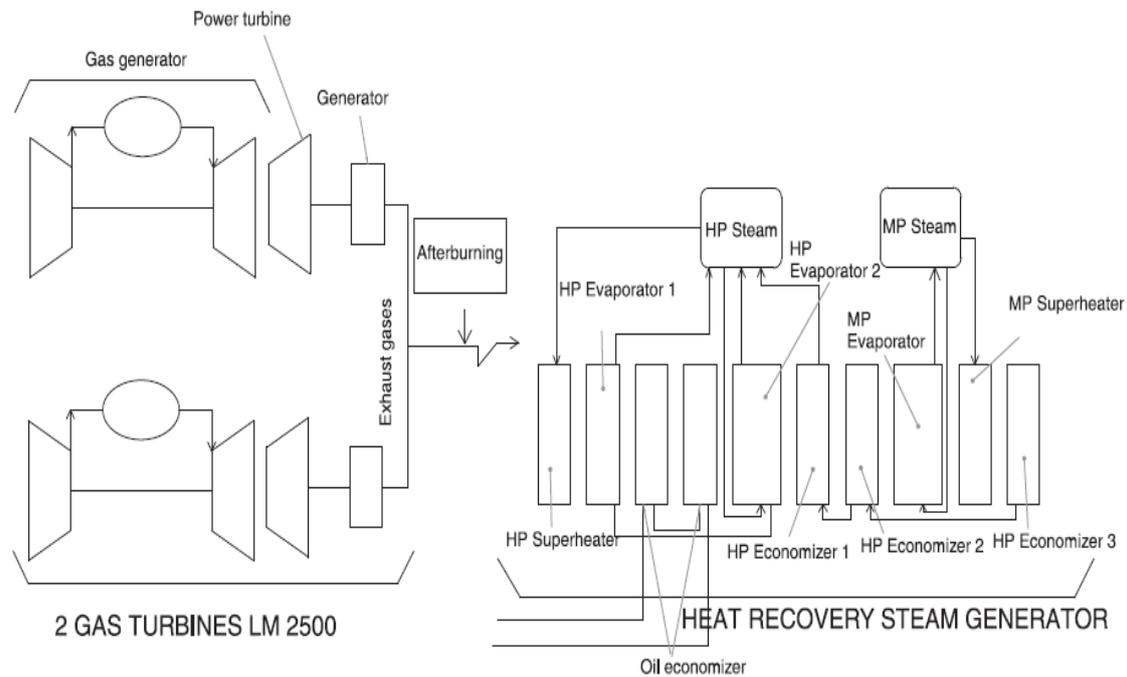
Dans leur article, E. Conde Lazaro et al. [4] ont présenté une comparaison des émissions globales de CO<sub>2</sub> de quelques technologies de production d'énergie électrique en fonction de type de combustible utilisé et son pouvoir calorifique inférieur (PCI) comme représenté la figure I.1.



**Fig. I.1** : les émissions globales en ktCO<sub>2</sub>

La figure I.1 montre que si la production de l'électricité du réseau électrique fonctionne au charbon (cas A), il est du point de vue environnemental intéressant de se pencher sur la cogénération. Cependant, quand la production d'électricité à charbon est substituée par celle de cycle combiné (cas B), les émissions globales du système sont améliorées, tendant à s'égaliser avec les émissions de cogénération. La production d'électricité à partir du nucléaire (cas C) ou de biomasse (cas D) est accrue et les améliorations environnementales sont évidentes. Ce dernier cas est vraiment intéressant, parce qu'à travers l'augmentation de la production d'électricité à base de la biomasse, deux objectifs sont atteints : La production d'électricité à base d'une source renouvelable et la réduction des émissions globales de gaz à effet de serre.

Francisco Jiménez-Espadafor Aguilar et al. [5] ont élaboré une étude pour analyser trois méthodes de réglage d'une centrale de cogénération en service. La tâche principale est d'étudier les économies d'énergie possibles, la réduction de CO<sub>2</sub> et l'augmentation de la rentabilité compatible avec les plus bas coûts de transformation. La centrale de cogénération comporte deux turbines à gaz type LM2500 de General Electric et un générateur de vapeur (figure I.2).



**Fig. I.2 :** le schéma de l'installation de cogénération

Les méthodes de réglage utilisées sont les suivantes :

**a) Réglage de la puissance électrique de la turbine à gaz**

Le contrôle de la puissance de la turbine à gaz à travers le réglage de la température d'admission de la turbine est une méthode très rapide, effectuée sur toutes les turbines à gaz. Cependant, la réduction de la température d'admission de la turbine diminue le rendement de la turbine et pénalise ainsi la récupération de la chaleur au niveau du HRSG. Le contrôle de la Turbine à gaz LM2500 est basé sur le réglage simultané du débit de combustible et des vannes d'admission IVG (Inlet Guide Vanes) et VSV (variable stator vanes). Le débit et la température des gaz d'échappement changent également avec le réglage de la puissance électrique, ce qui peut influencer la performance de toute la centrale de cogénération. La diminution de la température d'admission de la turbine affecte la puissance utile produite.

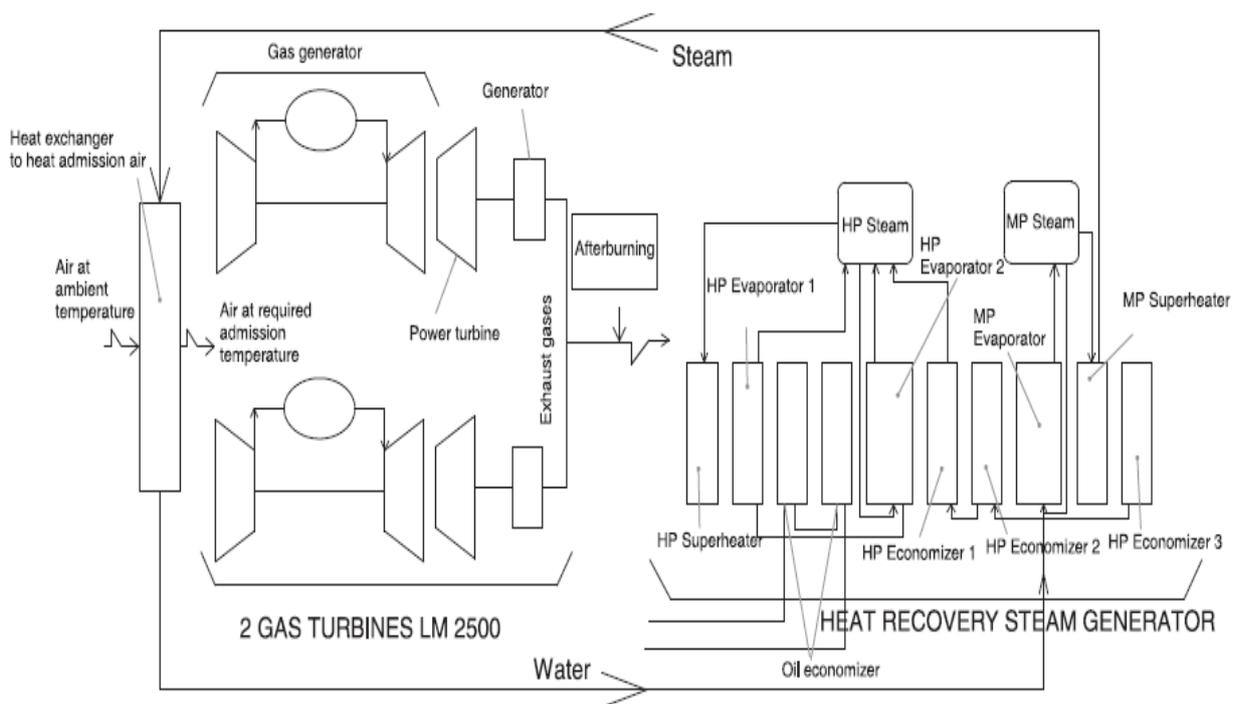
**b) Le réglage à travers la température ambiante**

L'augmentation de la température ambiante réduit le débit massique de la turbine à gaz (principalement en diminuant la densité de l'air) et affecte la puissance

thermique de l'installation et donc la performance de la chaudière de récupération (HRSG). Ceci montre que le contrôle de la température de l'air ambiant avant son admission dans la turbine à gaz peut servir au réglage de l'installation de cogénération.

### c) Combustion supplémentaire des gaz d'échappement

La méthode de combustion supplémentaire à l'amont du HRSG est utilisée pour augmenter la température de gaz d'échappement à l'entrée du HRSG. Ce type de réglage affecte l'efficacité de l'échangeur dont l'objectif est de contrôler la production de vapeur et le débit de l'huile à chauffer. Dans le cas de cette installation, il y'a simultanément la production de la vapeur et le chauffage d'huile, qui est utilisé à d'autres fins. La figure I.3 montre l'échangeur de chaleur utilisé pour contrôler la température d'admission de la turbine à gaz et la combustion supplémentaire des gaz d'échappement avant leur entrée dans le HRSG.



**Fig. I. 3 :** Schéma de l'installation de cogénération avec le réglage de production d'énergie par le contrôle de la température d'entrée de l'air

Du point de vue des émissions de CO<sub>2</sub>, la réduction maximale est réalisée avec la postcombustion et le chauffage d'air à l'admission. Cette méthode réduit les

émissions de CO<sub>2</sub> de 2% équivalent à 5000 tonnes/ans. En plus, l'étude montre que les réglages sont plus importants avec la baisse de la température ambiante.

Matteo Jarre et al. [6] ont montré que dans les conditions réelles et nominales, les performances énergétiques et les émissions des polluants des centrales de cycle combiné au gaz naturel, sont différentes. Ainsi, les auteurs ont développés une analyse sur le fonctionnement réel de trois centrales de cycle combiné au gaz naturel et une comparaison a été faite par rapport aux centrales équipées d'un SCR (Selective Catalytic Reduction). Le SCR est un système de réduction des émissions des oxydes d'azote (NO<sub>x</sub>). Une réduction significative émissions des NO<sub>x</sub> des centrales avec le SCR fut observée. Les émissions de CO pendant les phases de démarrage et d'arrêt de la centrale sont plus importantes que durant le fonctionnement normal.

L'étude de Marjut S. Suomalainen et al. [7] a porté sur l'utilisation du concept CCS (Carbon Capture and Storage) qui est un procédé de capture de CO<sub>2</sub> appliqué à la turbine à gaz d'un cycle combiné alimentée au gaz naturel. Le procédé de capture de CO<sub>2</sub> est un procédé de précombustion qui sert à réduire les émissions de dioxyde de carbone.

### 3. Technologies de cogénération et leur évaluation

La construction et l'exploitation d'un système de cogénération est un projet qui doit être évalué à travers plusieurs aspects comprenant les aspects économique, social et environnemental. C'est dans cette optique qu'intervient l'étude élaborée par P.A. Pilavachi et al. [8] qui a porté sur l'évaluation multicritère de quelques systèmes de cogénération (CHP). Ainsi, des données collectées de la littérature et différents critères (rendement globale, coût d'investissement, coût de l'électricité, coût de la chaleur, émission de CO<sub>2</sub> et l'empreinte énergétique) ont été utilisés pour l'évaluation des 16 installations de cogénération dans différentes situations. Les calculs effectués montrent que la turbine à gaz du cycle combiné offre des meilleures performances par rapport aux cas étudiés. Ce procédé d'évaluation, en combinaison avec d'autres éléments tels que la législation environnementale, les coûts d'équipement et de carburant, peut devenir un outil puissant pour l'évaluation des différents systèmes de cogénération.

Kibria K. Roman et Jedediah B. Alvey [9] ont introduit une méthode de sélection de moteur de production d'électricité (turbines, moteur diesel etc.) adéquat basée sur des critères économique, de consommation d'énergie et des émissions. Pour cela, des simulations ont été effectuées pour un immeuble de service de taille moyenne situé dans un climat froid et humide (Chicago, IL) en utilisant un moteur à combustion interne (MCI) à échange de chaleur, une micro-turbine et une pile à combustible. Les résultats indiquent des réductions des émissions pour chacun des trois types de moteurs, avec une meilleure réduction pour le moteur à combustion interne, suivie de la pile à combustible, puis la micro-turbine. La consommation d'énergie primaire est réduite dans chacun des trois cas classés dans cet ordre, la pile à combustible suivie de près du MCI, puis la micro-turbine. Cependant, les considérations économiques indiquent que la pile à combustible ne serait pas convenable. Le MCI serait plus économique, suivie de la micro-turbine.

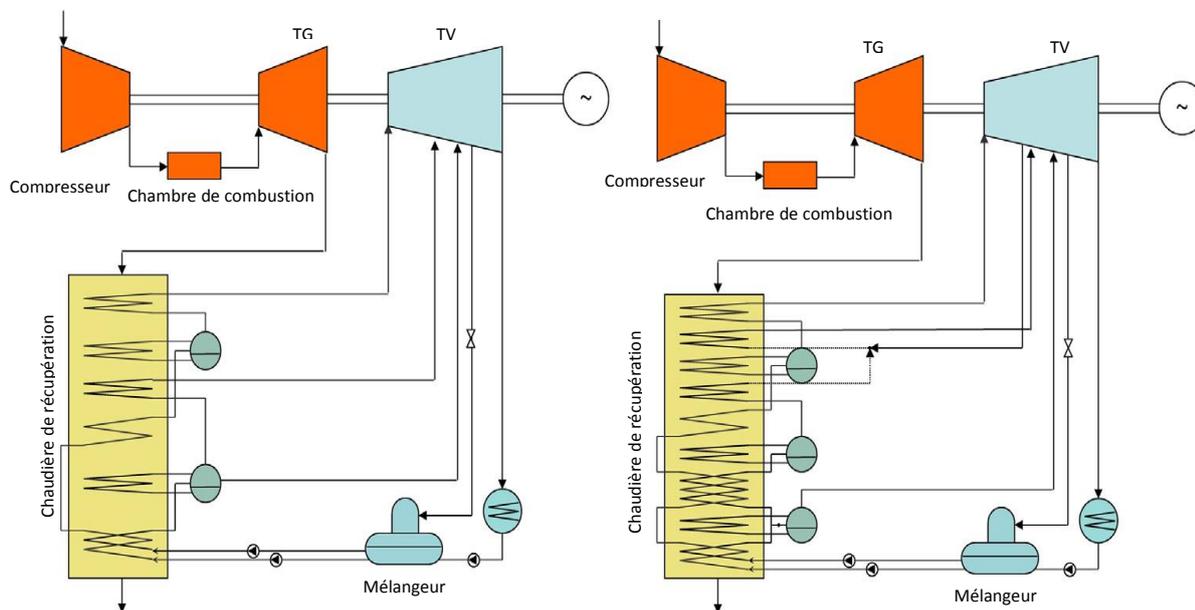
Mehmet Kanoglu et al. [10] ont entrepris une évaluation des performances de quatre systèmes de cogénération (turbine à gaz, turbine à vapeur, moteur diesel et système géothermique) à travers leurs rendements en énergie et en exergie pour des applications dans le bâtiment. La comparaison des rendements exergetiques favorise l'utilisation de la cogénération au moteur diesel et à la géothermie, tandis que la comparaison des rendements énergétiques favorise le moteur diesel, la turbine à vapeur et la cogénération au cycle combinée. Les résultats montrent que le moteur diesel et le système de géothermie sont thermodynamiquement plus attractifs puisqu'ils offrent des rendements exergetiques plus élevés que les deux autres.

#### 4. Cycles combinés

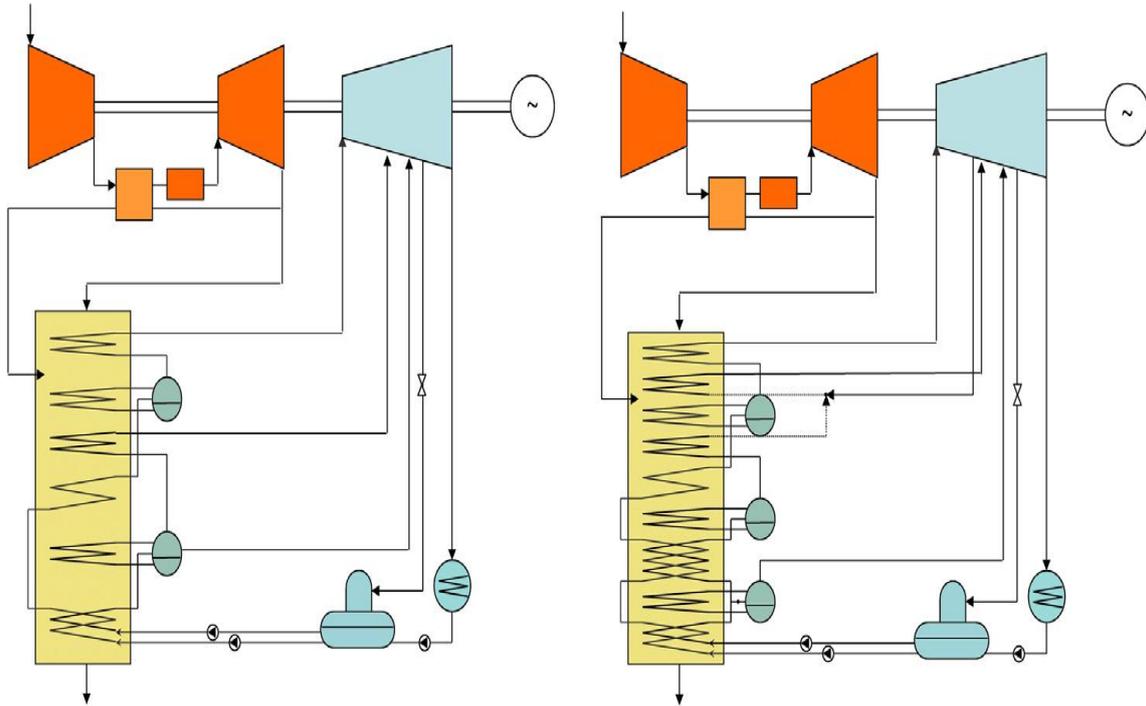
Antonio Rovira et al. [11] ont étudié un cycle combiné utilisant des turbines à gaz sans récupération, avec récupérations partielle et complète de chaleur pour le réchauffage de l'air entrant dans la chambre de combustion (Fig. I.4, Fig. I.5 et Fig. I.6). L'objectif est de réaliser l'économie de combustible par le processus de récupération en maintenant constante la température du gaz à l'entrée du HRSG. Deux

configurations à deux et trois niveaux de pression avec le réchauffage sont analysées et trois types d'optimisations ont été effectués.

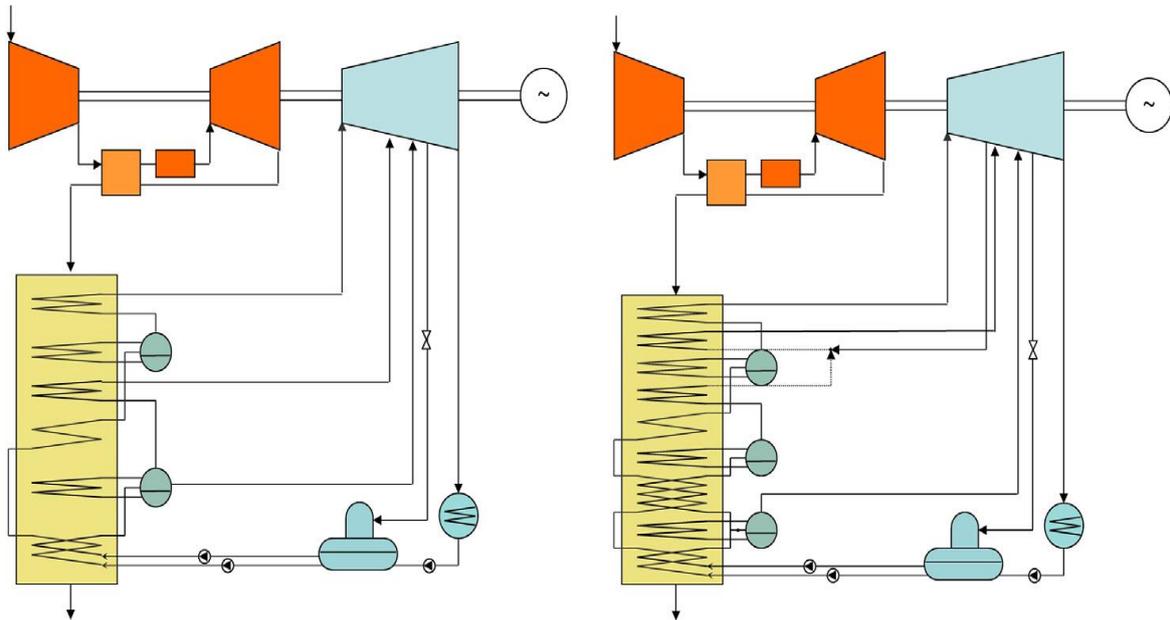
- Une optimisation thermodynamique, dont l'objectif est de maximiser le rendement thermique de la centrale. Le travail montre que l'utilisation des turbines à gaz à récupération partielle améliore le rendement plus que les configurations sans récupération et à récupération complète.
- Une optimisation thermodynamique qui maximise le rendement avec une surface d'échange thermique limitée dans le HRSG. Pour ce cas, les meilleurs résultats sont obtenus pour la configuration à récupération partielle également.
- Finalement, une optimisation thermo-économique est effectuée en utilisant des modèles de coût généralement utilisés. Comme prévu, les rendements sont dans ce cas inférieurs que dans l'optimisation thermodynamique, mais le coût de production diminue.



**Fig. I.4 :** Turbine à gaz à cycle combiné sans récupération de 2 et 3 niveaux de pression



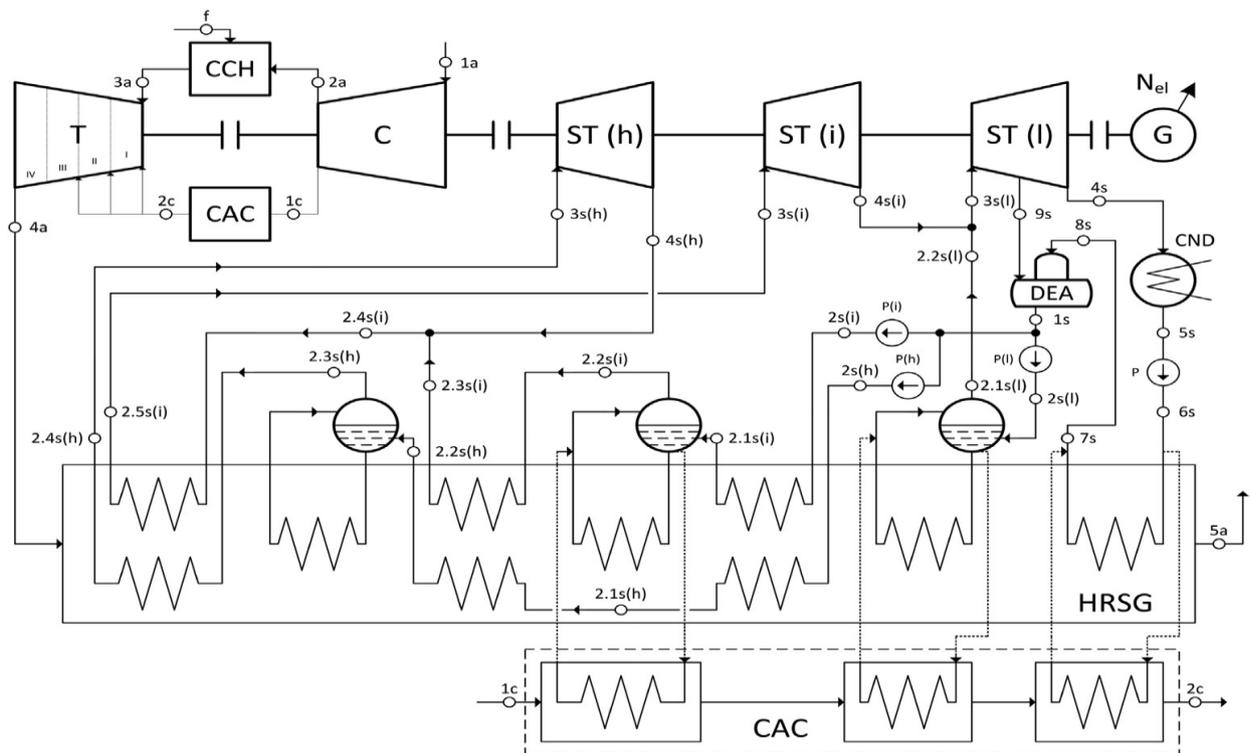
**Fig. I.5 :** Turbine à gaz à cycle combiné à récupération partielle de 2 et 3 niveaux de pression



**Fig. I.6 :** Turbine à gaz à cycle combiné à récupération complète de 2 et 3 niveaux de pression

En conclusions, les résultats indiquent qu'avec la turbine à gaz, l'utilisation d'un HRSG à deux niveaux de pression est recommandée pour les deux cas, du point de vue thermodynamique et économique. Cependant, ces résultats sont améliorés dans le cas de la récupération partielle élevée. L'utilisation de la turbine à gaz à récupération complète provoque une réduction de récupération de chaleur dans le HRSG qui n'est pas convenable pour le triple niveau de pression. Cependant, avec la turbine à gaz à récupération partielle, on obtient un bon rendement et des économies de combustible. L'air entre dans la chambre de combustion à de grandes températures grâce à la récupération partielle de la chaleur des gaz d'échappement.

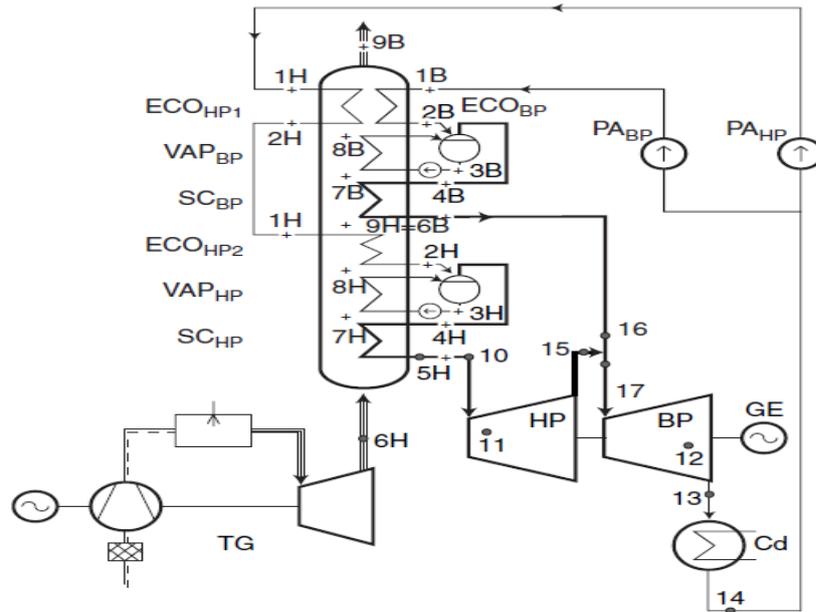
Janusz Kotowicz et al. [12] ont présenté des méthodes pour améliorer le rendement des installations de cycle combiné. La Fig. I.7 montre le schéma de l'installation équipée d'un système de refroidissement d'air issu du compresseur et utilisé pour refroidir les aubes de la turbine à gaz. Cet air est refroidi dans un échangeur de chaleur avec l'eau de HRSG comme représenté sur la figure suivante.



**Fig. I.7 :** Structure de l'unité de cycle combiné avec un HRSG à triple niveaux de pression et avec réchauffage

L'augmentation du rendement est observée par l'amélioration des caractéristiques de la turbine à gaz et par l'utilisation efficace de la chaleur de l'air de refroidissement de la turbine dans le HRSG. Une méthodologie de calcul avec une large gamme des taux de compression et des températures d'admission de la turbine est présentée dans l'article. Le travail nous a révélé que l'augmentation du rendement est réalisée grâce au refroidissement de la turbine. Ceci a permis d'atteindre des grandes températures d'admission de la turbine. En introduisant le cycle de vapeur, une augmentation considérable de rendement est réalisée. Une analyse économique a été faite, qui confirme que ce développement des turbines à gaz peut être faisable à condition de maintenir un coût raisonnable d'investissement de turbine à gaz.

V.E. Cenusa et al. [13] ont présenté une optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec des chaudières de récupération ayant un et deux niveaux de pression pour la production de vapeur (Fig. I.8). L'objectif est de maximiser la puissance électrique produite, avec limitation de la surface totale de transfert de chaleur de la chaudière de récupération. La solution proposée est d'abord thermodynamique (puissance électrique maximale) et puis économique qui tient compte des aspects économiques en imposant une surface d'échange diminuant indirectement le coût d'investissement. Le modèle mathématique présenté couvre l'ensemble des installations du cycle combiné dans leurs couplages et met en évidence la présence de deux niveaux de pression pour lesquelles on obtient l'optimum thermo-économique. Le travail contient, aussi une analyse et une optimisation économique de la chaudière de récupération à un niveau de pression.



**Fig. I.8 :** Schéma de l'installation avec la turbine à vapeur à deux niveaux de pression

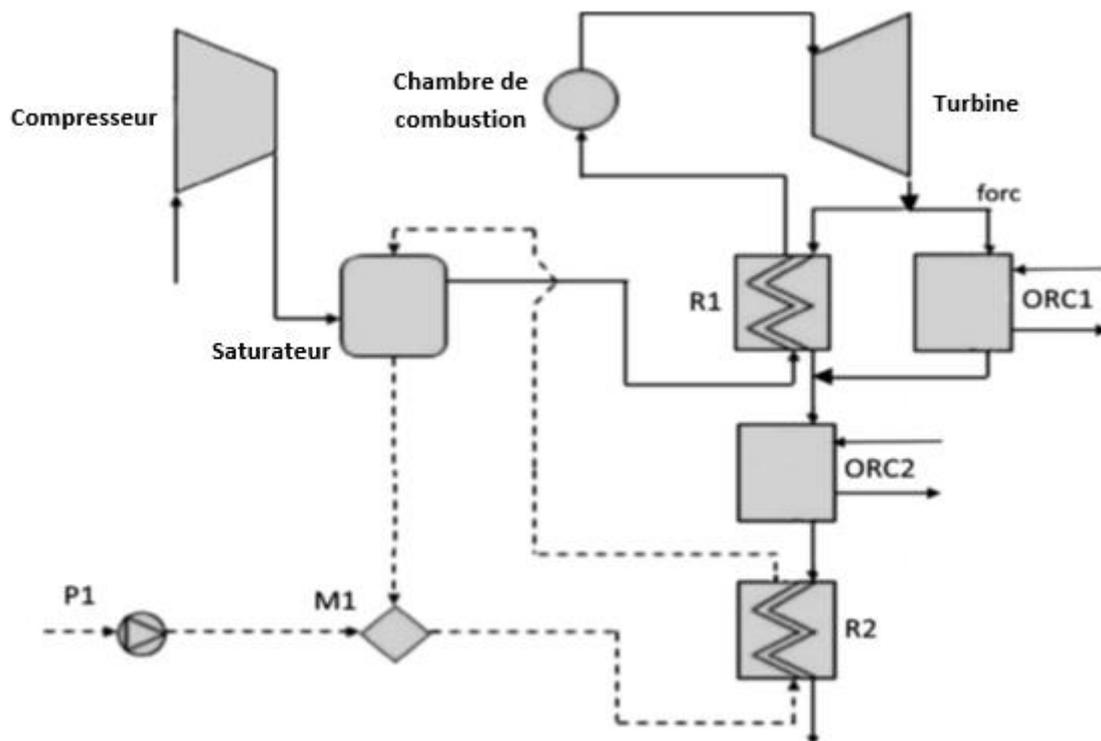
Erdem Ersayin et Leyla Ozgener [14] ont mis en évidence la nécessité d'utiliser des systèmes de refroidissement afin de maintenir la température de l'air à l'entrée du compresseur à des valeurs optimales. A certaines températures (ambiantes), la densité de l'air diminue et affecte le taux de compression entraînant la réduction du rendement de la turbine à gaz et donc celui du cycle. En effet, la majeure partie de la puissance électrique du cycle combiné est produite par la turbine à gaz.

Des modifications peuvent être apportées pour réduire les grandes pertes d'énergie et d'exergie en ajustant le rapport air-combustible du mélange introduit dans la chambre de combustion pour réaliser une bonne combustion et augmenter ainsi le rendement de l'installation.

Ricardo Chacartegui et al. [15] ont présentés une nouvelle configuration de cycle combiné intégrant une turbine à air humide (HAT) combinée avec des cycles de Rankine organiques à basse et moyenne températures, figure I.9. Le principe de la turbine à air humide est de générer plus de débit air/vapeur qui est injectée dans la turbine. La vapeur est produite au moyen d'un saturateur (Fig. I.10) puis injectée dans la turbine à gaz, avant ou après la chambre de combustion. Ainsi, un supplément de débit est obtenu au cours de la détente dans la turbine à gaz sans augmenter le travail

consommé par le compresseur. Avec une telle configuration, on réalise une augmentation de puissance nette et de rendement due à la récupération d'une certaine quantité de chaleur à la sortie de la turbine, ayant servi à chauffer l'eau utilisée dans le saturateur qui est perdue habituellement.

Le cycle de Rankine organique (Fig. I.11) utilise des fluides de fonctionnement à basses températures d'ébullition. Ces températures d'ébullition permettent un plus grand rendement avec des basse et moyenne températures, que celle obtenue avec le cycle de Rankine conventionnel de vapeur. La majorité de ces fluides sont classifiées comme des réfrigérants ou des hydrocarbures.



**Fig. I.9 :** La configuration de l'installation de micro-puissance

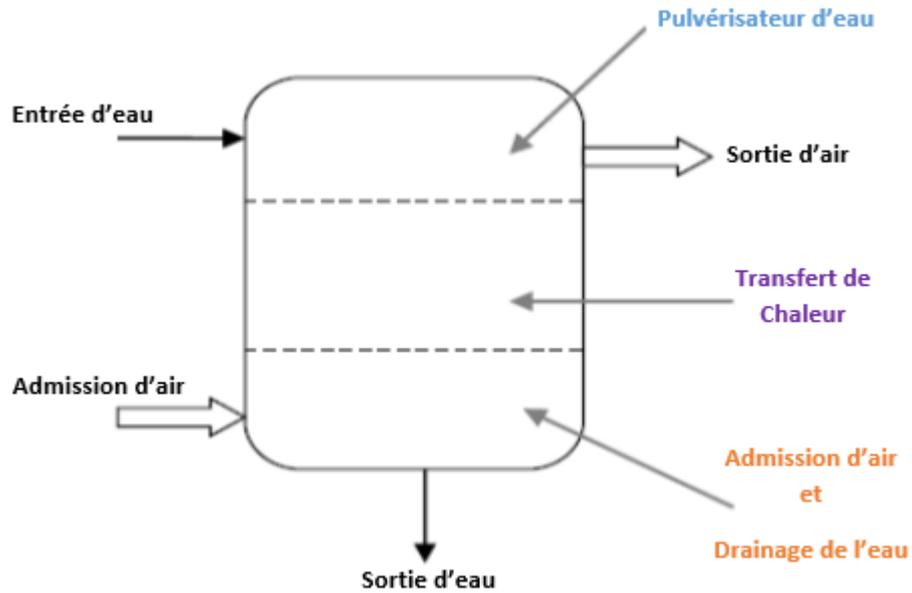


Fig. I.10 : Le saturateur

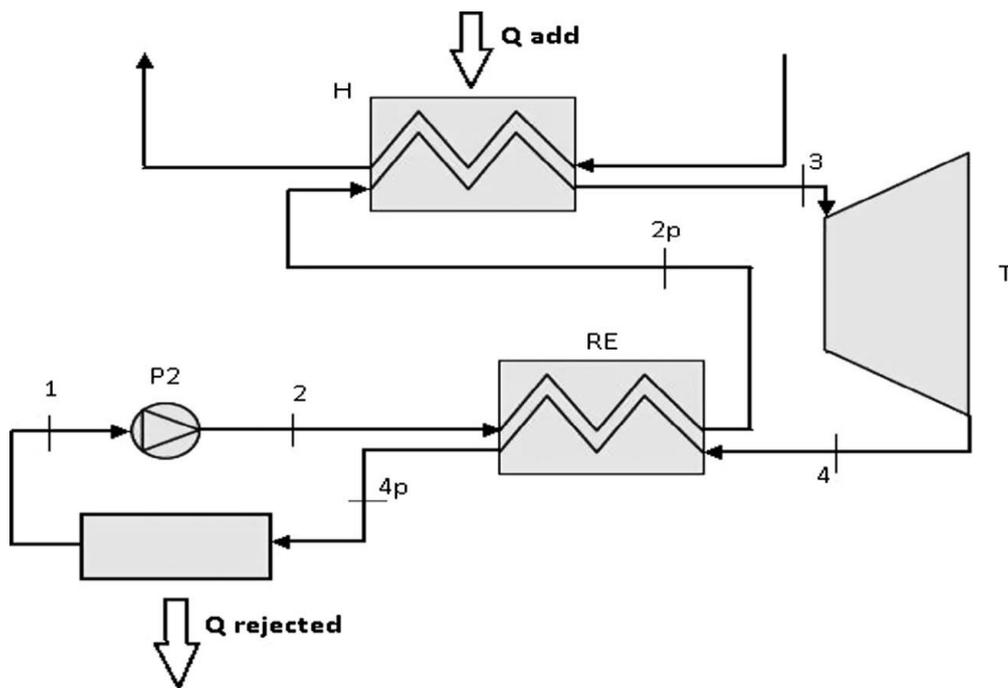


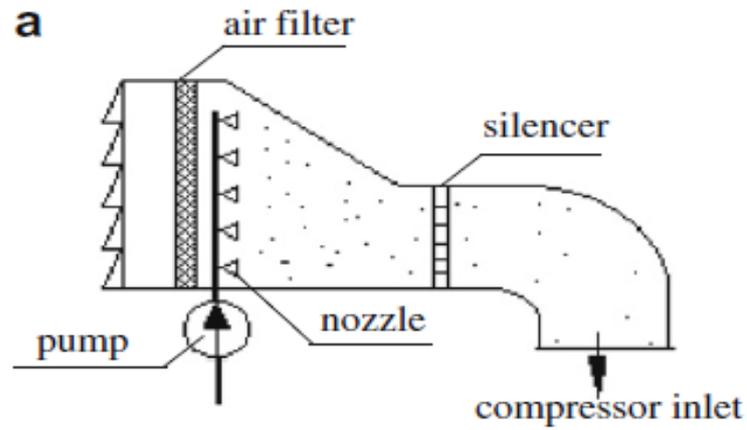
Fig. I.11 : Schéma de cycle de Rankine organique de l'installation

L'analyse d'intégration basée sur différents fluides organiques et différentes températures de récupération, a prouvé que la combinaison optimale est réalisée en utilisant le toluène et le R245fa pour des cycles de Rankine organiques de moyenne et basse températures, respectivement. Leur combinaison avec la récupération de chaleur de basse température au niveau de saturateur de la turbine à air humide, a maximisé le

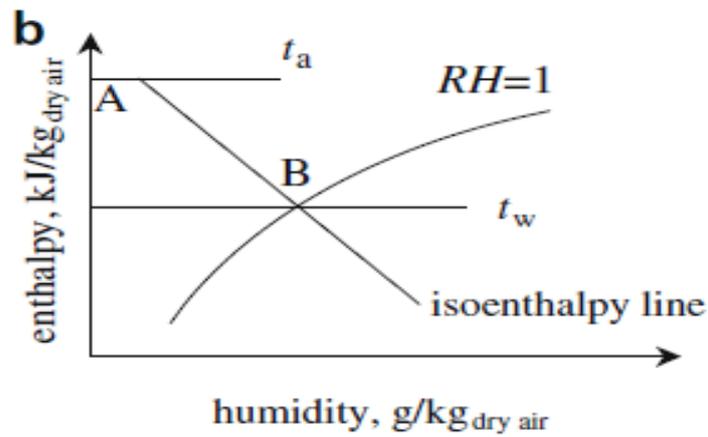
profil de récupération de chaleur des gaz d'échappement. Les résultats présentés par l'étude ont montré que cette nouvelle intégration constitue une solution prometteuse pour la production décentralisée avec des puissances en dessous de 200 kW et cela due à sa simplicité et son coût.

En se basant sur l'effet de la température de l'air d'admission sur la performance des installations de turbine à gaz à cycle combiné, Tao Zhang et al. [16] ont montré la nécessité des technologies de refroidissement de l'air à l'admission de la turbine à gaz à cycle combiné. L'étude menée est concentrée sur l'analyse de refroidissement par évaporation et le système de refroidissement par absorption qui sont les deux genres typiques de technologies de refroidissement de l'air d'admission. Les conclusions de l'étude sont les suivantes :

- En adoptant des technologies de refroidissement de l'air d'admission, la puissance et le rendement des installations peuvent généralement être améliorés
- La température ambiante est importante pour choisir le genre de technologies de refroidissement à utiliser. La technologie de refroidissement par évaporation peut réduire la température de l'air d'admission effectivement et il convient à des installations de turbine à gaz qui n'ont pas des grands besoins de refroidissement.
- La technologie par refroidissement à absorption, a les avantages de plusieurs degrés d'ajustement et de refroidissement, qui convient pour différents types des installations de turbine à gaz. Les résultats de simulation prouvent que l'utilisation de la vapeur comme moyen de refroidissement peut affecter le rendement du cycle combiné. Ainsi la connaissance des conditions de l'ambiance est nécessaire avant d'adopter la technologie de refroidissement et choisir des plages de réduction de température appropriées.

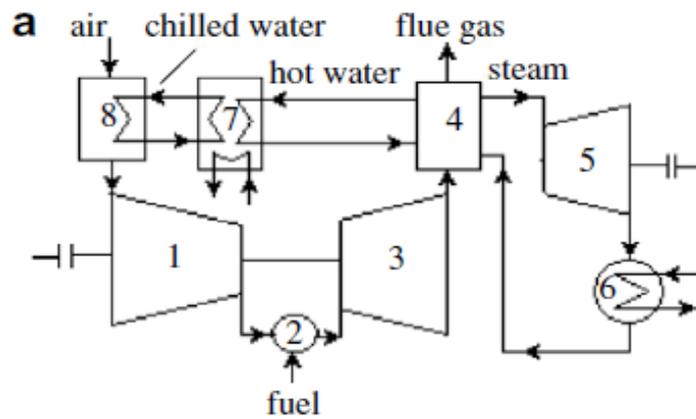


(a) Schéma de système de refroidissement par évaporation

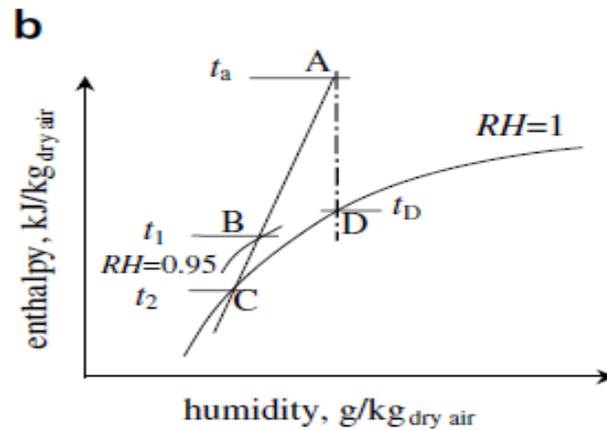


(b) Le processus de refroidissement par évaporation

Fig. I.12 : Schéma de refroidissement par évaporation



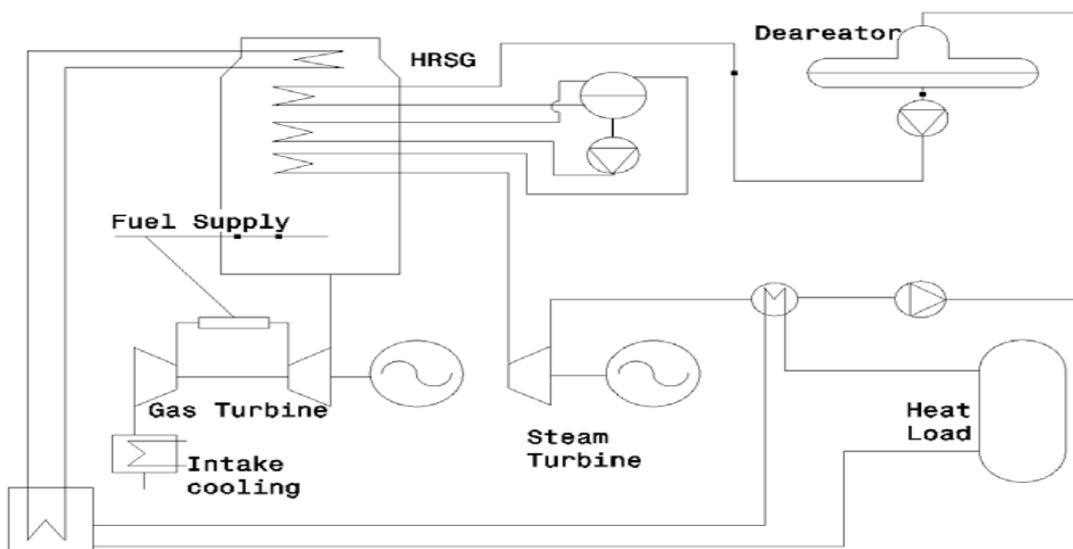
(a) Schéma de refroidissement par absorption



(b) Processus de refroidissement par absorption

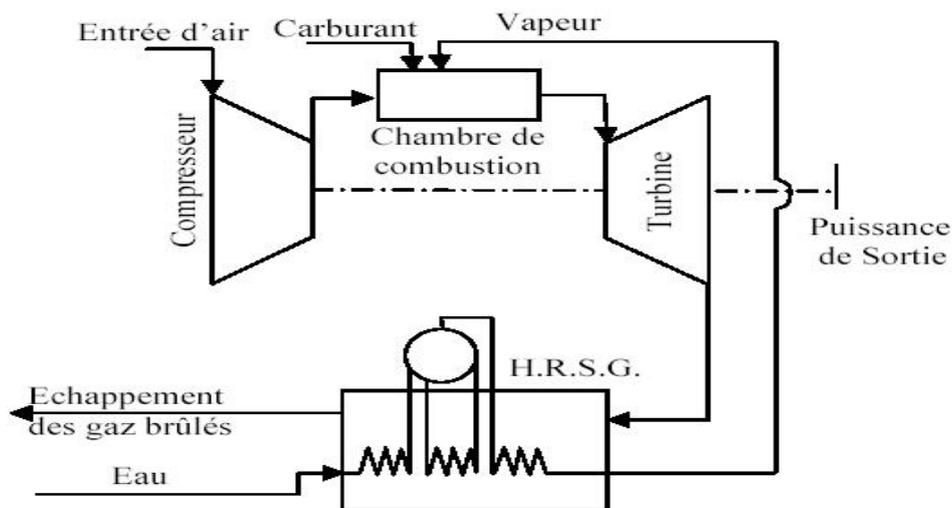
**Fig. I.13 :** Schéma de système de refroidissement par absorption

R. Chacartegui et al. [17], se sont intéressés à l'étude des applications nécessitant les basses températures de cogénération issues du condenseur de la turbine à vapeur du cycle combiné d'une centrale en opération. Le chauffage urbain et le dessalement de l'eau de mer apparaissent comme les seules activités utilisant ces températures. Mais pour les processus de dessalement ayant besoin des températures allant jusqu'à 70 à 100 °C, un échangeur de chaleur supplémentaire a été introduit au niveau de la chaudière de récupération pour augmenter la température de l'eau provenant de refroidissement de condenseur de la turbine à vapeur comme le montre la figure I.14.

**Fig. I.14 :** Le cycle modifié où l'eau de refroidissement de condenseur et les gaz d'échappement sont utilisés comme sources de chaleur de la cogénération

Un modèle d'analyse de cycle combiné pour des applications dans des navires a été développé par Alejandro Rivera-Alvarez et al. [18]. Ainsi ils ont démontrés que pour des valeurs fixes des données d'entrée, le rendement de cycle combiné est fonction de la récupération de chaleur dans la chaudière récupératrice. Le rendement augmente au fur et à mesure qu'une importante quantité de chaleur est récupérée jusqu'à atteindre une valeur maximale et puis le rendement chute par suite d'une diminution rapide de puissance de la turbine à vapeur due à une récupération excessive de chaleur de gaz d'échappement. Dans ces applications dans les navires, une attention particulière est accordée au poids de l'installation.

Dans leur article, A. Bouam et al. [19] ont proposé une méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion d'une turbine à gaz (Fig.I.15) afin d'améliorer les performances de cycle de la turbine à gaz. Cette vapeur d'eau étant générée dans la chaudière de récupération (HRSG). Le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité de la vapeur d'eau (débit supplémentaire) qui a été injectée à l'amont de la chambre de combustion. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance utile de la turbine à gaz. L'augmentation du rendement et de la puissance utile de la turbine est une conséquence du débit massique supplémentaire traversant la turbine.



**Fig. I.15 :** Cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

Bhargava et Meher-Homji [20] ont mené une étude de modélisation sur 67 turbines à gaz qu'ils ont classés en trois catégories, TG aérodérivatives, TG traditionnelles ( $TIT < 1200^{\circ} C$ ) et TG avancées ( $TIT > 1200^{\circ} C$ ). Ils ont constaté un comportement différent avec l'injection de 1 à 2 % d'eau dans la turbine parmi les trois catégories. Ainsi les aérodérivatives ont montrées une meilleure amélioration des performances mieux que les deux autres catégories.

Toujours Bhargava et al. [21] ont élaboré une étude similaire, mais cette fois ci sur 15 cycles combinés. Ils ont conclu que l'amélioration des performances d'un cycle combiné est lié à l'amélioration des performances de la turbine à gaz car étant le composant majeur de cycle. Les cycles combinés avec les aérodérivatives ont des plus grandes puissances que ceux avec les turbines à gaz avancées.

A. Ragland et al. [22] ont effectué une étude sur l'optimisation de la récupération de chaleur dans le cycle combiné. Ils ont observés que les performances de la turbine à gaz et la chaudière de récupération ont des impacts importants sur le rendement global du cycle. L'étude démontre que les paramètres à optimiser dans la chaudière sont la pression de vapeur, la température, les débits, le pincement, les températures d'approche et la température de sortie de gaz d'échappement. Ainsi, réduire la température de pincement et la température d'approche peut augmenter les rendement du cycle combiné mais dans des limites déterminées pour ne pas risquer d'avoir des problèmes opérationnels.

## *Chapitre II*

---

### Cycle combiné et cogénération

---

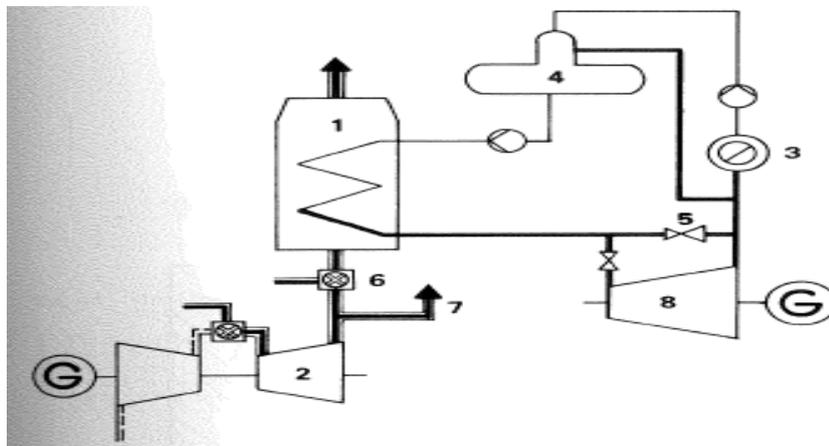
## 1. Introduction

L'avantage du cycle combiné s'applique non seulement pour des centrales électriques qui produisent de l'électricité uniquement mais aussi à celles qui fournissent de la chaleur ou de la vapeur pour différents processus également. La supériorité thermodynamique des centrales à cycle combiné sur les centrales électriques conventionnelles est plus remarquée au niveau des installations de cogénération que des installations utilisées uniquement pour la génération de l'électricité. Les performances énergétiques et environnementales de ces centrales sont surtout liées à l'exploitation optimale de la chaleur des gaz issus de la combustion et la production de deux formes d'énergies, électrique et thermiques à partir de la même source de chaleur. Les installations à cycle combiné suivantes peuvent être considérées comme des centrales de cogénération :

- Cycle combiné avec turbine à contre-pression (Fig. II.1)
- Cycle combiné avec turbine à extraction/condensation (Fig. II.2)
- Cycle combiné avec chaudière de récupération (HRSG) (Fig. II.3)

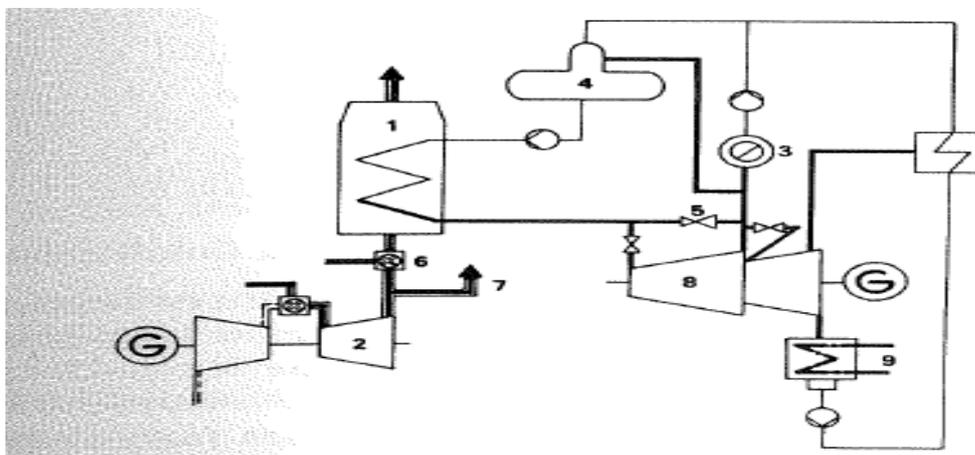
Bien que la turbine à gaz avec HRSG ne soit pas un véritable cycle combiné (fonctionnement sans turbine à vapeur), elle peut être considérée comme un cas limite. Toutes les installations peuvent être équipées de combustion supplémentaire, ce qui peut être un avantage considérable pour le processus de cogénération. Cela offre une plus grande flexibilité de conception et d'exploitation pour le cycle combiné conventionnel qui utilise la chaleur des gaz d'échappement uniquement. La production de la vapeur (l'énergie thermique) peut être contrôlée indépendamment de la production de l'électricité et la combustion auxiliaire assure le contrôle de la génération de la vapeur. Les centrales de cogénération peuvent être classées en trois catégories comme suit :

- Centrales électriques industrielles qui produisent la vapeur aux installations industrielles.
- Centrales thermiques qui produisent de l'énergie thermique pour les systèmes de chauffage urbain.
- Centrales électriques couplées à des usines de dessalement de l'eau de mer.



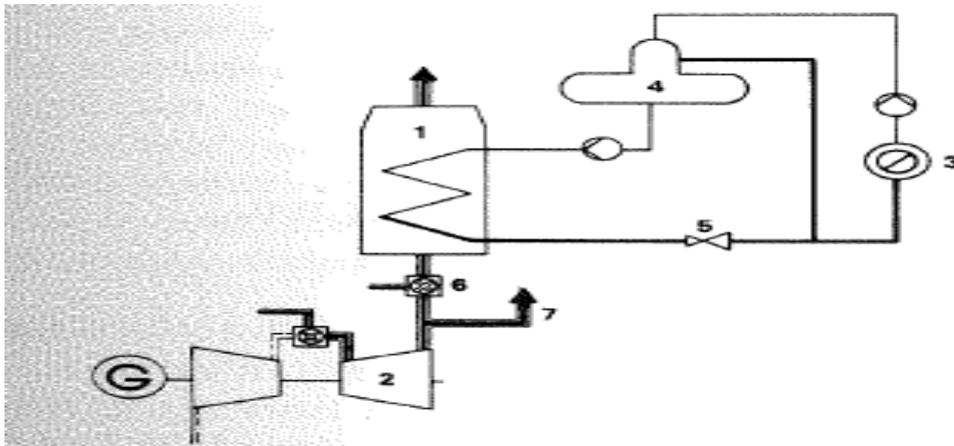
- |                                    |                                    |
|------------------------------------|------------------------------------|
| 1. Chaudière de récupération       | 5. poste de réduction de vapeur    |
| 2. Turbine à gaz                   | 6. combustion supplémentaire       |
| 3. utilisateur de vapeur           | 7. déviation de gaz d'échappements |
| 4. ballons d'alimentation/dégazeur | 8. Turbine à contre-pression       |

**Fig. II.1 :** Centrale à cycle combiné utilisé pour la cogénération (avec turbine à contre pression)



- |                                    |                                    |
|------------------------------------|------------------------------------|
| 1. Chaudière de récupération       | 6. combustion supplémentaire       |
| 2. Turbine à gaz                   | 7. déviation de gaz d'échappements |
| 3. utilisateur de vapeur           | 8. Turbine à contre-pression       |
| 4. ballons d'alimentation/dégazeur | 9. condenseur                      |
| 5. poste de réduction de vapeur    |                                    |

**Fig. II.2 :** Cycle combiné avec une turbine d'extraction/condensation



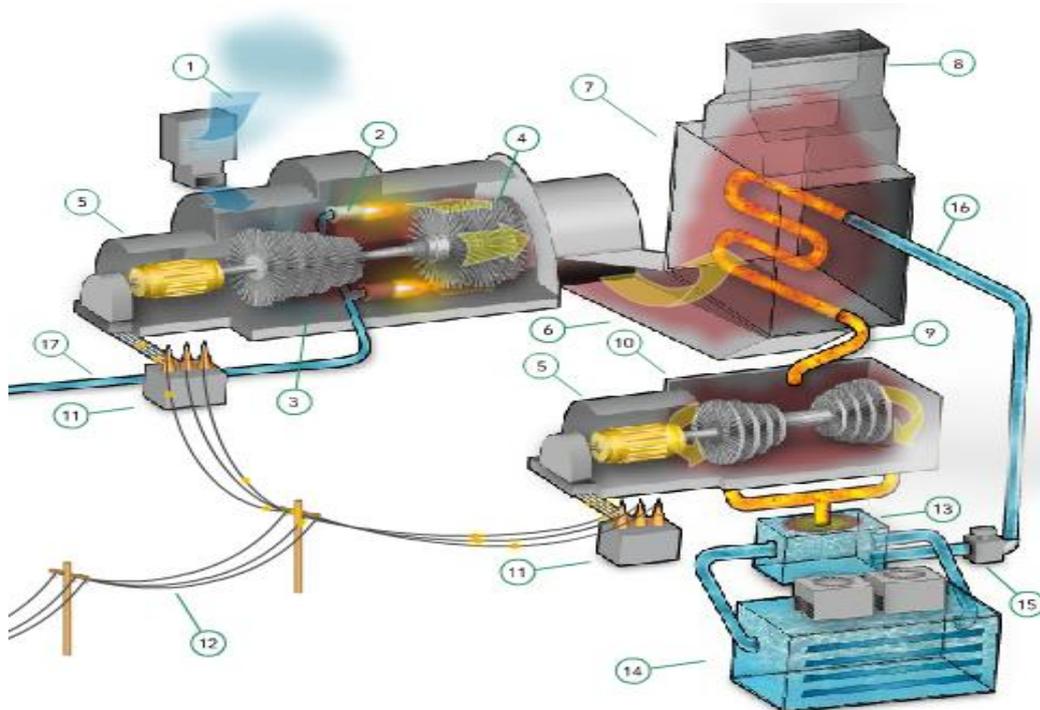
- |                                    |                                    |
|------------------------------------|------------------------------------|
| 1. Chaudière de récupération       | 5. poste de réduction de vapeur    |
| 2. Turbine à gaz                   | 6. combustion supplémentaire       |
| 3. utilisateur de vapeur           | 7. déviation de gaz d'échappements |
| 4. ballons d'alimentation/dégazeur |                                    |

**Fig. II.3 :** Turbine à gaz avec une chaudière de récupération

## 2. Définition du cycle combiné

Un cycle combiné (on dit encore cycle mixte ou combined cycle gaz turbine CCGT) est essentiellement une centrale thermique produisant de l'électricité par deux moyens combinés. Une turbine (TAG) alimentée en gaz naturel va produire de l'électricité, c'est le premier cycle. Comme toute turbine à combustion, elle va occasionner de la production de la chaleur. Une partie de cette chaleur est alors récupérée, pour réchauffer une masse d'eau et la vaporiser, pour alimenter une seconde turbine (TAV) fonctionnent à la vapeur, c'est le second cycle. Une partie de la vapeur produite peut être également utilisée à d'autres fins c'est le cas de la cogénération. L'association des deux cycles permet d'optimiser la chaleur produite par la combustion du gaz naturel et d'atteindre un rendement électrique d'ordre de 58%. Le rendement électrique correspond au rapport entre la quantité d'électricité et la quantité de gaz consommée pour générer cette électricité. Plus le rendement est élevé, meilleur

c'est. La quantité de gaz consommée est en effet plus faible pour la même quantité d'électricité produite.



- |                                     |                                 |
|-------------------------------------|---------------------------------|
| 1. Admission d'air                  | 10. Turbine à vapeur            |
| 2. Combustion                       | 11. Transformateurs             |
| 3. Compresseur                      | 12. Réseau électrique           |
| 4. Turbine à gaz                    | 13. Condenseur                  |
| 5. Générateurs                      | 14. Tour de refroidissement     |
| 6. Gaz d'échappements               | 15. Pompe d'alimentation        |
| 7. Chaudière de récupération (HRSG) | 16. Eau d'alimentation          |
| 8. Sortie des gaz d'échappements    | 17. Alimentation en Gaz naturel |
| 9. vapeur surchauffée               |                                 |

**Fig. II.4 :** Principe de fonctionnement de cycle combiné

### 3. Turbine à gaz

La turbine à gaz est l'élément clé de centrale à cycle combiné générant plus de deux tiers (2/3) de l'énergie de la centrale. Le processus de turbine à gaz est simple : de l'air ambiant est filtré, comprimé à une pression de 14 à 30 bars et utilisé pour brûler le combustible, produisant des gaz chauds avec une température généralement plus grande que 1000°C. Ces gaz sont détendus dans une turbine qui entraîne le compresseur et le générateur. Les gaz chauds sont détendus dans la turbine jusqu'à la

pression ambiante et à une température entre 450 à 650°C selon le rendement de la turbine, le taux de détente et la température d'admission de la turbine.

La centrale à cycle combiné est devenue une centrale thermique compétitive en raison du développement rapide dans les nouvelles technologies de turbine à gaz, qui sont encore en progrès. Le développement de la turbine à gaz implique généralement l'augmentation des températures d'admission de turbine à gaz (par exemple, en améliorant les technologies de refroidissement) et des débits d'air du compresseur. Les températures croissantes d'admission de la turbine à gaz produisent des différences élevées d'enthalpie utile et augmentent en conséquence le rendement et la production de la turbine à gaz et de la centrale à cycle combiné en général. Ceci peut généralement être réalisé en utilisant le même compresseur, et bien qu'un investissement additionnel dans les matériaux puisse être nécessaire, le coût spécifique de la centrale est réduit. Puisque les coûts du combustible et les coûts d'investissement sont les facteurs principaux du coût de la production d'électricité, la température d'admission de turbine à gaz devrait être élevée jusqu'à la pleine capacité du matériel afin d'améliorer la compétitivité du produit.

Parallèlement au développement de la turbine à gaz, le développement dans le compresseur aussi bien qu'un développement substantiel dans les systèmes de combustion ont été réalisés. Aujourd'hui, les compresseurs peuvent assurer des débits d'air beaucoup plus grands et des taux de compression plus élevés, ayant pour résultat des productions d'énergie plus élevées, des coûts spécifiques réduits et un rendement amélioré.

La technologie de combustion joue un rôle principal dans les technologies modernes de la turbine à gaz. La demande rapidement croissante en températures élevées d'admission de la turbine et les règlements vigoureux en termes des émissions des polluants représentent un grand défi. Ces demandes contradictoires doivent être mises en harmonie. Le système de combustion doit générer une température d'admission de turbine aussi haute que possible pour des raisons de performance, mais en maintenant une température de flamme aussi basse que possible due aux limites d'émissions (la production de NO<sub>x</sub> augmente rapidement avec la température de flamme).

En plus, la compétitivité est augmentée avec les nouveaux concepts de turbine à gaz, tels que la combustion séquentielle qui est apparue sur le marché dans les années 40 et a été réintroduite dans les années 90. La turbine à gaz a deux étapes de combustion, avec une section intermédiaire de turbine et une température des gaz d'échappement plus élevée. Ceci signifie que des rendements plus élevés du cycle combiné peuvent être réalisés sans augmenter les températures de la combustion.

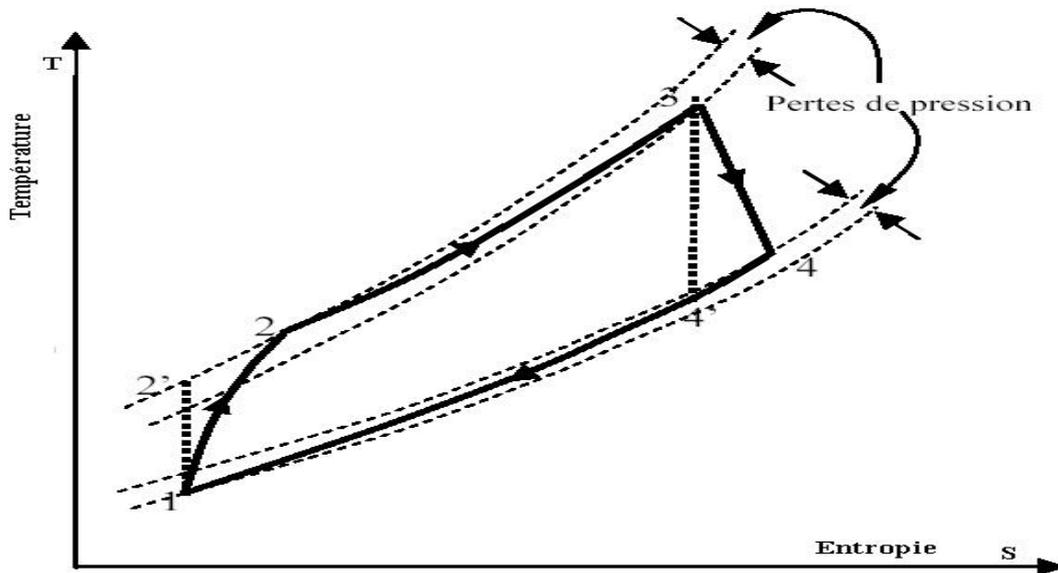
### 3.1. Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il tient son nom de l'ingénieur américain George Brayton (1830–1892). La turbine à gaz fonctionne suivant le Cycle de Brayton réel. Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Dans notre cas, on s'intéresse au Cycle de Brayton ouvert utilisé dans les centrales électriques à Turbines Gaz-Vapeurs. Le cycle est parcouru par un débit d'air aspiré de l'atmosphère, celui-ci subit une compression isentropique dans le compresseur. L'air comprimé est ensuite chauffé dans la chambre de combustion suivant une combustion isobare pour être détendu de manière isentropique dans la turbine qui entraîne le compresseur et l'alternateur.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal par l'irréversibilité dans le compresseur et la turbine, le débit d'air et des chaleurs massiques non constants. Les températures réelles de sortie du compresseur et de la turbine seront plus élevées que prévu car ces machines subissent des pertes par frottements. L'écart par rapport au cycle idéal est quantifié par le rendement isentropique. La combustion n'est pas isobare car la chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression d'entrée de la turbine sera plus faible et de plus, la présence d'un filtre à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à la sortie crée des pertes additionnelles.

Le débit d'air qui parcourt le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut prendre en compte le débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour refroidir la turbine. Les chaleurs spécifiques sont supposés constantes alors qu'en réalité leurs valeurs dépendent de la

composition chimique de l'air. En fin, aucun accouplement mécanique n'est parfait et par conséquent l'arbre de la machine est sujet à des pertes mécaniques.



**Fig.II.5** : Diagramme (T-S) des cycles théorique et réel de Brayton

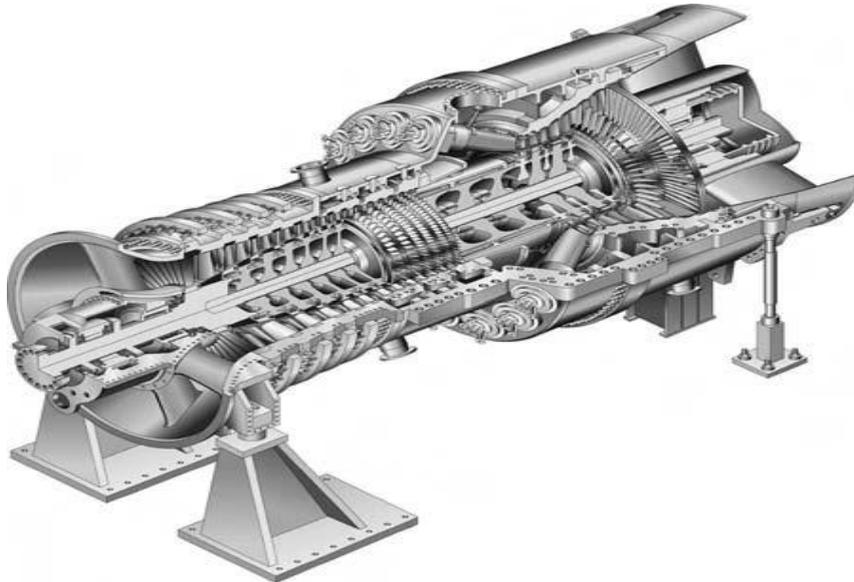
### 3.2. Catégories de turbine à gaz

Les turbines à gaz de production d'énergie peuvent être classifiées en deux catégories :

- La turbine à gaz aérodérivée, comportant une turbine à réaction modifiée pour le service industriel
- Les turbines à gaz industrielles heavy-duty (Fig. II.5), à l'origine dérivées de turbine à vapeur

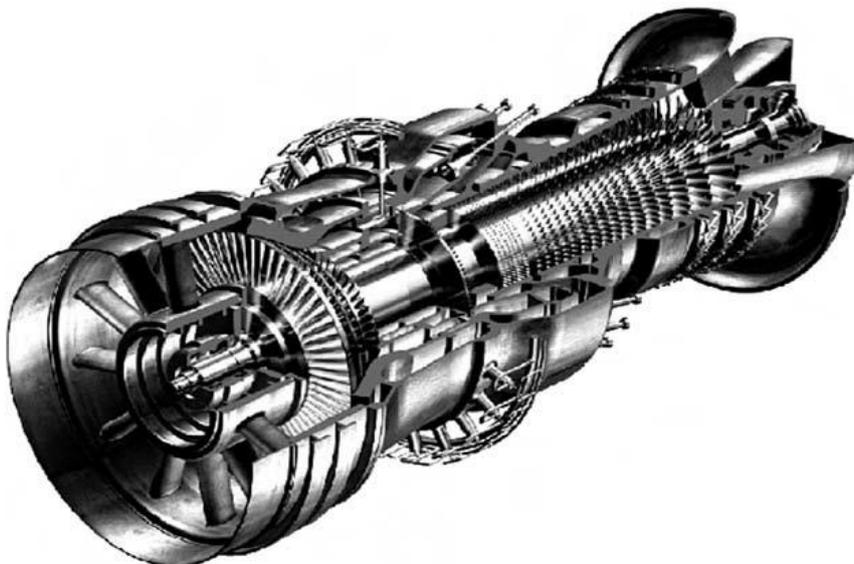
Les aérodérivatives offrent généralement des rendements plus élevés que les autres en raison de l'aéro-technologie. En outre, elles sont plus petites, plus légères et peuvent démarrées rapidement en raison de leur basse inertie inhérente. Puisque ces turbines sont dérivées des réacteurs, elles conservent plusieurs dispositifs conçus pour permettre un entretien rapide des moteurs. Des turbines à deux axes sont généralement utilisées pour l'entraînement de compresseur, où la vitesse de fonctionnement de la turbine est également variable. En raison de la taille des avions, les aérodérivatives sont limités à une production électrique d'approximativement 50 MW.

Les turbines à gaz industrielles heavy-duty sont pratiquement toujours conçues avec un seul axe d'entraînement des générateurs avec des productions considérables de plus de 300 MW. En raison des températures d'admission de la turbine et des débits d'air de compresseur, les turbines à gaz actuelles peuvent réaliser des productions électriques jusqu'à 340 MW.



**Fig. II.6 :** Turbine à gaz industrielle Heavy-duty

### 3.3. Turbine à gaz avec combustion séquentielle



**Fig. II.7 :** Turbine à gaz avec combustion séquentielle

Dans une turbine à gaz avec combustion séquentielle, l'air comprimé avec des taux de compression de l'ordre de 30, entre dans la première chambre de combustion située en aval de la sortie de compresseur. A cette partie, le combustible est brûlé, élevant la température de gaz à la température d'admission pour la première section de la turbine. Le gaz chaud se détend pendant qu'il traverse cette section de la turbine, produisant de la puissance avant d'entrer dans la deuxième chambre de combustion où du combustible additionnel est brûlé pour atteindre la température d'admission pour la deuxième section de la turbine, ensuite le gaz chaud est détendu jusqu'à la pression atmosphérique.

Avec les mêmes températures d'admission de la turbine qu'une turbine à gaz avec simple combustion, un rendement plus élevé peut être réalisé avec les mêmes niveaux des émissions.

### 3.4. Contrôle et dégradation

Les turbines à gaz réalisent des très bonnes fiabilités à travers des contrôles bien planifiés et des activités de maintenance régulières. Dans la centrale à cycle combiné, les contrôles des autres équipements peuvent être complétés à des temps définis par le programme de contrôle de la turbine à gaz. En outre, une turbine à gaz est soumise à des dégradations qui ont deux causes principales :

- Encrassement lors du fonctionnement du compresseur et de la turbine.
- Vieillessement à moins que des pièces soient remplacées.

L'encrassement de compresseur se produit parce que la turbine à gaz fonctionne dans un cycle ouvert. Le compresseur admet de l'air qui ne peut pas être complètement propre. L'encrassement du compresseur est réduit par un système de filtration d'air qui est adapté aux conditions environnementales de l'emplacement de la centrale. Pour le fonctionnement économique d'une centrale à turbines à gaz, la conception et la taille appropriées du système de filtre à air, ainsi que des intervalles de maintenance bien déterminés pour le nettoyage de compresseur et le remplacement de filtres, sont essentiels. Les baisses de pression dans le système d'admission d'air ont pour conséquence des pertes de performance.

### 3.5. Combustibles des turbines à gaz

Plus de trois quarts de turbines à gaz installées utilisent du gaz naturel et du combustible léger distillé tandis que l'essence est le plus souvent employée seulement comme carburant de secours. Ces combustibles propres permettent d'obtenir la performance optimale avec les turbines à gaz de pointe, permettant la combustion sans résidus avec des très bas niveaux d'émissions. Ils sont disponibles, faciles à traiter et compatibles avec les chambres de combustion standards et le matériel auxiliaire. En plus ils fournissent le mode de fonctionnement le plus simple et n'exigent pas beaucoup d'efforts de maintenance des matériels.

Le quart restant des turbines à gaz, utilisent des combustibles peu usuels, tels que les carburants spéciaux comme le gaz naturel de faible BTU, les gaz d'échappements des procédés de fabrication de fer, gaz de synthèse (syngaz) dérivés de divers carburants d'origine, mais aussi des essences lourds et d'huile résiduel, de pétrole brut, de naphta et ainsi de suite. La combustion de ces combustibles dans les turbines à gaz exige des efforts spéciaux pour la conception des brûleurs, pour la conception de compresseur et turbine, pour les systèmes de stockage et d'alimentation, pour le traitement du carburant et ou le conditionnement, pour des raisons de sécurité et pour le contrôle des émissions.

## 4. Chaudière de récupération (HRSG)

La chaudière de récupération ou HRSG (Heat Recovery Steam Generator) est le lien entre la turbine à gaz et le processus de turbine à vapeur. La fonction de HRSG est de convertir l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement de turbine à gaz en vapeur.

### 4.1. Descriptif

La chaudière de récupération peut être construite suivant deux configurations de base, basées sur la direction (horizontale ou verticale) des gaz d'échappement de la turbine à gaz à travers la chaudière. Dans une chaudière de récupération du type tour ou horizontale le transfert de chaleur se fait dans un ensemble d'échangeurs.

- L'**économiseur** est le dernier échangeur sur le trajet des fumées. Son but est de réchauffer l'eau d'alimentation jusqu'à une température (température d'approche) proche de la température de saturation ;
- L'**évaporateur** ou vaporisateur est le seul échangeur du dispositif qui n'élève pas la température du fluide ;
- Le **surchauffeur** est le premier échangeur traversé par la fumée. Il porte la vapeur à des conditions d'utilisation.

L'installation porte un **ballon de chaudière** dans lequel règne un équilibre eau-vapeur. Il assure un certain relais entre les différents échangeurs et son état (pression, température, niveau etc.) est étroitement surveillé, car il est le garant du bon fonctionnement de la chaudière de récupération.

**Circuit eau :** L'eau froide en provenance de la bêche alimentaire est envoyée par la pompe dans l'échangeur économiseur. L'eau ainsi réchauffée passe dans le ballon puis ensuite dans l'évaporateur. Le ballon sépare la phase liquide de la phase vapeur. La vapeur produite est envoyée dans le surchauffeur.

**Circuit gaz brûlés :** Les gaz brûlés entrent dans la chaudière à une température de l'ordre de 500°C et en ressort avec une température de 150 à 180°C.

La différence de température entre les gaz d'échappement et la vapeur saturée est appelée le pincement (pinch point). Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique. Cependant plus il sera faible, plus la surface d'échange nécessaire sera importante. Il y a donc un optimum économique à trouver (8 à 15°C).

L'échange thermique dans le HRSG peut se dérouler à jusqu'à trois niveaux de pression, selon la quantité désirée d'énergie à récupérer. De nos jours, la chaudière de récupération à deux ou trois niveaux de pression est généralement la plus utilisée.

Dans toutes les chaudières de récupération, la température de sortie des fumées doit être supérieure à la température de rosée acide pour éviter toute corrosion, soit 90° à 100°C dans le cas où le carburant utilisé est le gaz naturel et 120° à 130°C pour du fuel distillé. Cette température reste élevée pour des chaudières à un niveau de pression. Ceci en fait une technologie bien adaptée pour le fioul. De plus elle a l'avantage d'une grande simplicité donc d'un coût minimum.

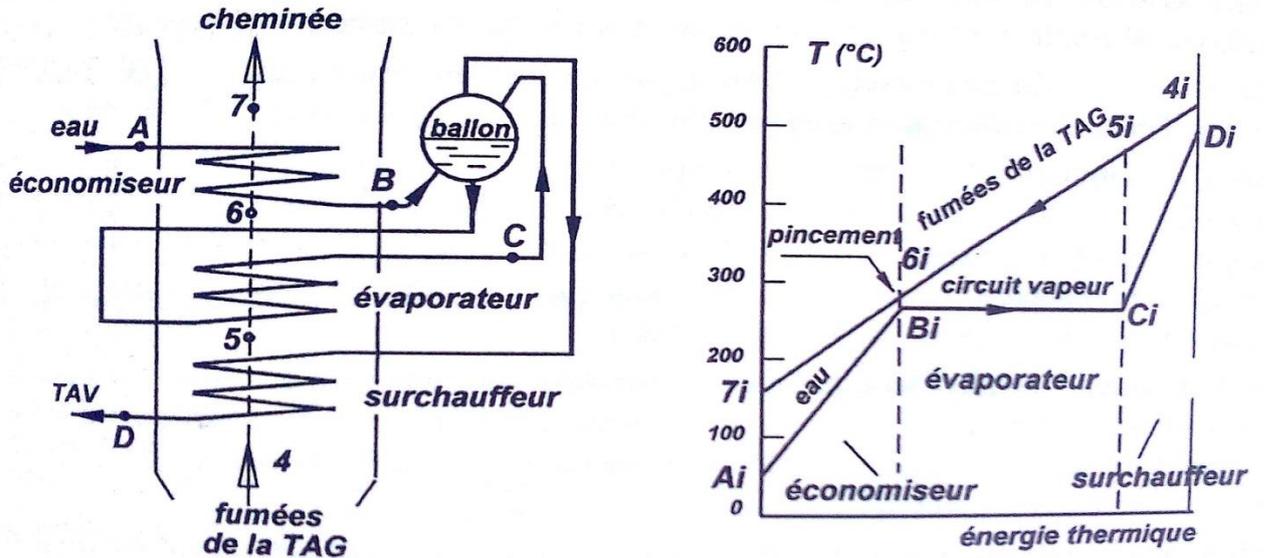


Fig. II.8 : Schéma de chaudière avec un niveau de pression et l'échange thermique

Dans les centrales à cycle combiné les trois configurations principales de HRSG suivantes sont le plus répandues.

#### 4.2. HRSG sans combustion supplémentaire

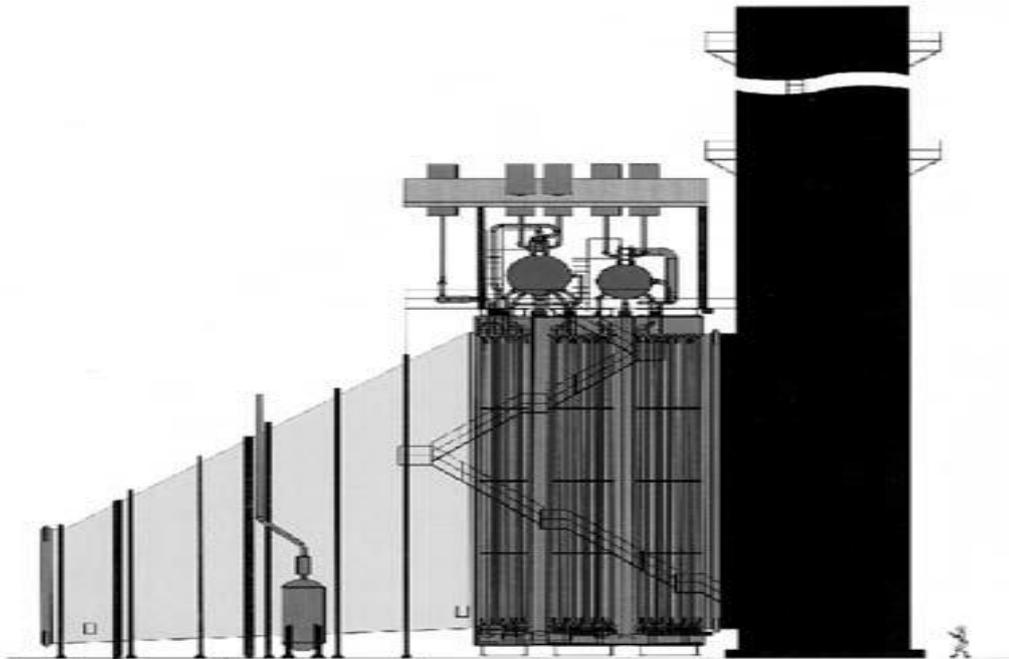
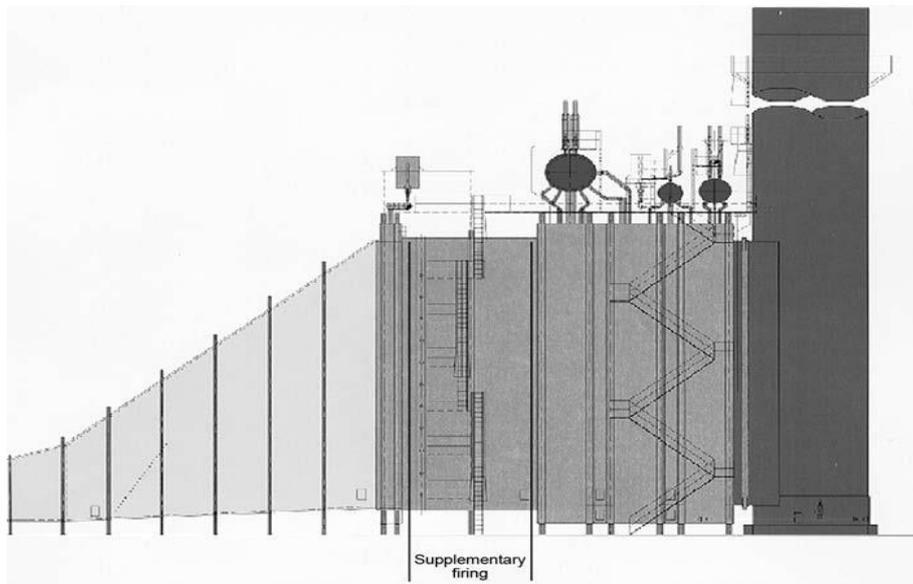


Fig. II.9 : HRSG sans combustion supplémentaire (convection naturelle)

C'est pratiquement un échangeur de chaleur à échange par convection naturelle ou forcée. Le HRSG sans combustion supplémentaire est le modèle le plus utilisé dans la majorité des centrales à cycle combiné.

#### 4.3. HRSG avec combustion supplémentaire limitée

Les principes de fonctionnement du HRSG avec combustion supplémentaire limitée (Fig. II.9) sont identiques à ceux pour le HRSG sans combustion supplémentaire. Il y a diverses conceptions disponibles pour le système de combustion lui-même. Les unités qui ne dépassent pas une température de gaz approximativement de 780°C, en aval de la combustion supplémentaire, peuvent être construites avec des simples brûleurs. Cette limite peut être prolongée en exigeant des modifications dans la chaudière de récupération. La combustion supplémentaire est le plus souvent appliquée aux centrales à cycle combiné de cogénération où les quantités de vapeur de processus doivent être variées indépendamment de l'électricité générée. Dans ce cas, la combustion supplémentaire est utilisée pour réguler la quantité de vapeur de processus produite.



**Fig. II.10 :** le HRSG avec combustion supplémentaire limitée

#### 4.4. HRSG avec combustion supplémentaire maximale

La combustion maximale est déterminée par la teneur en oxygène des gaz d'échappements de la turbine à gaz. La chaleur contenue dans ces gaz d'échappements

est moindre par rapport à la chaleur générée par la combustion de sorte qu'il n'est plus correct de parler de chaudière de récupération. La conception d'une chaudière de récupération de ce type est pratiquement identique à celle d'une chaudière conventionnelle avec le four, sauf qu'il n'y a aucun préchauffeur d'air. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz ont une température de 450 à 650°C, rendant un réchauffeur régénératif inutile. Pour refroidir les gaz à une température suffisamment basse en aval de la chaudière, un économiseur additionnel est utilisé, qui assure une partie du préchauffage d'eau d'alimentation provenant de préchauffage régénératif de la turbine à vapeur. Si le combustible est le gaz, un économiseur additionnel à basse pression améliore le rendement du HRSG. Le carburant brûlé lors cette combustion supplémentaire peut être du pétrole, du gaz ou de charbon pulvérisé. Ce type de HRSG est utilisé pour augmenter le rendement d'une centrale conventionnelle de turbine à vapeur utilisant une turbine à gaz et l'énergie thermique des gaz d'échappement.

#### **4.5. Optimisation de la chaudière de récupération**

La température de vapeur doit être maximisée (aussi proche que possible de la température des fumées mais compatible avec la limite des matériaux) de façon à améliorer le rendement de cycle. Ceci n'entraîne pas de surcoût significatif.

Une diminution de pincement se traduit par un meilleur rendement de cycle mais une surface d'échange nécessaire plus grande, donc un coup élevé de la chaudière.

Lorsqu'on augmente la pression, la température de la cheminée augmente. La Chaleur extraite de la fumée est donc plus faible. Il en résulte que le débit de vapeur produite est diminué, mais celle-ci se trouve à un niveau énergétique plus élevé. Les surfaces d'échanges sont plus importantes du fait d'une température moyenne de l'eau/vapeur plus proche que celle des fumées.

L'optimisation thermo-économique du pincement et de la pression ne se fait donc pas simplement. Toute fois la réduction de pincement permet une plus grande amélioration des performances que l'augmentation de pression de coût égal. De ce fait il est préférable de favoriser le pincement.

## 5. Turbine à vapeur

Les exigences les plus importantes pour une turbine à vapeur moderne de cycle combiné sont :

- Un rendement élevé
- Des périodes de démarrage plus courtes
- Des périodes d'installation plus courtes
- Configuration montée sur place

Dans le passé, les turbines à vapeur des cycles combinés étaient des applications des turbines à vapeur industrielles ou des turbines dérivées des centrales à turbine à vapeur conventionnelles. Les différences principales entre les turbines à vapeur conventionnelles et les turbines à vapeur de cycle combiné sont :

- Une plus grande puissance
- Des températures et des pressions plus élevées de la vapeur
- Plus d'extraction pour le chauffage d'eau alimentation

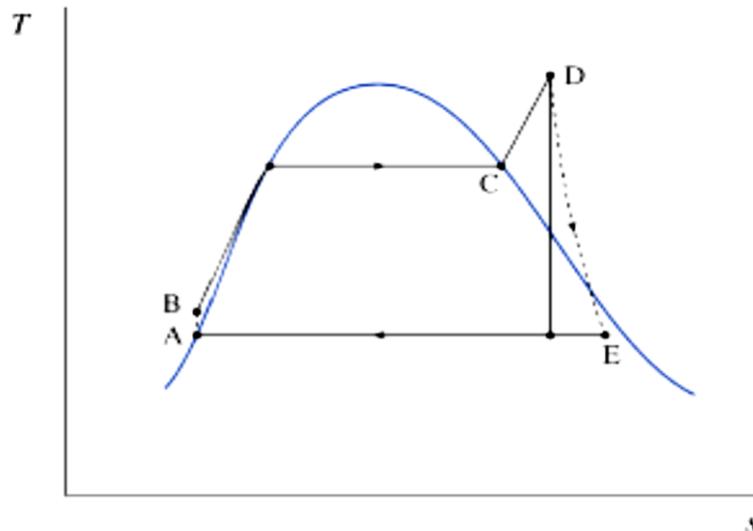
Les turbines à vapeur de cycle combiné ont des périodes de démarrage plus courtes mais de faible puissance et faible pression de vapeur de 100 à 170 bars comparativement aux 160 à 300 bars pour les turbines conventionnelles. De nos jours, les nouveaux cycles combinés sont fréquemment équipés des turbines à vapeur avec résurchauffe.

### 5.1. Cycle de Rankine

Cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui comprend deux isobares et deux adiabatiques. C'est le cycle qui se rapproche le plus du cycle de Carnot. Il se distingue de ce dernier par la substitution des deux transformations isothermes par deux transformations isobares qui rendent possible sa réalisation technique.

Pour le cas des vapeurs condensables, ce cycle peut également s'appeler Rankine-Hirn, selon que le processus de vaporisation est arrêté à la sortie de la chaudière ou qu'il est prolongé par une surchauffe dans le surchauffeur (du HRSG). Ceci permet de réaliser une détente adiabatique avec des températures d'admission de

la vapeur convenables tout en évitant une condensation précoce dans la turbine, qui peut endommager certains composants de la turbine à vapeur.



**Fig. II.11 :** Diagramme (T-S) de cycle de Rankine

### 5.2. Caractéristique de turbine à vapeur de cycle combiné

Les turbines à vapeur utilisées pour les installations de cycle combiné sont des machines simples. Dans le passé, elles sont utilisées avec des paramètres de vapeur (température, pression) relativement moins importants, avec l'augmentation des températures des gaz d'échappement de turbine à gaz, les pressions optimales de vapeur sont augmentées également. Les températures de la vapeur ont maintenant atteint le niveau de ceux des centrales à vapeur conventionnelles. Les centrales à cycle combiné génèrent fréquemment de la vapeur à plusieurs niveaux de pression. En raison des admissions multiples, le débit de la vapeur dans la turbine à vapeur augmente de l'admission vers la sortie (le prélèvement pour le préchauffage partiel d'eau d'alimentation implique seulement une petite réduction). Les courtes périodes de démarrage sont d'une importance particulière parce que les centrales à cycle combiné sont utilisées souvent dans des unités avec des démarrages et des arrêts quotidiens ou hebdomadaires.

### 5.3. Cycle combiné à simple axe et à plusieurs axes

Les turbines à gaz modernes réalisent un plus grand rendement avec des températures des gaz d'échappement élevées. Avec les grandes turbines à gaz sur le marché, la configuration courante est une turbine à vapeur par turbine à gaz ou une turbine à vapeur pour deux turbines à gaz. L'installation d'une turbine à vapeur par turbine à gaz est l'application la plus courante, c'est à dire les deux turbines sont reliées par un seul arbre qui entraînent le même générateur.

Une centrale avec deux turbines à gaz peut être construite dans une configuration de deux-turbines-à-gaz-pour-une-turbine-à-vapeur (multiaxe) ou deux turbines à gaz chacune dans une configuration de simple axe. Dans une centrale de cycle combiné à plusieurs axes, il y a généralement plusieurs turbines à gaz avec des HRSG produisant de la vapeur pour une seule turbine de vapeur. Les turbines à gaz et à vapeur ont des axes, des générateurs, transformateurs élévateurs séparés. En combinant la production de vapeur des HRSG de deux turbines à gaz, un plus grand volume de vapeur est admis dans la turbine à vapeur, ce qui améliore le rendement de la turbine à vapeur.

Il y a deux concepts pour les centrales de simple axe. Dans le premier, le générateur est situé entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur, chaque turbine conduisant une partie du générateur. La turbine à vapeur est couplée au générateur directement ou avec un embrayage. Dans le second, le générateur situé à l'extrémité de l'arbre, est entraîné par les deux turbines sur le même axe. La turbine à vapeur, dans ce cas, est rigidement couplée à la turbine à gaz sur un côté et au générateur de l'autre.

### 5.4. Pression de la vapeur

Les anciennes turbines à gaz avaient de faibles puissances et avec de faibles températures à la sortie et la pression optimale pour le cycle de vapeur était moins importante. Cela convenait à la turbine à vapeur pour deux raisons : les basses pressions fournissent de plus grands volumes de vapeur qui sont plus efficacement détendus dans la turbine à vapeur et avec le cycle sans réchauffe, une basse pression de vapeur réduit le taux d'humidité à la sortie de la turbine à vapeur et par conséquent l'érosion. Mais les turbines à gaz modernes avec des températures des gaz élevées, ont

permis d'avoir des cycles combinés avec des pressions plus élevées avec le cycle de vapeur. Une turbine à haute pression adaptée permet une très bonne détente avec de petits volumes de vapeur, en utilisant une boîte de vitesse pour augmenter la vitesse de la turbine à haute pression, réduisant des pertes secondaires de l'aubage. Un rendement global amélioré est ainsi obtenu.

## 6. Générateur

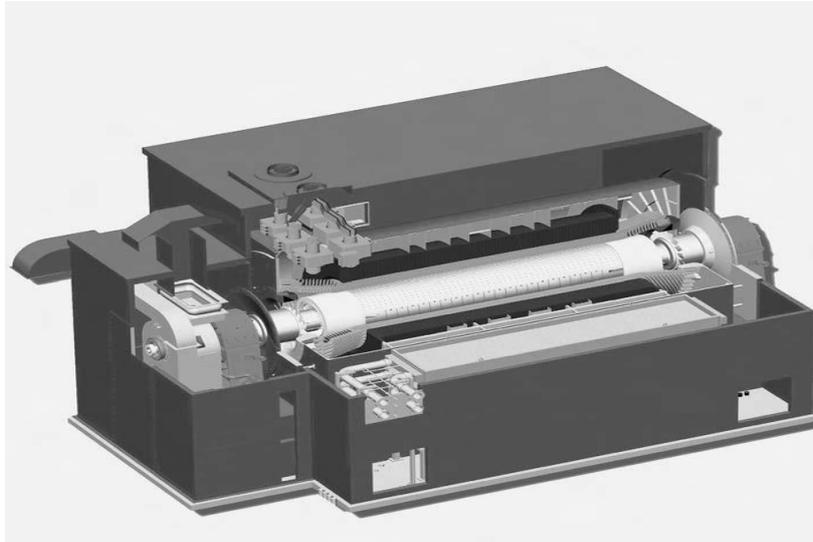
La majorité des turbines à gaz et des turbines à vapeur sont directement couplées aux générateurs à deux pôles. Pour des unités avec des productions en dessous de 40 MW, les générateurs tétra-polaires, qui fonctionnent à moitié vitesse, sont plus économiques. Il est avantageux que des turbines avec de telle production aient généralement déjà une boîte de vitesse et donc l'utilisation d'un générateur tétra-polaire exige seulement l'adaptation du rapport de réduction de boîte de vitesse.

Quartes (4) types de générateurs sont utilisés dans les centrales à cycle combiné :

- Générateurs refroidis à l'air avec le refroidissement à l'air à circuit ouvert
- Générateurs refroidis à l'air avec de l'air à circuit fermé (TEWAC)
- Générateurs refroidis à hydrogène
- Générateurs refroidis à l'eau dans les centrales à un seul axe

Les générateurs avec refroidissement à l'air avec circuit ouvert sont de moindre en coût et n'ont pas besoin de refroidissement supplémentaire, cependant des problèmes, avec l'encrassement, des atmosphères corrosives et le bruit, peuvent surgir. Les générateurs avec refroidissement à l'air avec le circuit d'air fermé, sont utilisés pour des capacités de 480 MVA. Ces machines sont raisonnables en coût et fournissent une excellente fiabilité. Le rendement des générateurs modernes refroidis à l'air, en pleine puissance, est au-dessus de 98%. Les générateurs refroidis à l'hydrogène et à l'eau atteignent des rendements approximativement de 99% en pleine puissance, ce qui rend leur performance supérieure, en particulier à puissance partielle, aux machines refroidies à l'air. Cependant, les machines refroidies à l'eau exigent des équipements auxiliaires et de l'équipement de surveillance, elles sont plus complexe dans la conception et en conséquence, plus chères que les machines refroidies à l'air. En

général, les générateurs ont une très bonne fiabilité; les machines refroidies à l'air offrent une fiabilité légèrement plus élevée en raison de leur simplicité.



**Fig. II.12 :** Générateur refroidi à l'air utilisé dans des centrales à cycle combiné

### 7. Les autres composants

On peut ajouter aux composants majeurs précédents d'autres tels que les équipements électriques, les systèmes de refroidissement, le système de contrôle et instrumentation. En plus de ces équipements majeurs, une centrale à cycle combiné inclut d'autres équipements et systèmes. Ceux-ci incluent, par exemple :

- Les systèmes d'alimentation en combustible, comprenant un compresseur à gaz, s'il y a lieu
- Condensateur de turbine à vapeur
- Réservoir/dégazeur d'eau d'alimentation
- Pompes d'eau d'alimentation
- Tuyauterie et garnitures
- Système d'évacuation
- Installation de traitement de l'eau
- Approvisionnement en air comprimé
- Soutirage de la turbine à vapeur
- Chauffage, ventilation, et climatisation
- Chaudière auxiliaire, s'il y a lieu et bien d'autres

Ces équipements sont les mêmes indépendamment du fait qu'il s'agit des centrales à cycle combiné ou autres types de centrales électriques et en conséquence, ne sont pas décrits en détail ici.

## 8. Conclusion

Les centrales à cycle combiné sont surtout connues pour leurs rendements élevés, leur économie en énergie primaire et leur moindre niveau de pollution. A titre de comparaison, une centrale classique au gaz naturel à un rendement de l'ordre de 38% alors qu'une centrale à cycle combiné au gaz naturel a un rendement de l'ordre de 58%. Ainsi pour la même quantité de d'électricité produite, une centrale classique consomme de l'ordre de 52% plus de gaz naturel qu'une centrale à cycle combiné au gaz.

Le cycle combiné est également utilisé en cogénération. La turbine à condensation est alors remplacée par une turbine à contre-pression. On peut également procéder à des soutirages de vapeur dans la turbine à condensation.

Un paramètre de base important des centrales de cogénération est le coefficient de puissance, le rapport entre l'énergie électrique et l'énergie thermique produites. Une caractéristique des centrales à cycle combiné est la valeur minimum importante de ce coefficient de puissance. Donc, par conséquent elles semblent plus convenir pour le processus où une quantité relativement importante d'énergie électrique doit être générée. Le coefficient de puissance d'une centrale est affecté principalement par trois paramètres :

- La quantité de combustible injectée directement dans la chambre de combustion.
- La taille de la partie de condensation de la turbine d'extraction/condensation.
- Le niveau de pression de la vapeur du processus.

La combustion supplémentaire permet de diminuer la valeur de ce coefficient de puissance (plus de production de vapeur) et surtout de produire de la vapeur sans affecter la production électrique du cycle.

En fin les centrales à cycle combinée ont un bilan environnemental meilleur que les autres moyens de production d'énergie.

## *Chapitre III*

---

Position du problème

---

## 1. Introduction

Dans le cycle combiné, les performances de la turbine à gaz, appelée également turbine à combustion, ont un impact important sur le rendement et la performance du cycle. Le second équipement de la centrale ayant un impact considérable, est la chaudière de récupération (HRSG). L'étude bibliographique nous renseigne que les paramètres de la chaudière de récupération, la pression saturation de la vapeur, la température d'entrée des gaz dans la turbine, les débits, la température de pincement, la température d'approche et la température de sortie des gaz du HRSG influent considérablement sur les performances des centrales à cycle combiné.

L'objet de notre étude est de présenter une méthode numérique pour le calcul thermodynamique du cycle combiné afin d'étudier ses performances. Pour ce faire, il y'a lieu de formuler convenablement le problème et de lancer une simulation numérique à l'aide de logiciel EES (Engineering Equation Solver).

## 2. Formulation du problème

L'objectif principal d'une simulation numérique est de reproduire le plus approximativement possible l'aspect de la réalité concrète. Dans notre cas, la simulation numérique du cycle combiné portera sur la prédiction de performances et bien évidemment du rendement global. Cela en partant d'un certains nombres des paramètres opérationnels variables et en s'appuyant sur des modèles thermodynamiques de cycle et des données fournies par différentes références. Le but final recherché est la maximisation du rendement. Car, en définitive, l'augmentation du rendement signifie une économie de carburant d'une part et une réduction des émissions de polluants d'autre part.

Pour ce faire, on se propose de faire l'étude et la simulation numérique d'un cycle combiné de 39 MW destiné à fournir un quartier commercial en électricité. La turbine à gaz est le composant principal de la centrale en produisant environ 2/3 de la puissance. Les turbines à vapeur d'un cycle combiné sont d'une taille modeste comparées aux turbines des grandes centrales conventionnelles dont le rendement est

faible. Ceci tient au fait que seul un tiers environ de la puissance du cycle combiné est produit par la turbine à vapeur. Pour cela, nous réalisons cette étude à l'aide d'une turbine à gaz simple d'une puissance de 27 MW couplée avec un cycle de Rankine simple d'une puissance de 12 MW.

Pour assurer le fonctionnement optimal du cycle combiné, il se trouve une température critique de sortie des gaz, définie par la température de pincement et la température d'approche du HRSG en dessous et au-delà de laquelle le rendement du cycle chute progressivement.

L'objet de notre travail est de fixer ces paramètres opérationnels de la chaudière de récupération (voir la figure III.3) et varier la pression de saturation de la vapeur générée et la température de sortie des gaz du HRSG afin de prévoir leurs effets sur la performance et le rendement global du cycle. Cela permet de trouver la température critique de sortie des gaz et d'analyser son influence sur la performance de la récupération de la chaleur et l'efficacité du HRSG. Le rendement élevé du cycle combiné est essentiellement lié à la récupération et la conversion de l'énergie thermique des gaz d'échappement dans la chaudière de récupération.

La simulation numérique constitue un outil d'aide incontournable pour prédire les paramètres optimaux de fonctionnement de cycle afin d'avoir les meilleures performances et rendement. Le logiciel de calcul et de simulation EES est utilisé pour la modélisation et la simulation numérique dans le cas présent.

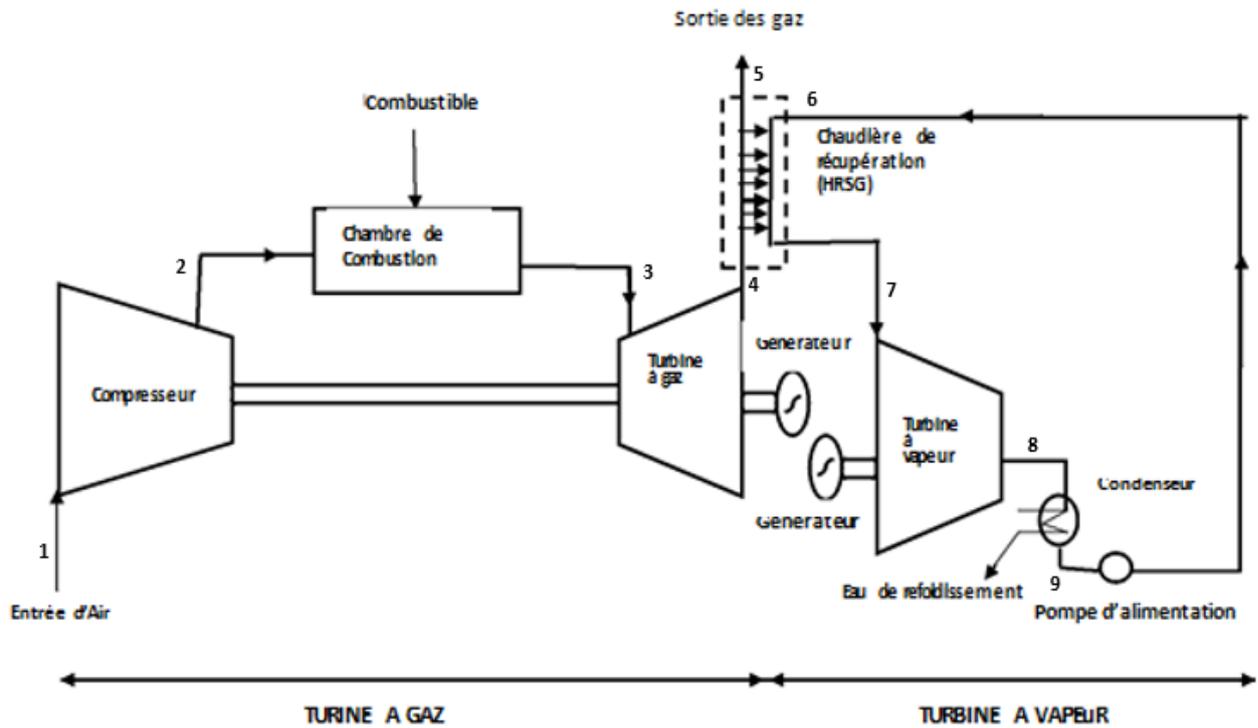


Fig. III.1 : Schéma de cycle combiné (gaz-vapeur)

Température [°C]

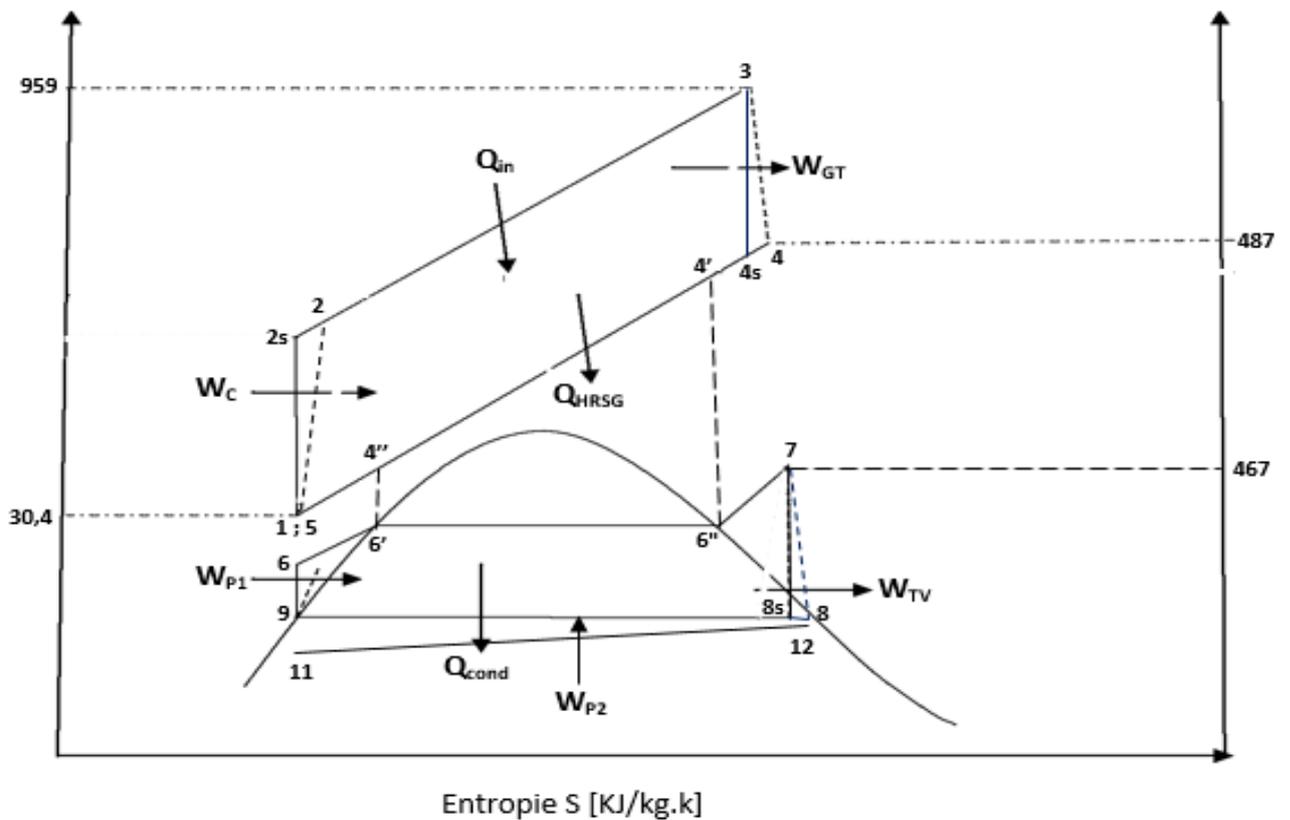


Fig. III.2 : Diagramme (T-S) de cycle combiné considéré

### 3. Données de l'étude

Les données utilisées dans le cadre de cette étude ont été prises à partir des différentes références. Concernant la température de pincement et la température d'approche, elles sont prises respectivement dans des plages des températures de 10-30°C [18] et 8-12°C [23]. Des valeurs moyennes de pincement et approche sont utilisées pour les calculs. Les **tables 1** et **2** contiennent les valeurs fournies par des références bibliographiques et exploitées pour les calculs de cycle combiné.

**Table 1** : Données opérationnelles de la TAG [18, 23, 29]

Composants	Paramètres	Symboles	Unités	Valeurs
Compresseur	Température d'entrée de l'air	$T_1$	°C	30.4
	Pression de d'entrée d'air	$P_1$	kPa	101.3
	Taux de compression	$r$	---	10
	Débit massique de l'air	$\dot{m}_a$	Kg/s	122.9
	Rendement isentropique	$\eta_c$	---	80 %
Chambre de combustion	Débit massique de combustible	$\dot{m}_c$	Kg/s	1.82
	Pouvoir calorifique	PCI	kJ/kg	45788
Turbine à gaz	Température d'admission des gaz	$T_3$	°C	959
	Débit massique de gaz	$\dot{m}_{gaz}$	kg/s	124.7
	Température de sortie des gaz	$T_4$	°C	487
	Rendement mécanique de TAG	$\eta_m$	---	96 %
HRSG	Température de sortie des gaz	$T_5$	°C	190

Table 2 : Données opérationnelles de la TAV [18, 23, 29]

Composants	Paramètres	Symboles	Unités	Valeurs
Turbine à Vapeur	Température d'admission de la vapeur	$T_7$	°C	477
	Pression de saturation de la vapeur	$P_{sat}$	kPa	4500
	Pression de condensation	$P_c$	kpa	10
	Rendement isentropique	$\eta_{t2}$	---	89.06 %
Pompe de refroidissement	Chaleur spécifique de l'eau de refroidissement	$C_{pe}$	kJ/kgK	4,18
	Température d'entrée d'eau de refroidissement	$T_{11}$	°C	25
	Température de sortie d'eau de refroidissement	$T_{12}$	°C	30
	Rendement isentropique des pompes	$\eta_p$	---	85 %
	Différence de pression dans le circuit d'eau de refroidissement	$\Delta P_{ef}$	kPa	450
	Masse volumique d'eau	$\rho_e$	kg/m <sup>3</sup>	1000

#### 4. Modélisation thermodynamique de l'installation

Il est utile de préciser ici, que 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 est irréversible et n'est pas adiabatique ;
- La surface totale d'échange de chaleur de HRSG est constante ;
- Le coefficient global d'échange est constant pour chaque niveau de pression ;

- L'eau à la sortie de l'économiseur est liquide
- L'enthalpie des gaz (fumées) est en fonction de température et de pression

#### 4.1. Compresseur

Le processus de compression d'air représenté par les segments (1-2s) pour le cas isentropique et (1-2) pour le cas réel, est accompli par le compresseur et modélisé par le rendement isentropique de compression.

La puissance de compresseur est définie par la formule :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{III.1})$$

$\dot{m}_a$  : Le débit de l'air introduit dans le compresseur

$h_2$  étant déduite de la formule de rendement isentropique de compresseur

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{III.2})$$

$h_{2s}$  est calculé par EES à partir de  $S_{2s}$  et  $P_2$

$$S_{2s} = S_1 \quad (\text{Compression isentropique}) \quad (\text{III.3})$$

$h_1$  et  $S_1$  sont également déterminées par le **EES** en fonction de  $T_1$  et  $P_1$

$$r_1 = \frac{P_2}{P_1} \rightarrow P_2 = r_1 \cdot P_1 \quad (\text{III.4})$$

Avec  $r_1$ : le taux de compression

Donc  $h_2$  est donné par :

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1 \quad (\text{III.5})$$

## 4.2. Chambre de combustion

La chambre de combustion n'est pas parfaite puisqu'il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement, donc seul le débit du combustible brûlé «  $\dot{m}_c$  » apporte de l'énergie au fluide actif. La composition des gaz change après la combustion et le fluide de travail n'est plus l'air pur issu du compresseur, mais un mélange d'air et des produits de combustion (à savoir principalement le  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  et autres). Pour cela on tient compte du débit des gaz «  $\dot{m}_c$  » dans les calculs. Le processus de combustion est représenté par le segment (2-3) sur la figure III. 2.

La puissance thermique produite dans la chambre de combustion est donnée par :

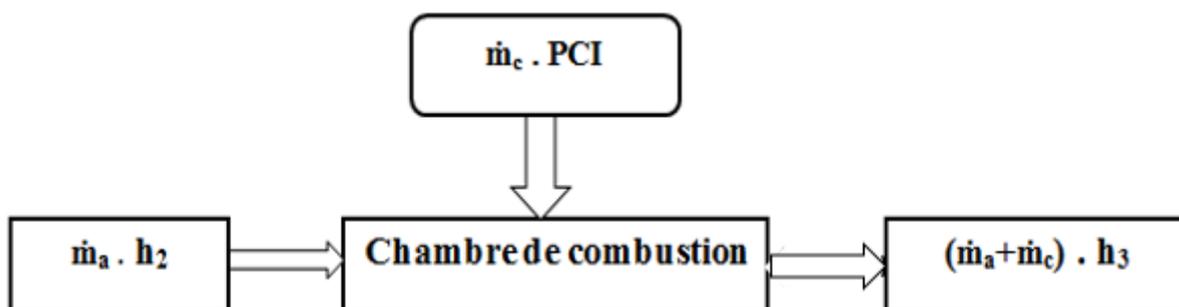
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_c . PCI \quad \text{ou bien} \quad \dot{Q}_{in} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (\text{III.6})$$

Avec :

$\dot{m}_c$  : Le débit du combustible

PCI : Le pouvoir calorifique du combustible

La majorité des turbines à gaz de cycle combiné utilisent généralement le gaz naturel comme combustible. Le Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel varie en fonction de la composition chimique du gaz (teneur en méthane, propane, en butane et autres). Pour notre cas, on considère le gaz naturel Algérien qui a un PCI d'environ 45788 kJ/kg (voir réf. [29]). L'enthalpie  $h_3$  est déduite du bilan énergétique (III.6).



$$h_3 = \frac{\dot{m}_c PCI + \dot{m}_a h_2}{\dot{m}_a + \dot{m}_c} \quad (\text{III.7})$$

## 4.3. Turbine de détente à gaz

Le processus de détente réalisé dans la turbine à gaz est représenté sur la figure III.2 par le segment (3-4s) pour le cas isentropique et (3-4) pour le réel.

Le travail de la turbine de détente est donné par :

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gaz} (h_3 - h_4) \quad (\text{III.8})$$

Avec :

$\dot{m}_{gaz}$  : Le débit des gaz traversant la turbine est

$$\dot{m}_{gaz} = \dot{m}_a + \dot{m}_c \quad (\text{III.9})$$

$h_3$  est déterminée à partir du bilan énergétique (III.7)

$h_4$  est calculée à partir de rendement isentropique de la turbine de détente

$$\eta_{t1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{III.10})$$

Donc :

$$h_4 = h_3 - \eta_{t1} (h_3 - h_{4s}) \quad (\text{III.11})$$

$h_{4s}$  est déterminé en fonction par le **EES** en fonction  $S_{4s}$  et  $P_4$

$$S_{4s} = S_3 \quad (\text{III.12})$$

$P_4$  est déterminé par le taux de détente de la turbine

$$r_2 = \frac{P_3}{P_4} \rightarrow P_4 = r_2 \cdot P_3 \quad (\text{III.13})$$

Le rendement isentropique est de **87 %** [23] et le taux de détente ( $r_2$ ) de la turbine est de **10** [23]. La puissance nette délivrée par la turbine à gaz est :

$$\dot{W}_{TAG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_C \quad (\text{III.14})$$

On définit également le rapport de travail de retour **BWR** (Back Work Rate) qui désigne la fraction de puissance de la turbine nécessaire pour l'entraînement de compresseur.

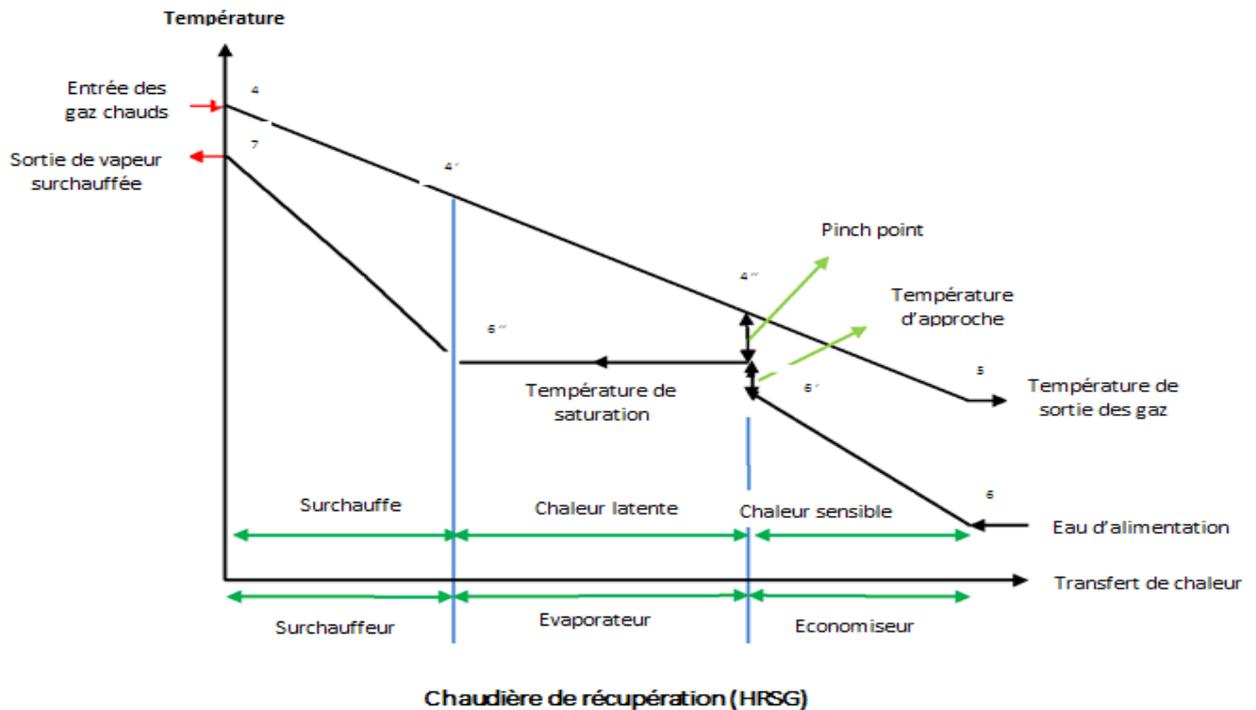
$$BWR = \frac{\dot{W}_C}{\dot{W}_{TG}} \quad (\text{III.15})$$

Le Rendement de la turbine à gaz est directement lié à la chaleur produite dans la chambre de combustion par la relation :

$$\eta_{TAG} = \frac{\dot{W}_{TAG}}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{III.16})$$

#### 4.4. Chaudière de récupération (HRSG)

Le bilan énergétique dans HRSG donne la relation entre les processus se déroulant au niveau des tubes à l'intérieur de la chaudière et du côté de la calandre. Il est important de décider des composants qui constituent le HRSG. Même s'il peut y avoir d'autres composants qui accomplissent d'autres fonctions, pour ce qui est de cas de la présente étude, le HRSG a un seul niveau de pression. Il est constitué d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur, disposée dans une configuration à contre-courant des gaz d'échappement. La figure (III.3) montre la disposition du HRSG.



**Fig. III.3 :** Profil des températures dans le HRSG (positions de pincement et de température d'approche)

A partir de la figure III.3, la température du côté de l'eau augmente de point 6 au point 7. Le processus (6–6') a lieu dans l'économiseur, (6'–6'') dans l'évaporateur

et (6''-7) représente la surchauffe. Les gaz d'échappement entre dans le HRSG au point (4) et en sorte refroidis au point (5) avec une faible température mais bien au-delà de la température de rosée acide (condensation en présence d'un gaz acide) [31].

Le bilan énergétique du HRSG est donné par :

$$\dot{m}_v (h_7 - h_6) = \dot{m}_{gaz} (h_4 - h_5) \quad (\text{III.17})$$

Avec :

$\dot{m}_v$  : Le débit de vapeur générée dans le HRSG

La chaleur contenue dans les gaz d'échappement est donnée par :

$$\dot{Q}_{Echap} = \dot{m}_{gaz} (h_4 - h_5) \quad (\text{III.18})$$

Les capacités des différents composants de HRSG sont données par les expressions suivantes :

**L'économiseur :**

$$\dot{Q}_{Eco} = \dot{m}_v (h_{6'} - h_6) = \dot{m}_{gaz} (h_{4''} - h_5) \quad (\text{III.19})$$

**L'évaporateur :**

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_v (h_{6''} - h_{6'}) = \dot{m}_{gaz} (h_{4'} - h_{4''}) \quad (\text{III.20})$$

**Le surchauffeur :**

$$\dot{Q}_{Sch} = \dot{m}_v (h_7 - h_{6''}) = \dot{m}_{gaz} (h_4 - h_{4'}) \quad (\text{III.21})$$

La chaleur récupérée par le HRSG est déterminée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{Q}_{Eco} + \dot{Q}_{Evap} + \dot{Q}_{Sch} = \dot{m}_v (h_7 - h_6) \quad (\text{III.22})$$

La chaleur perdue désigne la chaleur qui n'a pas été récupérée et rejetée dans l'environnement. Son expression est :

$$\dot{Q}_{Perdue} = \dot{Q}_{Echap} - \dot{Q}_{HRSG} \quad (\text{III.23})$$

L'efficacité de HRSG est donnée par la formule :

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_6}{T_4 - T_6} \quad (\text{III.24})$$

Pour déterminer la distribution des températures dans le HRSG, on a besoin des températures de pincement et d'approche de l'économiseur. Ces paramètres sont liés directement à la taille du HRSG. Ils constituent des simples moyens pour contrôler le lieu de l'échange thermique des différents échangeurs du HRSG tout en le maintenant dans les limites convenables. Il est important de remarquer que la température de pincement affecte directement la pression de saturation dans le processus (6 – 7). Pour la configuration choisie ici, le pincement pourrait se situer à l'intersection entre l'économiseur et l'évaporateur ou à l'extrémité de surchauffeur. Et par conséquent, il peut être calculé comme suite :

$$\Delta T_{\min} = \min(T_{4'} - T_{sat}, T_4 - T_7) \quad (\text{III.25})$$

Et la température d'approche :

$$\Delta T_{app} = (T_{sat} - T_{6'}) \quad (\text{III.26})$$

$T_{sat}$  : La température de saturation

A partir de deux relations précédentes on détermine  $T_{6'}$  et  $T_7$ ,  $h_7$  et  $h_{6'}$  sont déterminées par **EES** en fonction de  $(P_{sat}, T_7)$  et  $(T_6, X = 0)$  respectivement.

$P_{sat}$  : Pression de saturation

$X$  : titre de la vapeur

Les températures de pincement et d'approche sont prises dans des intervalles bien déterminés de température. Ils permettent de calculer la température ( $T_5$ ) de sortie des gaz du HRSG.

#### 4.5. Turbine de détente à vapeur

La puissance de la turbine à vapeur est directement liée à la récupération et conversion de la chaleur dans le HRSG. Le processus de détente dans la turbine à vapeur est représenté sur la figure III.2 par le segment (7 – 8s) pour le cas isentropique et (7 – 8) pour le cas réel.

Le rendement isentropique de la turbine est donnée par :

$$\eta_{t2} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} \quad (\text{III.27})$$

Donc :

$$h_8 = h_7 - \eta_{turb2} (h_7 - h_{8s}) \quad (\text{III.28})$$

$h_{8s}$  est déterminé en fonction par **EES** en fonction  $S_{7s}$  et  $P_c$

La puissance de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v (h_7 - h_8) \quad (\text{III.29})$$

Pour déterminer le débit de vapeur, on applique un bilan thermique au niveau de l'évaporateur et de surchauffeur où est générée la vapeur dans le HRSG.

$$\dot{m}_v (h_7 - h_{6'}) = \dot{m}_{gaz} (h_4 - h_{4'}) \quad (\text{III.30})$$

D'où :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{gaz} \frac{h_4 - h_{4'}}{h_7 - h_{6'}} \quad (\text{III.31})$$

#### 4.6. Pompe d'alimentation

Le processus (6– 9) sur la figure III.2, représente le travail de la pompe d'alimentation

$$\dot{W}_{p1} = V_9 (P_6 - P_9) \quad (\text{III.32})$$

$V_9$  : volume d'eau pompée à la sortie du condenseur

$P_6$  : Pression d'entrée de HRSG théoriquement égale à la pression de HRSG

$P_9$  : Pression du condensateur ( $P_9 = P_c$ )

#### 4.7. Pompe de refroidissement du condenseur

Le travail de la pompe d'alimentation est représenté par le processus (11– 12) sur la figure III.2. La circulation de l'eau de refroidissement est assurée à l'aide d'une

pompe de circulation. La formule suivante nous donne la puissance consommée par cette pompe :

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_{ef} \eta_p \frac{\Delta P_{ef}}{\rho_e} \quad [18] \quad (\text{III.33})$$

$\dot{m}_{ef}$  : débit d'eau de refroidissement

$\eta_p$  : rendement isentropique de la pompe

$\Delta P_{ef}$  : différence de pression créée par la pompe

$\rho_e$  : masse volumique de l'eau considérée constante à 1000 Kg/m<sup>3</sup>

Le débit de l'eau de refroidissement est déterminé par un bilan énergétique au niveau du condenseur.

$$\dot{m}_v (h_8 - h_9) = \dot{m}_{ef} C_{p_{ef}} (T_{12} - T_{11}) \quad (\text{III.34})$$

Avec :  $h_8$  : Enthalpie à la rentrée du condenseur

$h_9$  : Enthalpie à la sortie du condenseur

$T_{11}$  : Température d'eau de refroidissement à la rentrée du condenseur

$T_{12}$  : Température d'eau de refroidissement à la sortie du condenseur

$C_{p_{ef}}$  : Chaleur spécifique de l'eau supposée constante

Pour le condenseur, un paramètre important à considérer, est la pression de condenseur (qui détermine la température de condensation) et qui prend généralement des valeurs en aux environs de 9 KPa [18].

La puissance nette produite et le rendement de cycle de Rankine sont donnés par les relations suivantes :

$$\dot{W}_{RK} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2} \quad (\text{III.35})$$

$$\eta_{RK} = \frac{\dot{W}_{RK}}{\dot{Q}_{HRSG}} \quad (\text{III.36})$$

#### 4.8. Cycle combiné

La puissance nette du cycle du combiné est la somme de la puissance de la turbine à gaz et du cycle de Rankine, son expression est donnée par :

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{TAG} + \dot{W}_{RK} \quad (\text{III.37})$$

Le rendement global est :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{TAG} + \dot{W}_{TAV}}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{III.38})$$

A partir de l'équation précédente on obtient la formule finale de rendement global qui est :

$$\eta_{CC} = \eta_{TAG} + \eta_{RK} \left( \frac{\dot{Q}_{HRSG}}{\dot{Q}_{in}} \right) \quad (\text{III.38})$$

La fraction de puissance produite par le cycle de Rankine ( $\chi_{RK}$ ) est un important indicateur de la configuration de cycle de Rankine et est défini par :

$$\chi_{RK} = \frac{\dot{W}_{RK}}{\dot{W}_{CC}} \quad (\text{III.39})$$

A partir des équations (III.36) et (III.38), il est évident qu'une valeur  $\chi_{RK} = 0$  correspond à une simple configuration et une valeur importante de  $\chi_{RK}$  correspond à une configuration avec un apport important de puissance de cycle de Rankine. La valeur limite de  $\chi_{RK}$  dépend des caractéristiques particulières de la configuration du cycle mais il a typiquement des valeurs maximales aux environ de **0,4** [18].

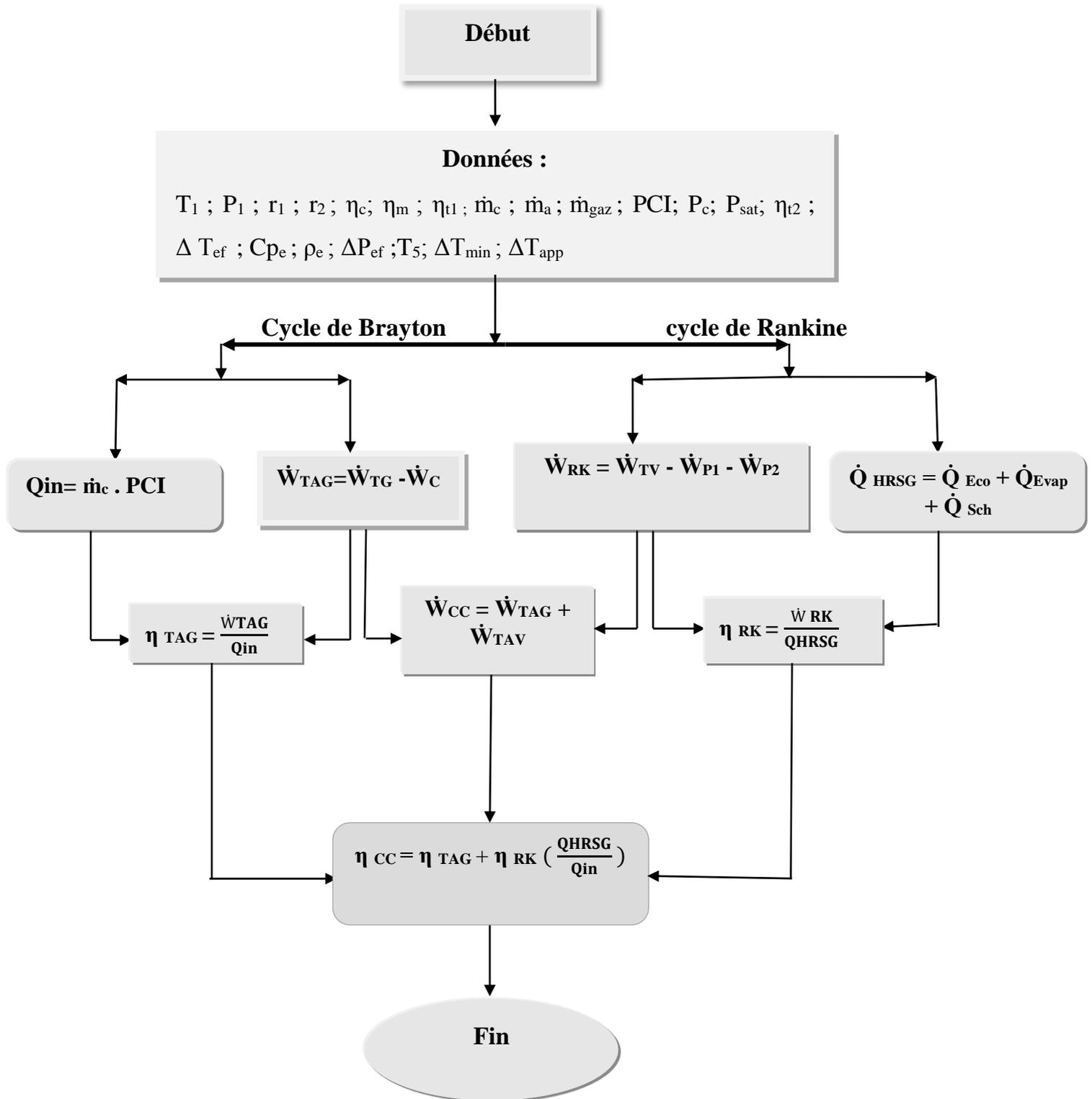
### 5. Méthode de simulation numérique utilisée

Notre simulation numérique est assurée en utilisant le logiciel EES (Engineering Equation Solver ou solveur d'équations pour l'ingénierie) qui est avant tout un outil mathématique de résolution des systèmes d'équations. La méthode de pincement et d'approche est utilisée pour déterminer la température critique de sortie des gaz de HRSG. Ainsi, des modèles thermodynamiques spécifiques à l'eau (IAPWS) et pour le gaz (Air\_ha) sont utilisées. Ils vont permettre de calculer les enthalpies de l'eau et des gaz à des températures et des pressions fixées. Le logiciel a été choisi parce qu'il comporte :

- les bases de données thermodynamiques ;
- les méthodes de résolution d'équation ;
- l'interface graphique adaptée

Les bases de données thermodynamiques regroupent les grandeurs fondamentales nécessaires à l'estimation des propriétés en phases liquide et gazeuse de nombreuses substances. On trouvera également des programmes de calcul des fonctions thermodynamiques et d'autres propriétés ainsi que des programmes de résolution d'équilibres liquide-vapeur ou encore d'équilibre chimique en phase gazeuse. De nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables "vapeur" sont implémentées, telles que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. Plus de détails sont données en Annexe.

6. Organigramme de calcul numérique



## 7. Conclusion

Ce chapitre permet de positionner explicitement le problème à travers la formulation détaillée de tous les modèles utilisés pour la simulation numérique du cycle combiné. La formulation du problème, a pour objectif principal de déterminer la « fonction objective », c'est-à-dire qu'en fonction d'un certain nombre de données de base, on désire parvenir à un but recherché, qui est, pour le cas de cette étude l'optimisation de la performance et du rendement du cycle combiné. A partir de là, une modélisation thermodynamique a été élaborée. Cela a permis de détailler tous les calculs utilisés dans le cadre de l'étude et en fin la méthode de simulation numérique.

A partir d'un organigramme sont aussi présentés les différents calculs effectués et principalement les calculs des puissances et des rendements de l'ensemble de cycle.

## *Chapitre IV*

---

Résultats et discussions

---

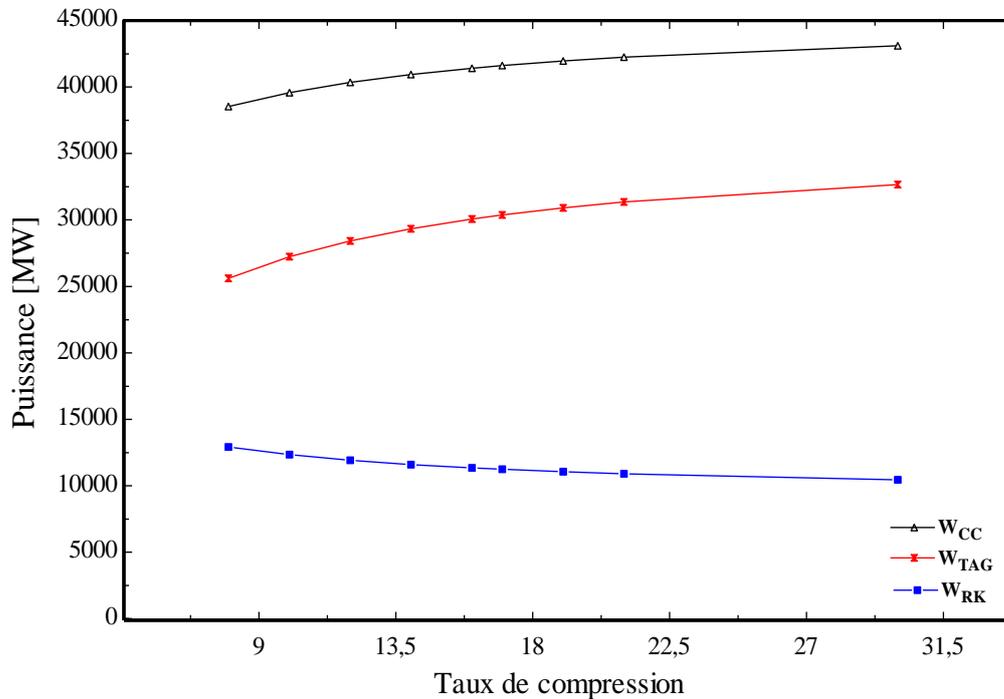
## 1. Introduction

Il a été déjà présenté dans le chapitre précédent les modèles mathématiques permettant la modélisation thermodynamique du cycle combiné étudié. Dans le présent chapitre, les principaux résultats obtenus à partir de la simulation numérique, sont présentés. Nous mettons en évidence l'influence de certains paramètres de la turbine à gaz, la température de sortie du HRSG ( $T_5$ ), la pression de saturation ( $P_{sat}$ ) et d'autres sur le fonctionnement et le rendement du cycle combiné. Ceci nous permet de prévoir les valeurs de ces paramètres pour le fonctionnement optimal du cycle combiné.

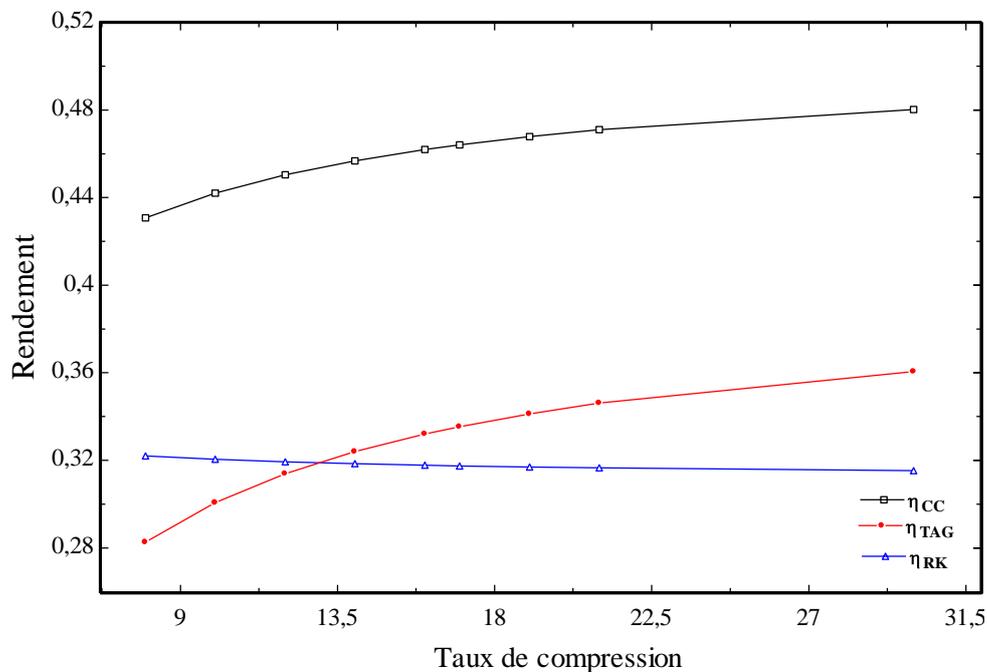
## 2. Variation du taux de compression

Le taux de compression, qui dépend du type de turbine utilisée, est un paramètre important dans la conception des turbines à gaz. Il détermine la température de l'air à l'admission de la chambre de combustion et contribue à la réduction de la consommation de combustible. Afin de prévoir l'effet de rapport de compression sur le cycle de Brayton et sur le cycle combiné, on varie sa valeur de **8** à **30**, tout en maintenant le débit de combustible constant à **1,899 Kg/s** (débit de combustible permettant d'avoir la température d'admission de la turbine fixée à **959 °C**) et celui de l'air à **122,9 Kg/s**. Les figures IV.1 et IV.2 montrent l'effet du taux de compression sur la variation des différentes puissances produites et la variation des rendements, respectivement. Avec l'augmentation du taux de compression, les figures révèlent une augmentation plus nette dans un premier temps des puissances utiles et des rendements de la turbine à gaz et du cycle combiné. Cette augmentation devient légère pour des taux de compression dépassant les 15. Pour le cycle de Rankine, l'augmentation du taux de compression se matérialise par des baisses légères de puissance utile et du rendement du cycle de Rankine. L'augmentation du taux de compression implique une augmentation de la pression et de la température à la sortie du compresseur. La combustion se déroule à pression constante (pertes minimales dans la chambre de combustion) et avec un débit de combustible constant. Par conséquent, la température d'admission de la turbine augmente entraînant les augmentations enregistrées. Les baisses légères de la puissance utile ( $W_{RK}$ ) et du rendement ( $\eta_{RK}$ ) de la turbine à vapeur sont dues à la diminution de la température de sortie des gaz ( $T_4$ ) de la turbine

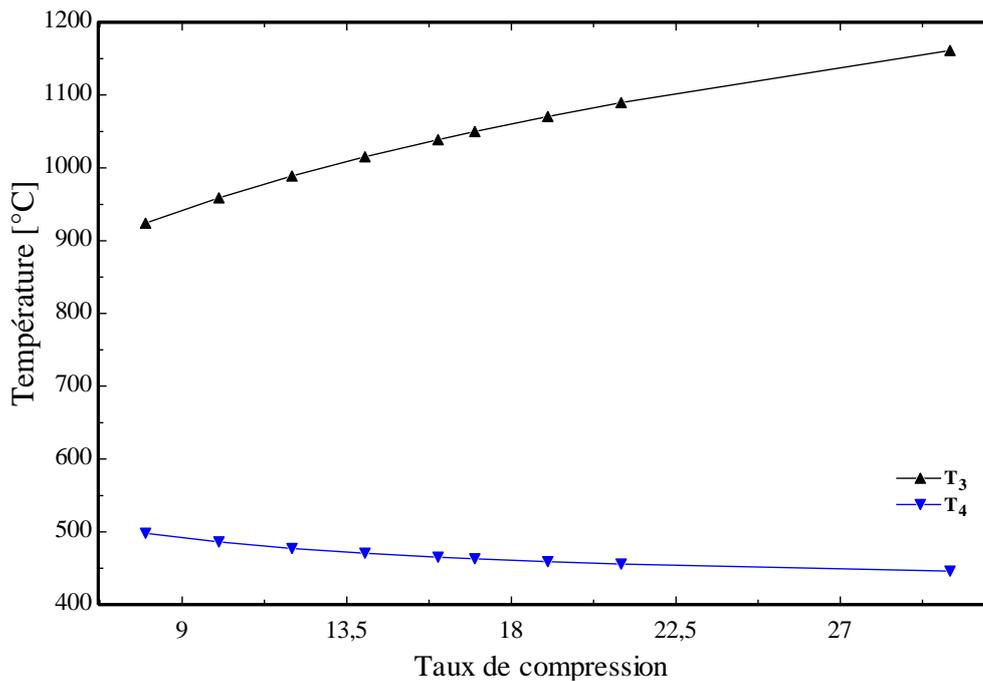
à gaz comme indiqué sur la figure IV.3. Cela s'explique par des taux de détente plus importantes au niveau de la turbine à gaz.



**Fig. IV. 1 :** Variation des puissances en fonction de taux de compression



**Fig. IV. 2 :** Les variations de rendements avec le taux de compression



**Fig. IV. 3 :** Variation des températures d'admission ( $T_3$ ) et de sortie ( $T_4$ ) de la turbine à gaz en fonction du taux de compression

### 3. Effet de variation de débit de combustible

Le débit et le pouvoir calorifique du combustible injecté dans la chambre de combustion, déterminent la quantité de chaleur fournie par la combustion. La variation du débit de combustible influe directement sur les performances du cycle combiné. La figure IV.4 présente l'évolution des puissances du cycle à gaz, du cycle à vapeur et du cycle combiné en fonction du débit de combustible. L'évolution montre que le débit de combustible a une influence directe sur les performances des différents composants. Il est évident qu'une augmentation du débit implique l'augmentation de la chaleur fournie par la combustion. Par conséquent, la température d'admission de la turbine augmente proportionnellement avec l'augmentation du débit de combustible. Cela entraîne également l'augmentation du débit des gaz traversant la turbine donc la puissance utile augmente. La température d'admission de la turbine est limitée par les contraintes métallurgiques et dépend du type de turbine à gaz utilisée. La figure IV.5 montre l'effet du débit de combustible sur l'évolution des rendements des différents cycles. Il est constaté une brusque augmentation des rendements avec l'augmentation du débit de combustible, jusqu'à une valeur approximative de débit de **1,8 kg/s**. Au-delà de ce débit, les variations des rendements deviennent presque constantes pour les

cycles à gaz et à vapeur, tandis que le rendement global évolue due à l'augmentation continue de la récupération comme illustrée sur la figure IV. 6.

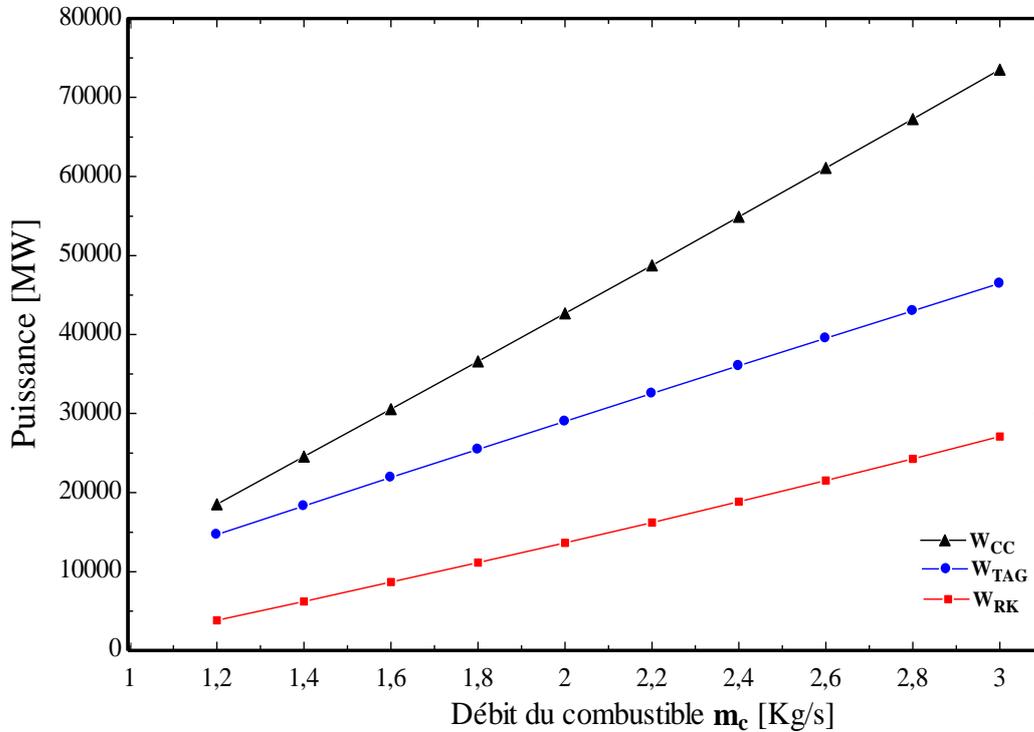


Fig. IV. 4 : Variations des puissances utiles en fonction du débit de combustible

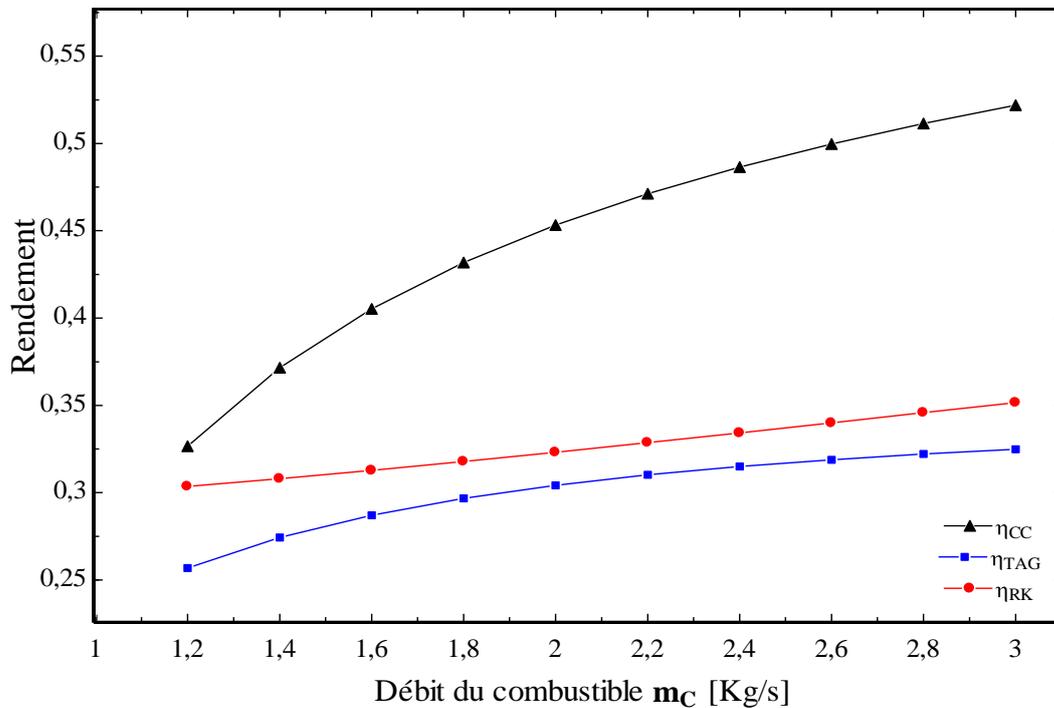
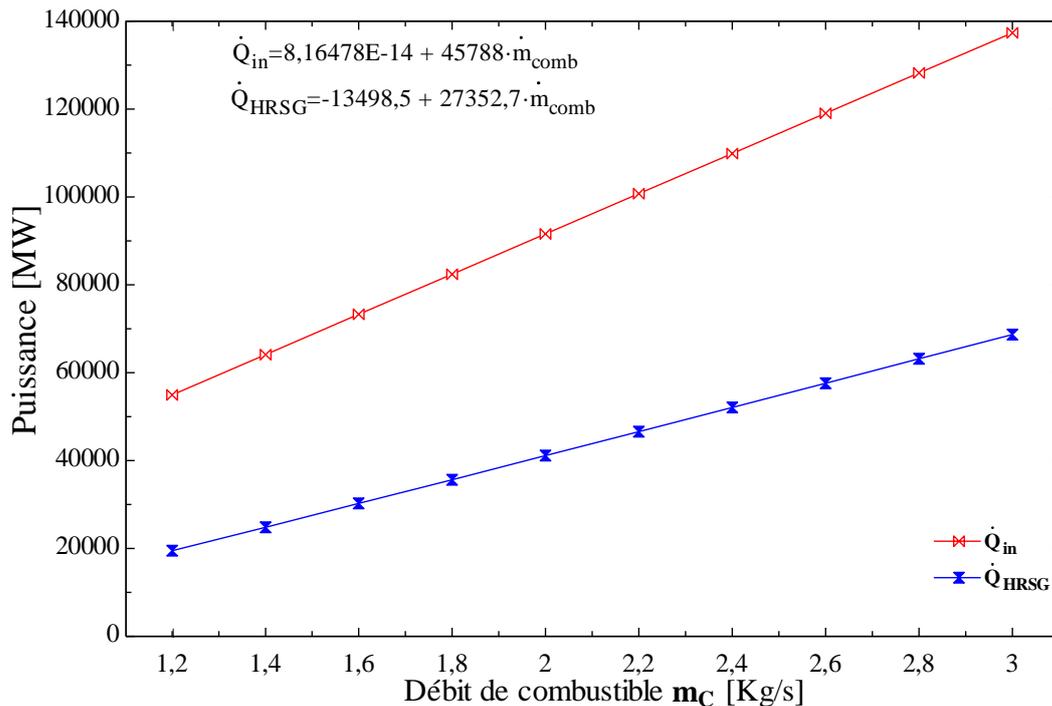


Fig. IV. 5 : Variations des rendements en fonction du débit de combustible



**Fig. IV. 6 :** Variation de récupération de chaleur en fonction du débit de combustible. Ces variations ont été obtenues avec un taux de compression et un débit d'air constants à 10 et 122.9 Kg/s respectivement.

#### 4. Température critique de la sortie des gaz de HRSG

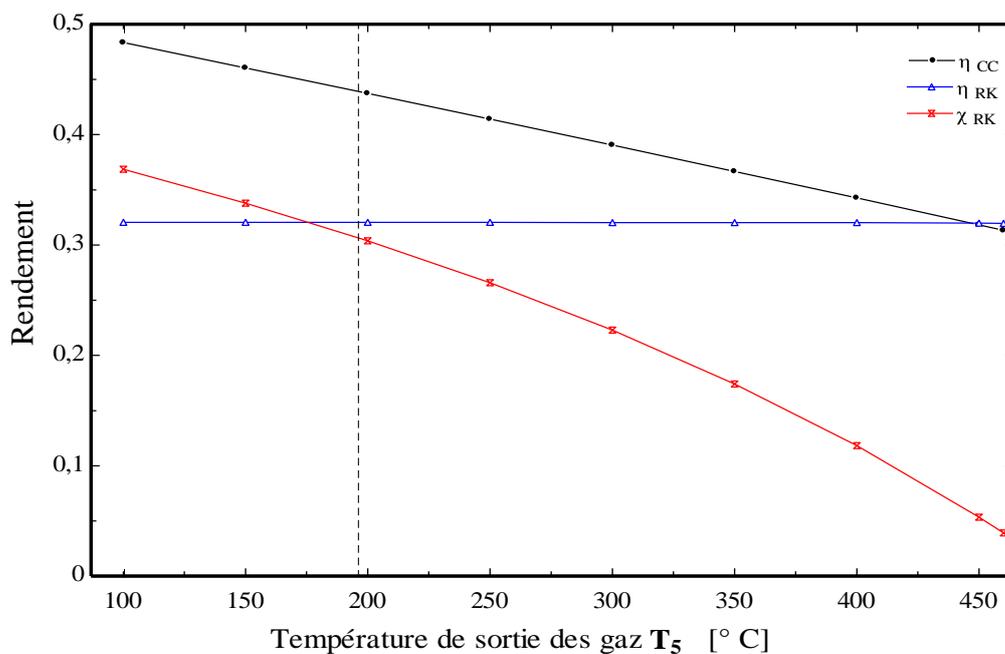
Lors de fonctionnement du HRSG, le risque à craindre est celui de l'accroissement de la température de la vapeur à la sortie de l'économiseur définissant la température à l'entrée de l'évaporateur (voir **Fig. IV. 8** suivante). Le HRSG se retrouvera dans une situation où c'est le fluide froid (vapeur) qui viendra à chauffer le fluide chaud (gaz). Ce phénomène peut évidemment paraître improbable à première vue puisqu'il contreviendrait au second principe de la thermodynamique. Cependant, il peut surgir dans le HRSG si l'on n'y prend pas garde qu'une partie de la surface d'échange travaille sous cette condition, c'est ce qu'on appelle le « croisement des températures » [33]. La règle d'or est de pincer sans croiser, d'où la notion de pincement dans le cas de HRSG. Il a été jugé nécessaire au niveau de l'économiseur de fixer une température de sortie offrant de l'eau liquide proche de la saturation. Cela pour des raisons de matériaux de fabrication de l'économiseur, qui sont différents de ceux des autres composants du HRSG, c'est la notion de la température d'approche.

Les températures de pincement et d'approche sont prises dans des plages de températures bien déterminées (voir chapitre précédent). Dans la présente étude des valeurs moyennes sont adoptées, à savoir ( $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$  et  $\Delta T_{\text{app}} = 10^{\circ}\text{C}$ ).

La valeur de la température de pincement dépend de la conception de la chaudière de récupération, par conséquent, du coût d'investissement. Ainsi, une valeur minimale de pincement nécessite une plus grande surface d'échange et donc un important coût d'investissement.

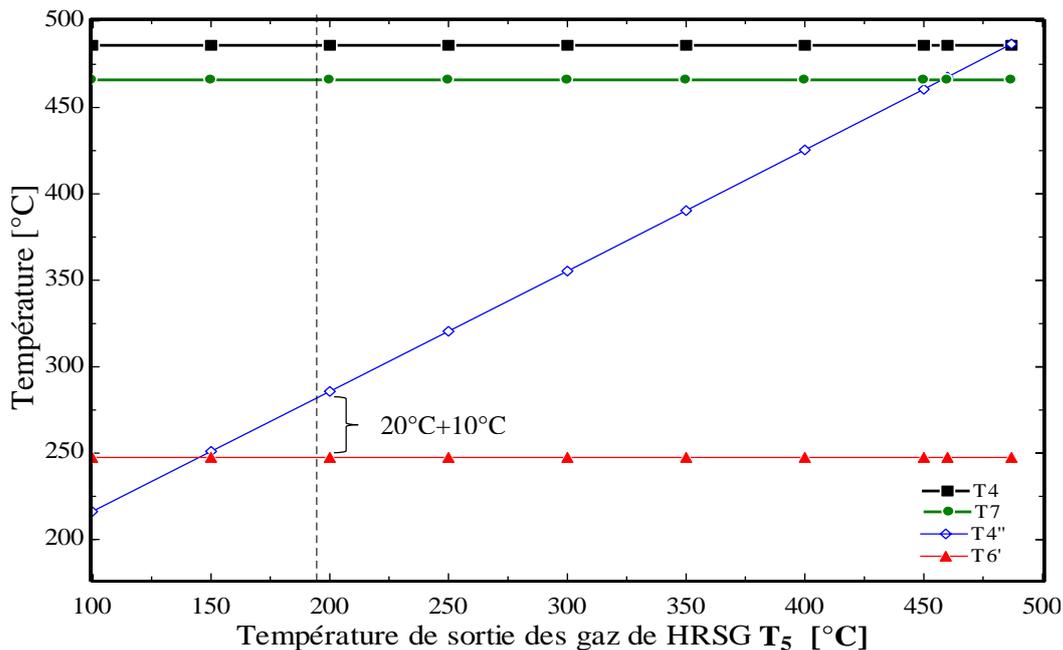
### 5. Effet de la récupération de chaleur dans le HRSG

L'augmentation de la récupération de chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz implique une diminution de la température ( $T_5$ ) à la sortie du HRSG. Dans le cas sans récupération, il est évident que  $T_5$  devient égale à la température ( $T_4$ ) de sortir des gaz de la turbine à gaz (fixée à  $486^{\circ}\text{C}$  dans cette étude). Et d'autre part, la récupération maximale est assurée à la température  $T_5$  minimale permise à la sortie du HRSG, prise ici à  $100^{\circ}\text{C}$ . Partant de cette idée, les figures IV. 7 et IV. 8, présentent le comportement de plusieurs paramètres clés de la configuration de cycle combiné en fonction de  $T_5$ .



**Fig. IV. 7 :** Effet de la température de sortie du HRSG sur les rendements du cycle combiné et de la fraction de puissance à la pression de saturation de  $P_{\text{sat}} = 45$  bar

La figure IV.7 présente la variation des rendements du cycle combiné, du cycle de Rankine et de la fraction  $\chi_{RK}$  (rapport entre la Puissance produite par le cycle de Rankine et la puissance du cycle combiné) en fonction de la récupération de chaleur dans le HRSG indiquée par la température  $T_5$ . Ainsi comme on peut le voir, la récupération commence de  $T_5 = 486$  °C et diminue jusqu'à la température critique  $T_{5crit} = 188$ °C (Fig. IV. 7 et Fig. IV. 8, indiquée par la ligne verticale en pointillée). Une plus grande récupération de chaleur ( $T_5$  plus basse) signifie une augmentation de la fraction de puissance produite par la turbine à vapeur et aussi une augmentation du rendement de cycle combiné suite à un rendement constant de cycle de Rankine ( $\eta_{RK}$ ), figure IV. 7. Le rendement de cycle combiné augmente de 30 % (représentant le rendement de la turbine à gaz à simple configuration) à 45.5 % (valeur maximale à la température  $T_{5crit}$ ), tandis que le rendement de cycle de Rankine reste constant à 32 %.

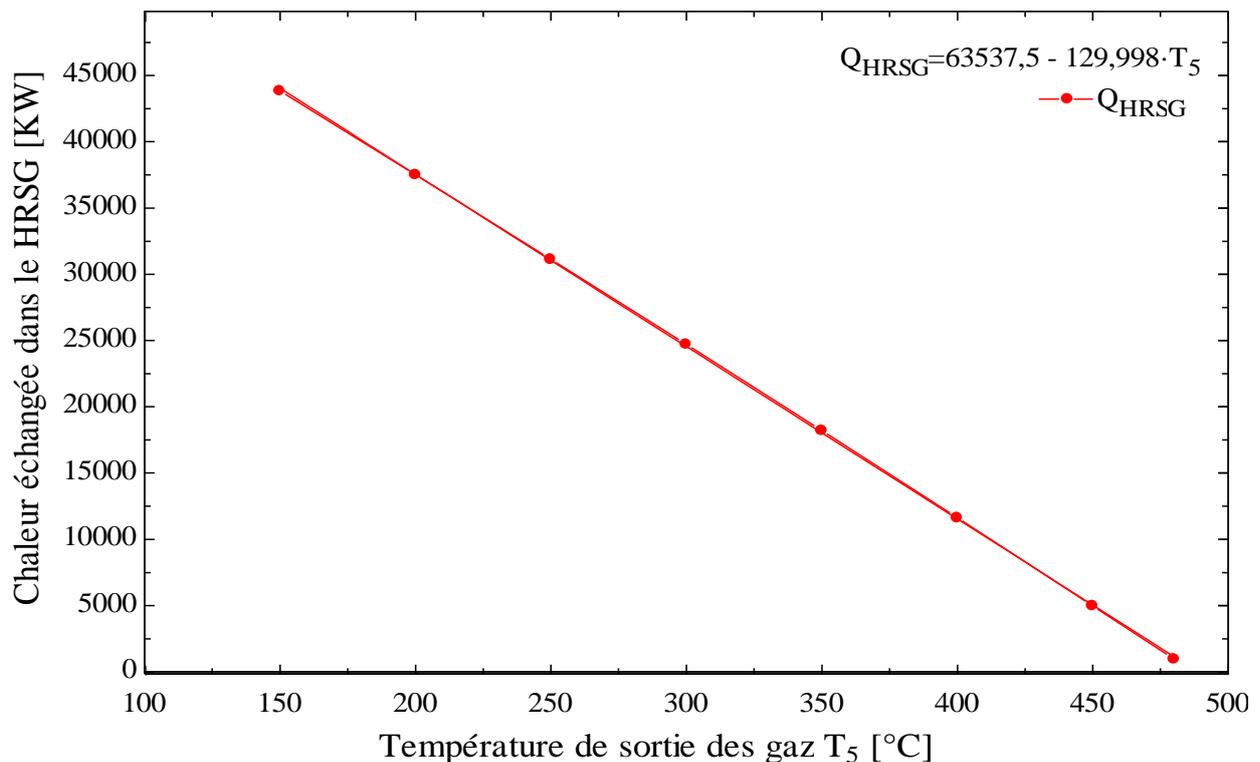


**Fig. IV. 8 :** Températures de gaz et de vapeur dans le HRSG en fonction de la température  $T_5$  à  $P_{sat} = 45$  bar

La figure IV.8 aide à clarifier l'effet de la récupération de chaleur dans le HRSG sur le rendement de cycle combiné. Elle indique l'évolution des températures à l'échappement des gaz  $T_4$ , de la vapeur  $T_7$  et à la transition économiseur-évaporateur

( $T_{4'}$  et  $T_{6'}$ ). On observe qu'au-delà de  $T_{5crit} = 188^{\circ}\text{C}$ , la température de la vapeur surchauffée qui demeure constante à  $T_7 = 466^{\circ}\text{C}$  est à  $20^{\circ}\text{C}$  en dessous de la température qui demeure aussi constante ( $T_4 = 486^{\circ}\text{C}$ ) de sortie des gaz de la turbine (conséquence de pincement). Cependant, il est observé que plus la température  $T_5$  diminue jusqu'à  $T_{5crit}$  la différence des températures entre les gaz et l'eau, à la position de l'entrée de l'évaporateur, diminue jusqu'à  $\Delta T_{min} = 20^{\circ}\text{C}$ . Pour  $T_5 < T_{5crit}$ , le pincement situé entre  $T_{4'}$  et  $T_{sat}$  évite ainsi le « croisement des températures ». Cela nécessite une réduction continue de la température d'évaporation  $T_{sat}$ , en conséquence la réduction de la pression dans le HRSG.

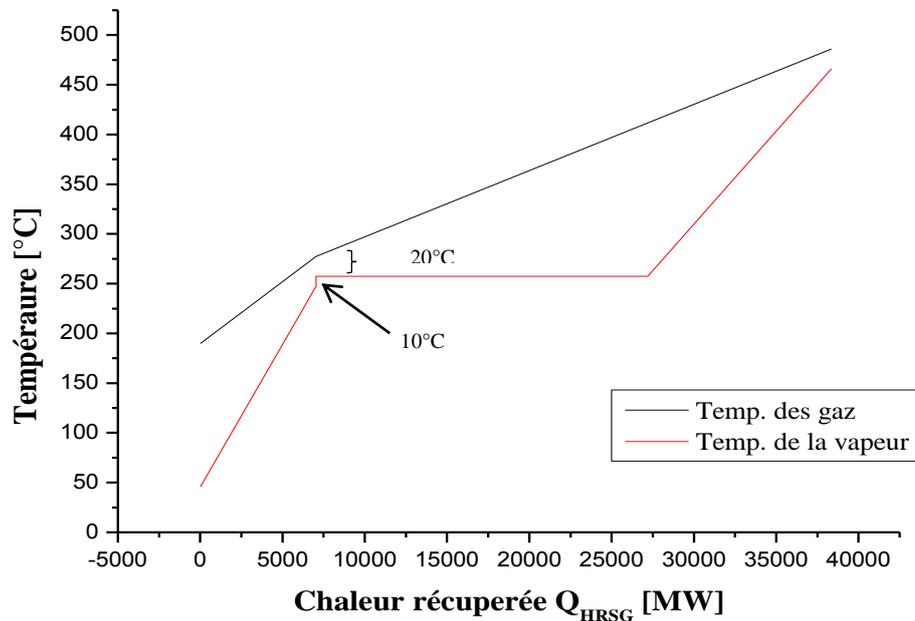
### 6. Profil de récupération de chaleur dans le HRSG



**Fig. IV. 9 :** La récupération de chaleur en fonction de la température de sortie des gaz d'échappement du HRSG avec  $P_{sat} = 45$  bar

La figure IV.9 montre l'évolution de la récupération de la chaleur en fonction de la température  $T_5$  dans le HRSG. Il est remarqué que la chaleur récupérée augmente de manière inversement proportionnelle avec la température  $T_5$ . Il est évident que

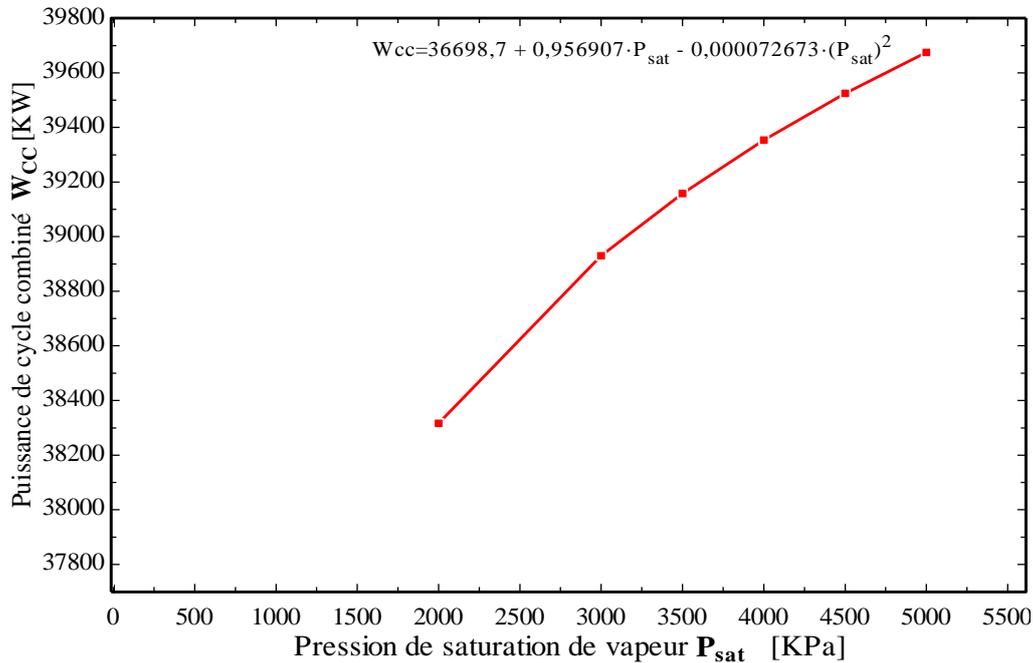
l'augmentation de la récupération signifie une diminution de la température de sortie des gaz du HRSG.



**Fig. IV. 10 :** Profil des températures de la vapeur et des gaz dans le HRSG à la pression de saturation  $P_{sat} = 45$  bar

La figure **IV.10** présente le profil des températures de la vapeur et des gaz dans le HRSG. Il est remarqué clairement le profil de température dans les trois composants du HRSG ainsi que le pincement et la température d'approche à la sortie de l'économiseur. Dans l'économiseur, on observe une augmentation de la température de l'eau due à l'échange de chaleur sensible entre les gaz et l'eau qui demeure à l'état liquide, c'est un échangeur sans changement de phase. L'économiseur à une consommation de 7029 MW, qui est moindre par rapport aux deux autres composants. L'évaporation se produit dans l'évaporateur où la température de l'eau reste constante (température de saturation). La plus grande quantité de chaleur récupérée est consommée dans l'évaporateur pour le changement de phase (chaleur latente) qui est de 20308 MW. La surchauffe de la vapeur nécessite également une importante quantité de chaleur également (11115 MW) comme on peut le remarquer sur la figure (IV. 10). Le surchauffeur est le premier échangeur en contact avec les gaz très chauds à l'entrée de la chaudière de récupération.

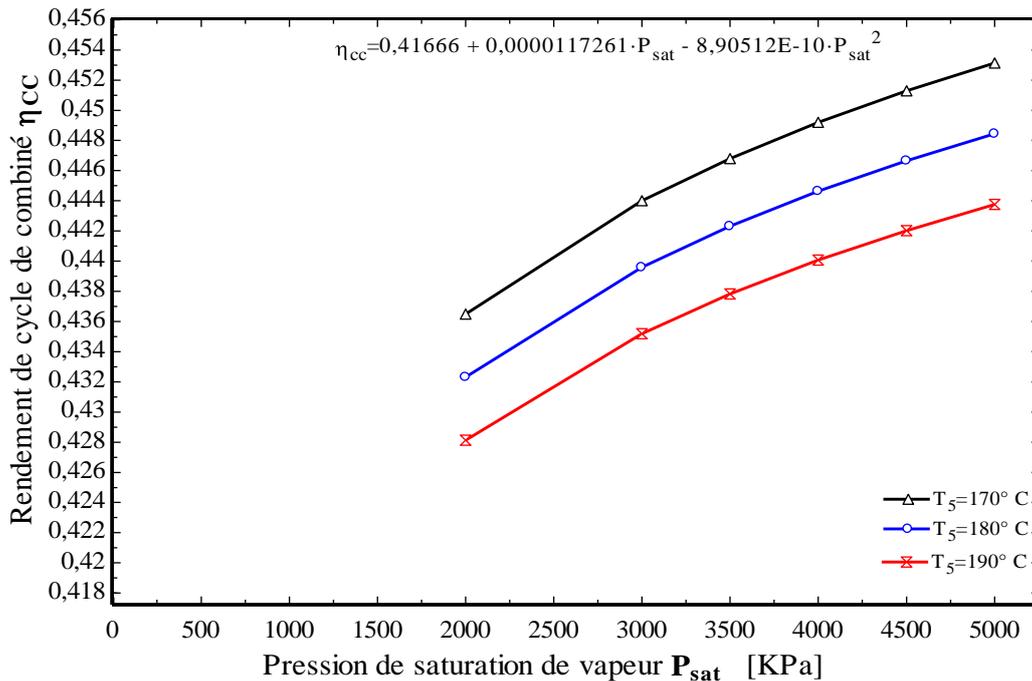
## 7. Variation de la pression de saturation de la vapeur



**Fig. IV. 11 :** Puissance de cycle combiné en fonction de la pression de saturation à une température de sortie des gaz de  $T_5 = 190$  °C

La pression de saturation ( $P_{sat}$ ) ou pression de la chaudière joue un rôle essentiel au sein du HRSG. La figure IV. 11 montre l'effet de la pression de saturation sur la puissance nette du cycle combiné. Pour une augmentation de la pression de saturation de 20 à 50 bars, la puissance globale du cycle accuse une amélioration de 38,3 à 39,7 MW. La puissance de la turbine à gaz étant constante, cet apport de puissance supplémentaire est assuré par la turbine à vapeur dont la puissance a augmentée de 11,2 à 12,7 MW correspondant à l'augmentation enregistrée par le cycle combiné. L'augmentation de la pression de saturation accroît automatique la température à laquelle l'évaporation de l'eau se produit. Par conséquent, la température de la vapeur surchauffée augmente également ce qui se solde par un accroissement de la puissance de cycle de Rankine et de la puissance globale. La variation de la puissance produite par du cycle combiné en fonction de la pression de saturation peut être corrélée par le polynôme de deuxième degré suivant :

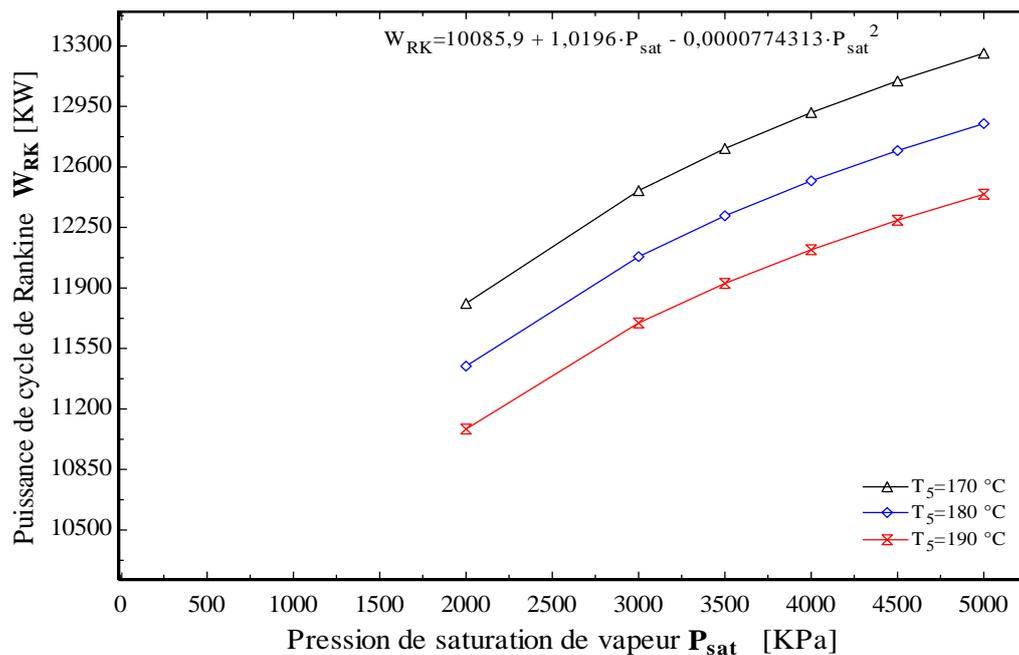
$$\dot{W}_{CC} = 32593,7 + 0,841925 \cdot P_{sat} - 0,0000638638 \cdot (P_{sat})^2$$



**Fig. IV. 12:** Rendement de cycle combiné en fonction de la pression de saturation à différentes températures de sortie des gaz d'échappement du HRSG

La figure **IV. 12** illustre l'évolution du rendement du cycle combiné en fonction de la pression de saturation à différentes températures de sortie des gaz. L'accroissement de la puissance du cycle combiné avec l'augmentation de la pression de saturation se traduit l'amélioration du rendement de cycle combiné. Il est également remarqué l'effet de la température  $T_5$  sur le rendement du cycle combiné. Pour une même valeur de pression de saturation, le rendement croît pour avec l'accroissement de la récupération de chaleur (diminution de  $T_5$ ). Une augmentation du rendement de 4,5 % pour une diminution de  $T_5$  de 10 °C est enregistrée. La variation du rendement de cycle combiné en fonction de la pression de saturation peut être corrélée par le polynôme de deuxième degré suivant :

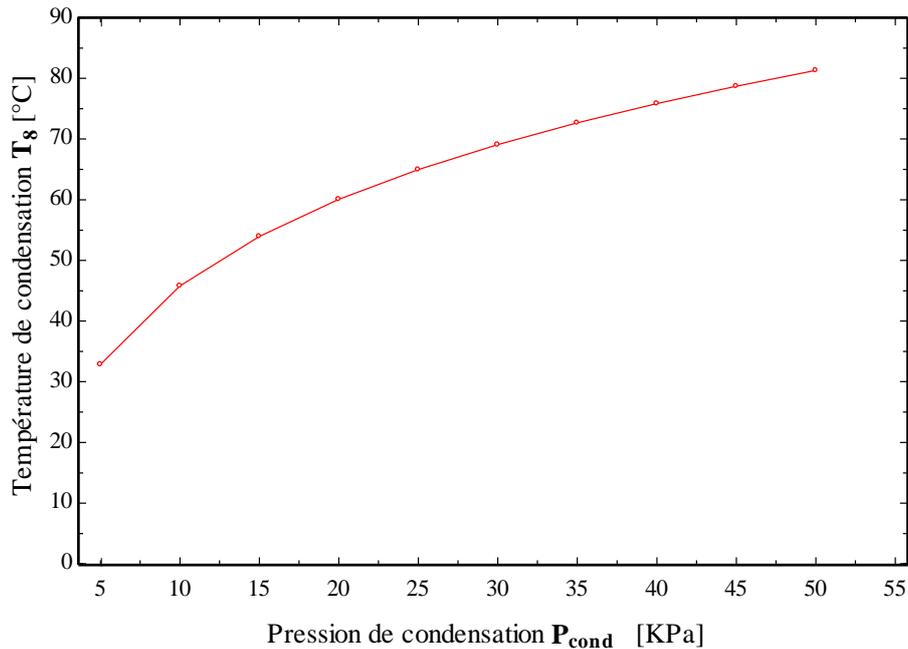
$$\eta_{cc} = 0,41666 + 0,0000117261 \cdot P_{sat} - 8,90512E-10 \cdot (P_{sat})^2$$



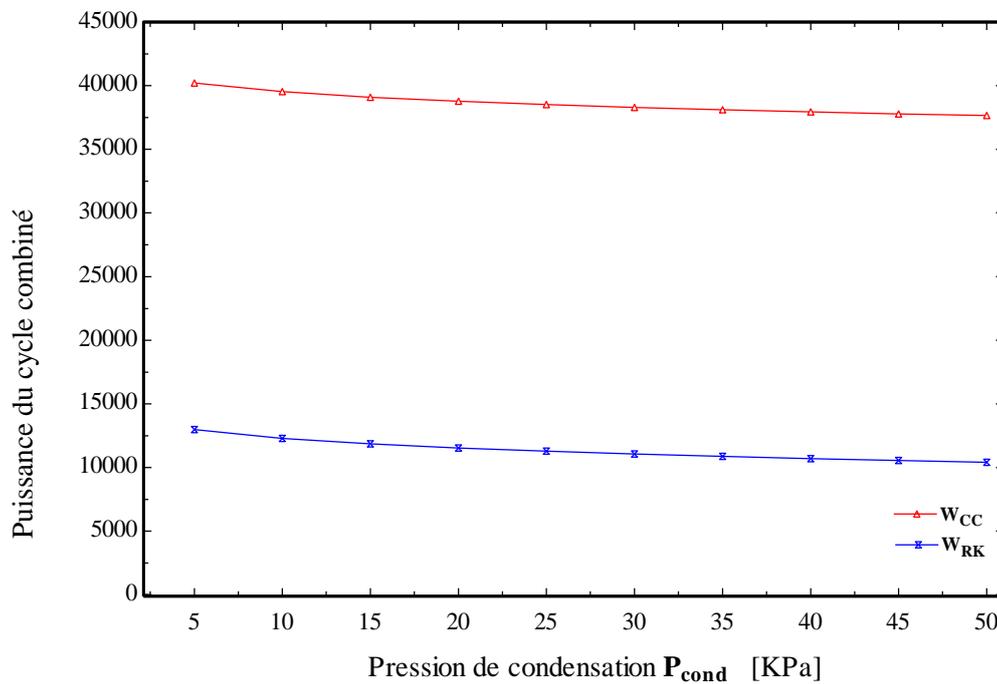
**Fig. IV. 13:** La puissance de cycle de Rankine en fonction de la pression de saturation ( $P_{sat}$ ) à différentes températures de sortie des gaz d'échappement du HRSG

Dans la figure IV.13, l'évolution de la puissance du cycle de Rankine est mise en évidence en fonction de la pression de saturation de la vapeur pour trois différentes températures de  $T_5$ . Les mêmes remarques se dégagent quant à l'évolution de la puissance du cycle de Rankine avec l'augmentation de  $P_{sat}$ . Ainsi pour une même  $P_{sat}$ , plus  $T_5$  diminue plus la puissance est meilleure, avec une augmentation moyenne de 4,1 % pour une diminution de  $T_5$  de 10°C. Dans cette situation, sachant que la puissance produite par la turbine à gaz est constante, la figure met en évidence l'augmentation de la puissance en fonction de la pression de saturation et de la récupération de chaleur dans le HRSG. Etant donné que la pression dans la chaudière détermine automatiquement la température d'admission de la vapeur dans la turbine à vapeur, donc il est nécessaire de la contrôler. Cependant, une limitation de la pression dans le HRSG est imposée par des contraintes d'ordre métallurgiques. Ces contraintes sont en fonction de type de turbine à vapeur utilisée et de ces conditions de fonctionnements.

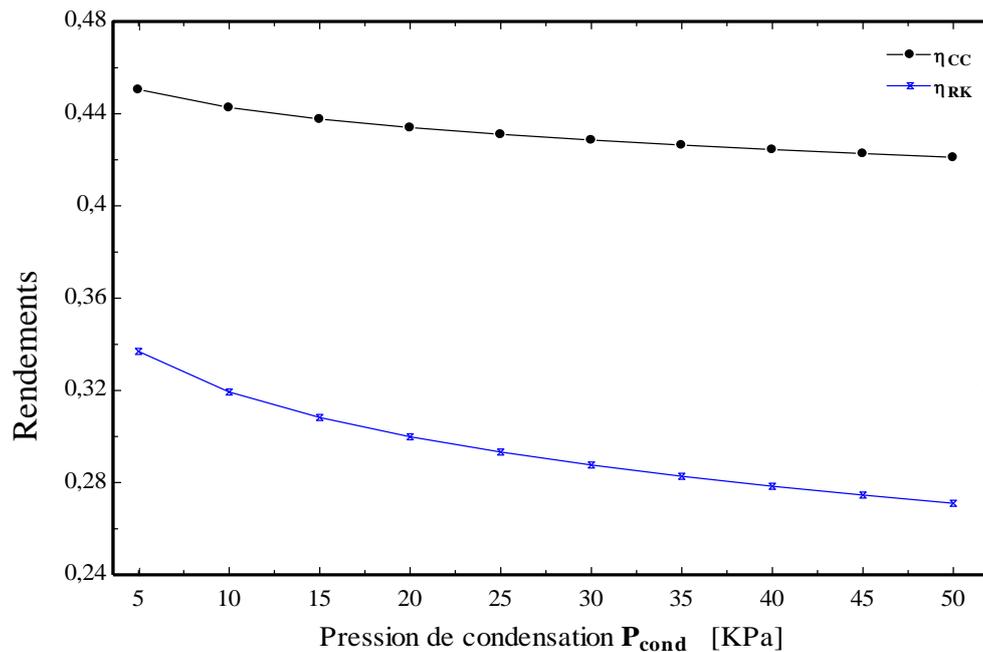
### 8. Variation de la pression de condensation ( $P_{cond}$ )



**Fig. IV. 14:** Effet de la variation de  $P_{cond}$  sur la température de condensation  $T_8$  à  $T_5=190^\circ\text{C}$  et  $P_{sat} = 45$  bar



**Fig. IV. 15:** Influence de la pression de condensation ( $P_{cond}$ ) sur la puissance du cycle combiné à  $T_5 = 190^\circ\text{C}$  et  $P_{sat} = 45$  bar



**Fig. IV. 16:** Variation des rendements avec la pression de condensation ( $P_{cond}$ ) à  $T_5=190^\circ\text{C}$  et  $P_{sat} = 45$  bar

Les figures **IV. 15-16** illustrent de manière générale l'influence de la pression de condensation sur les performances du cycle combiné. Une variation de cette pression allant de **5 à 50 kPa** est effectuée. La figure **IV. 14** montre l'évolution de la température de condensation  $T_8$  qui augmente de 33 à 81°C dans cet intervalle de pression. L'allure décroissante des courbes des puissances du cycle à vapeur et du cycle combiné implique une baisse de puissance de cycle combiné de 40 à 37,6 MW. La diminution de ces puissances se traduit par une diminution des rendements du cycle de Rankine et du cycle combiné. La pression de condensation influe directement sur le travail de la turbine, une baisse de cette pression implique un gain de rendement. Mais dans un cycle sans extraction de vapeur, cette pression est en générale située aux environs de 9 kPa [18].

Dans les applications de cogénération avec cycle combiné la chaleur est prélevée soit directement dans le HRSG, dans la turbine à contre-pression ou encore dans la turbine à condensation. Cette énergie disponible dans la vapeur est employée pour différentes utilisations. Cela influence le rendement du cycle de Rankine, et donc, le rendement global et les performances de toute l'installation.

9. Diagramme (T-S) de différents cycles

Les figures suivantes représentent les deux cycles composants le cycle combiné à savoir le cycle de Brayton et le cycle de Rankine.

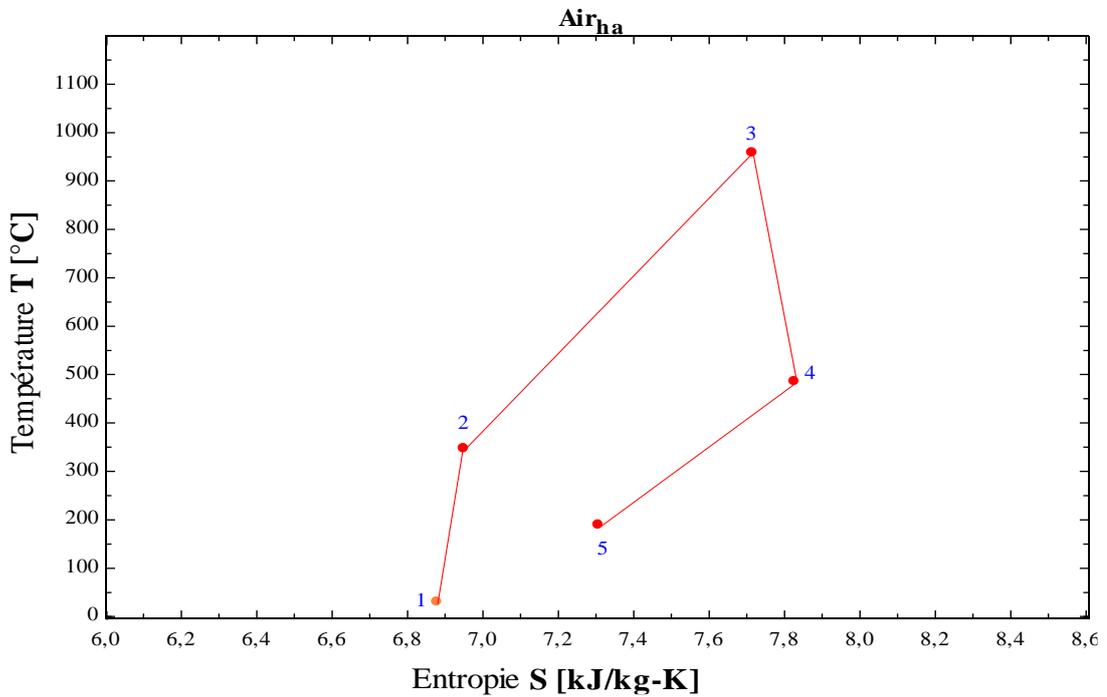


Fig. IV 17 : Digramme (T-S) de cycle de Brayton

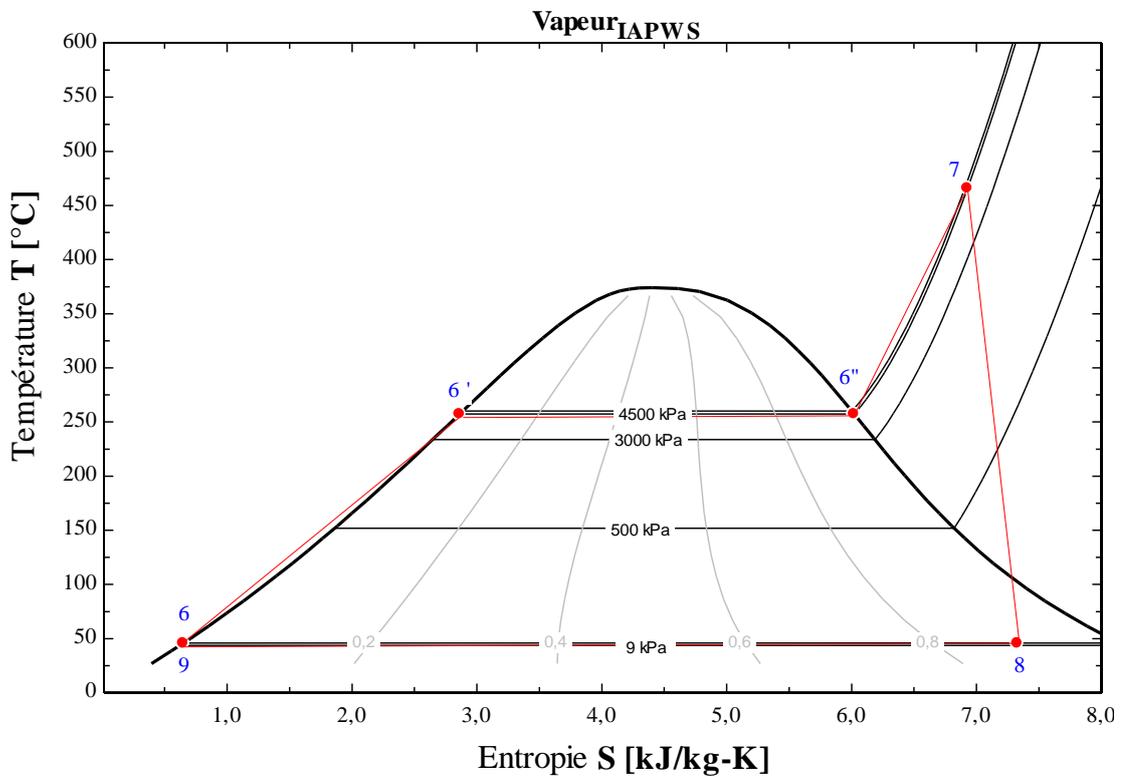


Fig. IV 18 : Diagramme (T-S) de cycle de Rankine

10. Schéma de cycle combiné

La figure IV. 19 montre le schéma de cycle combiné à un niveau de pression ayant fait l’objet de notre étude. Il y figure les différents composants du cycle ainsi que les entrées et sorties du programme de simulation réalisé avec EES.

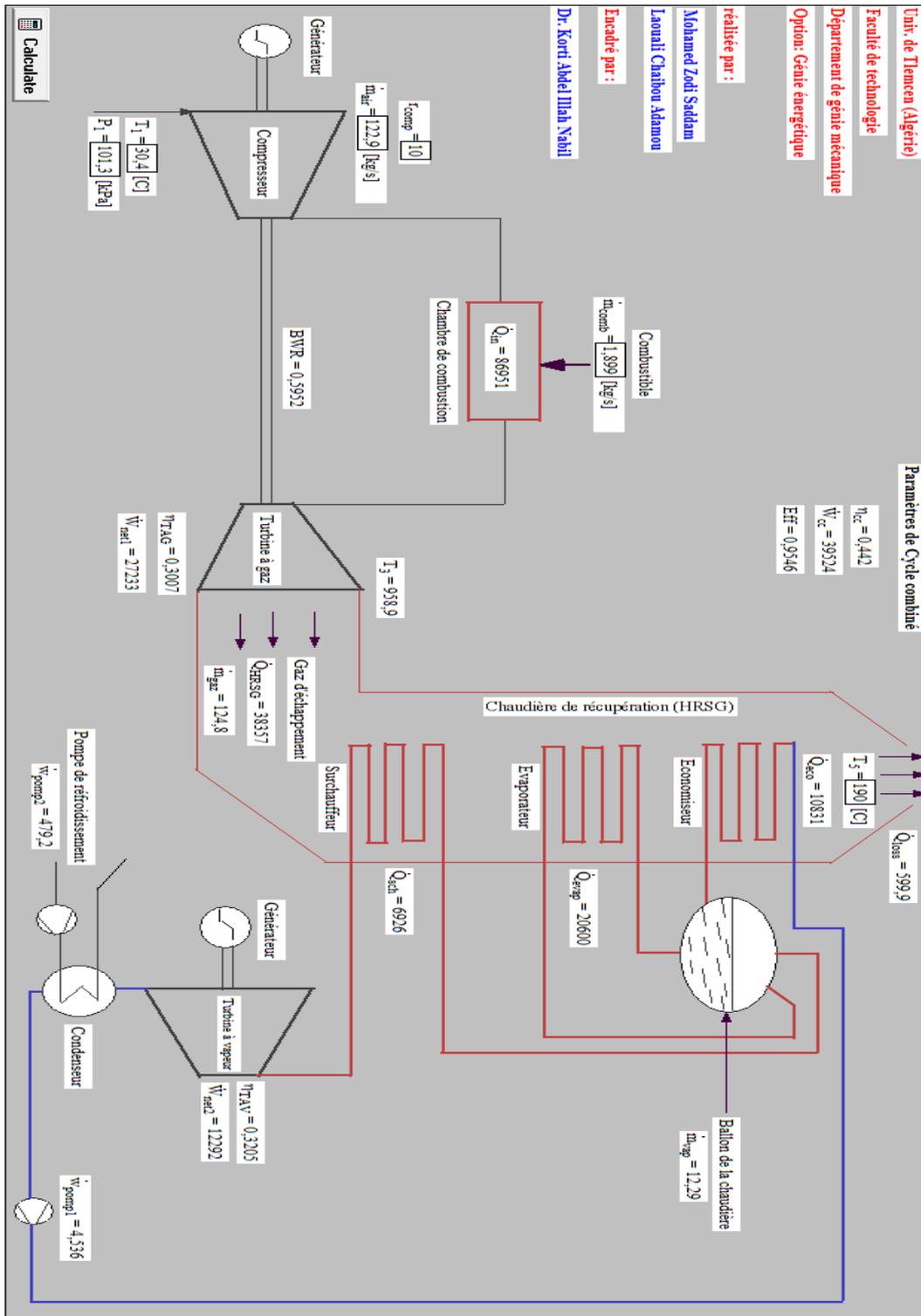


Fig. IV. 19: Schéma de Cycle combiné réalisé sur EES

## 11. Conclusion

Dans ce chapitre, les différents résultats de la simulation numérique du cycle combiné sont présentés et discutés. Les résultats sont sous formes des graphes. Il a été procédé à des variations de certains paramètres au niveau des différents composants du cycle combiné. Ainsi pour la turbine à gaz, on a varié le taux de compression et le débit du combustible, ce qui nous a permis de voir leurs effets sur les puissances de la turbine à gaz et du cycle combiné. De manière générale, les performances augmentent avec les augmentations du taux de compression et du débit de combustible. Dans le HRSG, une analyse de l'effet de la récupération de la chaleur et de la pression de saturation de la vapeur, est effectuée. Cela a permis de mettre en évidence leurs influences sur le cycle et surtout de déterminer une température critique qui dépend du pincement. Ensuite, l'effet de l'augmentation de pression de condensation est observé au niveau de la turbine à vapeur. Cela conduit à une légère baisse du rendement de l'installation de cycle de Rankine. En fin, l'analyse des différentes figures obtenues à partir de la simulation, permet de prévoir les paramètres permettant le fonctionnement optimal de cycle.

---

# Conclusion et recommandations

---

Le travail effectué dans ce mémoire de master, a porté sur l'étude et la simulation numérique d'un cycle combiné d'une puissance de 39 MW avec une chaudière de récupération ayant un seul niveau de pression. A cet effet, un programme a été développé avec le logiciel commercial EES, permettant de prévoir et d'analyser l'influence de certains paramètres sur le fonctionnement, les performances et enfin le rendement global du cycle étudié.

Un accent particulier a été porté sur l'analyse de certains paramètres de la chaudière de récupération afin d'assurer un fonctionnement optimal avec une meilleure efficacité énergétique. Ainsi, l'analyse de l'effet de pincement et d'approche a permis de trouver la température critique de sortie des gaz de la chaudière. Celle-ci détermine la récupération de chaleur dans la chaudière.

Pareillement, l'attention a été portée aussi, sur l'effet de la variation de la pression de saturation de la vapeur. Le niveau de cette pression détermine la température de saturation de la vapeur et la température de la vapeur surchauffée, elle a donc une influence certaine sur le rendement global. Les résultats qui découlent de cette étude, permettent de tirer les conclusions suivantes :

- L'augmentation du taux de compression permet d'améliorer le rendement de la turbine à gaz ;
- Le débit de combustible constitue un moyen pour réguler la quantité de chaleur fournie par la combustion, et donc les températures d'admission de la turbine à gaz. Ainsi pour des températures élevées, les performances et le rendement de cycle combiné se trouvent améliorées. Cependant ces températures doivent être compatibles avec la limite des matériaux de la turbine ;
- Le fonctionnement de la chaudière est assuré pour des valeurs de la température de sortie des gaz au-delà de la température critique ;
- Pour des températures de sortie des gaz en dessous de la température critique, le pincement évite le « croisement des températures » à l'entrée de l'évaporateur. Dans ce cas, une réduction progressive de la température de saturation est préconisée, pour assurer la continuité de fonctionnement de la chaudière, par conséquent la diminution de la pression de la chaudière récupératrice ;

- La récupération de chaleur dans la chaudière augmente de manière linéaire et inversement proportionnelle avec la température de sortie des gaz ;
- Dans une chaudière de récupération dont le niveau de pression est fixé, la température de sortie des gaz est gouvernée par le pincement et ne peut pas être choisi librement. Il en va de même de la production de vapeur ;
- De manière générale, pour une température de sortie des gaz fixe, l'augmentation de la pression de saturation de la vapeur implique un accroissement de la puissance de la turbine à vapeur et par conséquent celle du cycle combiné. L'augmentation de la pression de saturation doit être dans les limites de contraintes de la turbine à vapeur car cette pression détermine la température de la vapeur surchauffée.
- Le niveau de la pression de condensation détermine le taux de détente dans la turbine à vapeur et par conséquent la puissance utile de cycle Rankine.

A titre de recommandation, nous estimons profitable pour les concepteurs de ces installations :

- D'aborder des études d'optimisation des cycles combinés ayant des chaudières de récupération à plusieurs niveaux de pressions et une resurchauffe de vapeur afin de d'exploiter au maximum la récupération de chaleur et de réduire éventuellement les irréversibilités engendrées dans la chaudière récupératrice.
- Concevoir des cycles combinés intégrant des collecteurs solaires pouvant être d'un apport supplémentaire d'énergie à la fois au niveau de la chaudière de récupération et au niveau de la turbine à vapeur, pour effectuer une resurchauffe de la vapeur et réaliser une double détente en vue d'accroître la puissance et le rendement de l'installation.

Au terme de ce mémoire, on peut dire que les résultats obtenus de cette simulation numérique sont intéressants. Cependant pour consolider davantage l'étude, une comparaison des résultats de la simulation et ceux d'une installation de cycle combiné réelle, par exemple, peut s'avérer intéressant. Dans ce cas, la démarche de la simulation numérique peut permettre de mieux comprendre le cycle étudié.

## Références bibliographiques

---

- [1] Corbett. J.J., Green E. H., Kasibhatla P., Eyringer V., Lauer A. (2007). Mortality from ship emissions : A global assessment. *Environ. Sci. Technol.*, 41, 8512–8518
- [2] Roger E.A., Scott M. Fermin V., Daniel O.D., James P.D., Andrew P. (2008). Adapting Gas Turbines To Zero Emission Oxy-Fuel Power Plants. Proceeding of ASME Expo 2008 : Power for Land, Sea and Air GT. 9-13 Juin, Berlin, Allemagne
- [3] Klaus W. (2013). Energy Efficient Solutions for Thermal Power Plants. WEC Knowledge Network. Aout 2013
- [4] E. Conde Lazaro, A. Ramos Millan, P. Reina Peral. (2006). Analysis of cogeneration in the present energy framework. *Fuel Processing Technology*, 87, 163-168
- [5] Francisco J.E.A., Miguel T.G., Elisa C.T., José A.B.V., Francisco J. F.O. (2011). Prediction of performance, energy savings and increase in profitability of two gas turbine steam generator cogeneration plant, based on experimental data. *Energy*, 36, 742–754
- [6] Matteo J., Michel N., Alberto P. (2016). Operational analysis of natural gas combined cycle CHP plants : energy performance and pollutants emissions. *Applied Thermal Engineering*, <http://dx.doi.org/doi : 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.040>.
- [7] Marjut S.S., Antti A., Sebastian T., Sari S. (2013). Improving a Pre-Combustion CCS Concept in Gas Turbine Combined Cycle for CHP Production. *Energy Procedia*, 37, 2327 – 2340

- [8] P.A. Pilavachi, C.P. Rounpeas, S. Minett, N.H. Afgan. (2006). Multi-criteria evaluation for CHP system options. *Energy Conversion and Management*, 47, 3519–3529
- [9] Kibria K. R., Jedediah B.A. (2016). Selection of prime mover for combined cooling, heating, and power systems based on energy savings, life cycle analysis and environmental consideration. *Energy and Buildings*, 110, 170–181
- [10] Mehmet K., Ibrahim D. (2009). Performance assessment of cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*, 50, 76–81
- [11] Antonio R., Consuelo S., Marta M. (2015). Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation. *Energy Conversion and Management*, 106, 1097–1108
- [12] Janusz K., Marcin J., Mateusz B. (2015). The characteristics of ultramodern combined cycle power plants. *Energy*, 92, 197-211
- [13] V.E. Cenusă, M. Feidt, R. Benelmir, A. Badea<sup>1</sup>. (2006). Optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression et chaudière à surface d'échange imposée. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, Vol. 61, No. 2, 225-235
- [14] Erdem E., Leyla O. (2015). Performance analysis of combined cycle power plants : A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 832–842
- [15] Ricardo C., José A.B., Maria J. B., José M. M.E. (2015). A Humid Air Turbine–Organic Rankine Cycle combined cycle for distributed microgeneration. *Energy Conversion and Management*, 104, 115–126

- [16] Tao Z., Zhitan L., Hongliang H., Lianchen C. (2014). Application Research of Intake-Air Cooling Technologies in Gas-Steam Combined Cycle Power Plants in China. *Journal of Power and Energy Engineering*, 2, 304-311
- [17] R. Chacartegui, D. Sánchez, N. di Gregorio, F.J. Jiménez-Espadafor, A. Muñoz, T. Sánchez. (2009). Feasibility analysis of a MED desalination plant in a combined cycle based cogeneration facility. *Applied Thermal Engineering*, 29, 412–417
- [18] Alejandro Rivera-A., Michael J. C., Juan C.O. (2015). Ship weight reduction and efficiency enhancement through combined power cycles. *Energy*, 93, 521-533
- [19] A. Bouam., S. Aissani et R. Kadi. (2008). Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 11, N° 2, 291-306
- [20] Bhargava R., Meher-Homji C.B. (2005). Parametric Analysis of Existing Gas Turbines With Inlet Fogging. *ASME journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 128, 849-856
- [21] Bhargava R., Bianca M., Melino F., Peretto A. (2006). Parametric Analysis of Combined Cycles Equiped With Inlet Fooging. *ASME journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 128, 326-335
- [22] A. Ragland., W. Stenzel. (2000). Combined Cycle Heat Recovery Optimisation. *Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conférence*, Miami Beach, 23-26 Juillet 2000, 1781-1787
- [23] Barinaadaa T. Lebele-A., Anthony K. Le-o. (2015). Improved Design of a 25 MW Gas Turbine Plant Using Combined Cycle Application. *Journal of Power and Energy Engineering*, 3,1-14

- [24] Rolf K., Bert R., Frank H., Franz S. (1999). Combined-cycle gas-steam turbine power plants [2<sup>ième</sup> Edition]. PennWell. Tulsa, Oklahoma 74112-6600 USA
- [25] Rolf Kehlhofer et al. (2009). Combined-Cycle Gas-Steam Turbine Power Plants [3<sup>ième</sup> Edition]. PennWell. Tulsa, Oklahoma 74112-6600 USA
- [26] Meziane L. (2011). Analyse des performances d'une unité de production d'énergie – Cas de turbines à gaz. Thèse de Magister non publiée, Université M'hamed BOUGARA, Boumerdès (Algérie).
- [27] Michel M. (2013). Turbines à gaz stationnaires : Avancées technologiques (General Electric). Conférence à l'Université Pierre & Marie Curie, Paris. 8 Octobre 2013
- [28] Alessandro F., Claudio C. (2002). On some perspectives for increasing the efficiency of the combined cycle power plants. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1501-1518
- [29] BENIDIR A. (2013). Calcul énergétique de l'installation hybride thermique pour la production d'électricité. Mémoire de fin d'étude de Master, Université de Biskra, Biskra (Algérie).
- [30] Mahmoud N. (2013). Adaptation et Optimisation d'un Cycle Mixte sur une Installation de TG. Mémoire de fin d'étude de Master, Université M'hamed BOUGARA, Boumerdès (Algérie).
- [31] M. Pluviose. (2005). Conversion d'énergie par turbomachines. Ellipses. 32, rue Bague 75740 Paris Cedex 15
- [32] N. El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel. (2009). Modélisation et Simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur. IV<sup>ième</sup> Congrès International sur les Énergies Renouvelables et l'Environnement 19-03-2009 - 21-03-2009, Tunisie
- [33] [dspace.univ-tlemcen.dz](http://dspace.univ-tlemcen.dz) (Dimensionnement de l'échangeur à faisceau et calandre).
- [34] <https://fr.wikipedia.org/>

## Annexe

---

### Description de EES

**EES** (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solveur ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité.

Des nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables “ vapeur ” sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques ainsi que la table de JANAF applicable pour un grand nombre de gaz.

Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances. EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques.

Maintenant dans le programme, au-dessous de la barre de menu, se trouve une barre d'outils.



Celle-ci comporte plusieurs icônes permettant d'accéder plus rapidement aux commandes de EES les plus fréquemment utilisées. Si vous placez le curseur sur un des boutons et patientez quelques secondes, une fenêtre décrivant la fonction du bouton apparaîtra. La barre d'outils peut être masquée si vous le souhaitez. Pour ce faire, veuillez cliquer sur **Preferences** disponible via le menu **Options**.

L'icône EES, disponible en haut à gauche de l'écran donne l'accès en cliquant avec le bouton droit de la souris aux caractéristiques de présentation de la fenêtre du programme.

Il est possible de redimensionner la taille de la fenêtre, de mettre le logiciel en arrière-plan ou de fermer l'application.

Le menu **Fichier** donne l'accès aux commandes d'ouverture, de fermeture, de sauvegarde, de fusion de fichiers, de chargement des bibliothèques, de configuration de l'imprimante, d'impression.

Le menu **Editer** donne l'accès aux commandes d'annulation de la dernière opération effectuée mais aussi aux commandes copier, couper, coller, suppression ou sélection de l'ensemble du document actif.

Le menu **Recherche** contient les commandes de rechercher/remplacer d'une expression dans le document actif.

Le menu **Options** permet de visualiser les informations relatives aux variables, fonctions. Il est possible de configurer le système d'unité, les limites de calculs, les plages de valeurs.

La commande '**Preference**' permet de configurer les formats de présentation des données, les échelles utilisées pour les tracés, etc. Une commande est aussi disponible pour configurer les fonctions utilisateurs.

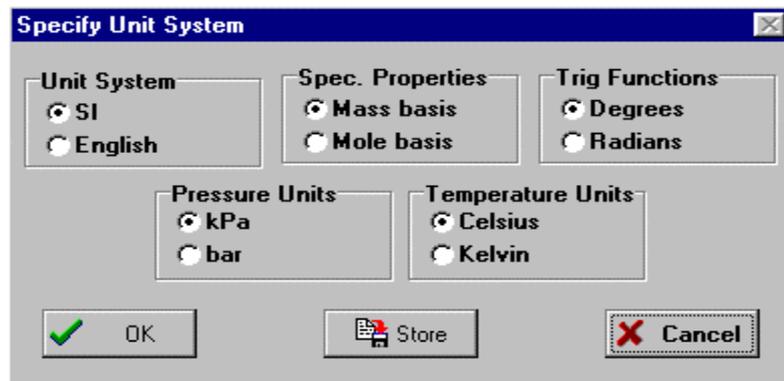
Le menu **Calculer** donne l'accès aux commandes de vérification, de formatage des données et au lancement de la résolution de la série d'équations.

Le menu **Tables** donne l'accès aux commandes d'ajout, de modification, de suppression des Tables Paramétrique. Il est possible de faire des calculs de régression linéaire des données au sein de ces tables. Une table est similaire à une feuille de tableur. Les équations pourront être résolues à l'aide de celle-ci. L'utilisateur pourra faire varier la valeur des données pour de nouvelles résolutions. Ce menu offre la possibilité de visualiser, de configurer les tables saisies par les utilisateurs.

Le menu **PLOT** contient les commandes permettant d'afficher un tracé, d'en modifier son échelle. Il permet de préparer des tracés pour les tables paramétriques.

## Méthode de résolution d'un système d'équation

Exécuter EES, puis sélectionner **Nouveau** dans le menu **Fichier**. Une fenêtre d'Equations vierge apparaît. Avant d'entrer les équations, il convient de déterminer le système d'unités pour les fonctions et propriétés thermodynamiques incluses. Pour voir où changer le système d'unité, sélectionner Système d'unité dans le menu Options.



EES a été configuré pour travailler dans les unités du SI avec T en °C, P en kPa, et les valeurs de propriétés spécifiques dans leurs unités habituelles.

Les équations peuvent être saisies maintenant dans la fenêtre d'**Equations**. Le texte est entré de la même façon que dans n'importe quel traitement de texte. Voici quelques règles :

1. EES ne fait pas la distinction entre les majuscules et les minuscules.
2. Les espaces sont négligés.
3. Les commentaires doivent être saisis entre des crochets : { } ou entre des guillemets : " ".
4. Les noms de variables doivent commencer par une lettre et peuvent être composés de n'importe quel caractère, à l'exception de () | \* / + - ^ ' { } : " ;
5. Les équations multiples peuvent être entrées sur une ligne si elles sont séparées par un point-virgule (;). La ligne doit comporter au maximum 255 caractères.
6. Les symboles ^ ou \*\* sont utilisés indifféremment pour indiquer une élévation à une puissance.
7. L'ordre dans lequel les équations sont entrées n'importe pas.

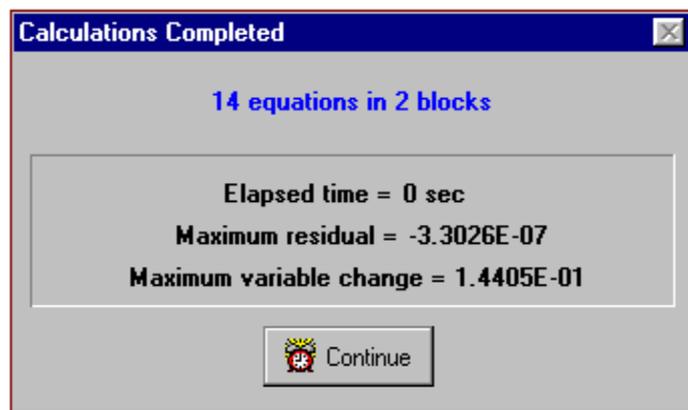
8. L'ordre dans lequel sont placées les variables connues ou inconnues n'importe pas.

Après avoir entré l'ensemble des équations de ce problème et (éventuellement) vérifié leur syntaxe en utilisant la commande **Vérifié / Format** dans le menu **Calculer**, la fenêtre d'Equations apparaît. Les commentaires sont normalement rédigés en bleu.

### **Premiers pas dans la résolution**

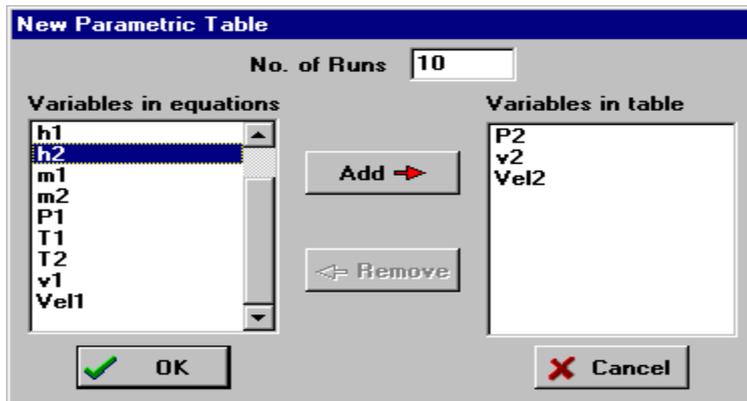
Il est possible d'indiquer à EES quelles sont les valeurs par défaut et les limites que peut prendre une variable. Pour ce faire, utiliser la commande Information sur les variables du menu Options. Avant d'afficher la fenêtre correspondante, EES vérifie la syntaxe de ou des équation(s) saisie(s) et résout toutes les équations comportant une inconnue.

Pour résoudre notre système, cliquer sur la commande Résoudre du menu Calculer. Une boîte de dialogue apparaît et indique le temps de calcul, le maximum résiduel (c'est-à-dire, la différence entre les valeurs des paramètres droite et gauche d'une équation) et les variables dont la valeur a été modifiée depuis la dernière itération. Une fois les calculs terminés, EES indique le nombre d'équations qui composent le problème et le nombre de blocs. Un bloc (ou groupe) est un sous-ensemble d'équations qui peut être résolu indépendamment. Quand les calculs sont terminés, le bouton "Annuler" sera substitué par le bouton "Continuer".



Cliquer sur la commande Nouvelle Table. Une boîte de dialogue apparaît. Elle contient la liste des variables utilisées dans la fenêtre d'Equations. Par exemple, construisons une table qui contient les variables P2, T2, Vel2, et h2. Cliquer sur P2 dans la liste de

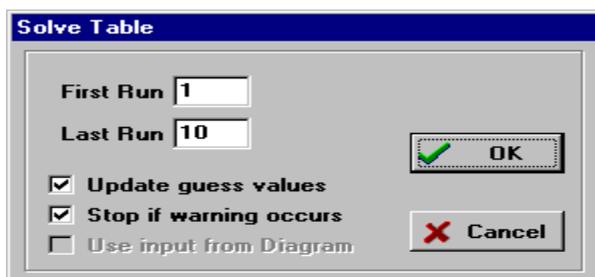
variables visibles sur la gauche. P2 est maintenant souligné et le bouton “Ajouter” devient actif.



Maintenant, cliquer sur le bouton “Add” pour transférer P2 de la gauche vers la droite. Faites de même pour T2, h2, et Vel2, (utiliser éventuellement la barre de défilement pour visualiser les variables non visibles dans la liste). Noter qu’un double-clic sur une variable a le même effet que les actions citées ci-dessus. La boîte de dialogue doit ressembler maintenant à l’image ci-dessus. Cliquer sur le bouton “Ok” pour continuer.

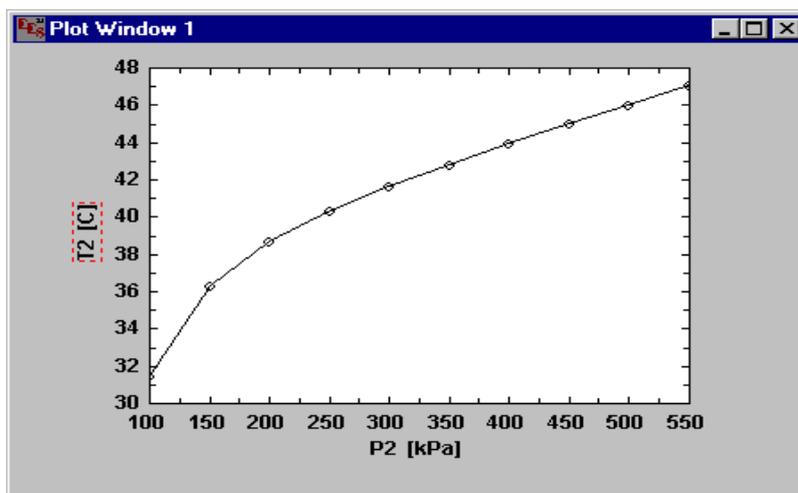
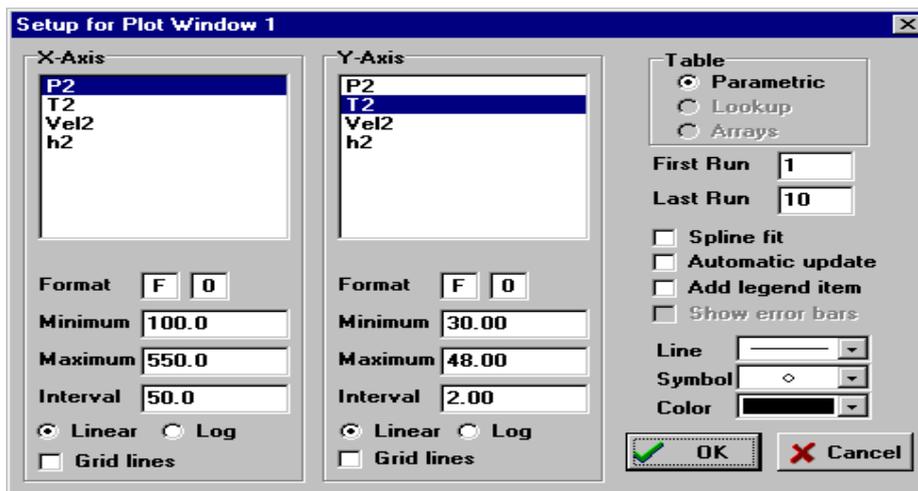
	1 P2 [kPa]	2 T2 [C]	3 Vel2 [m/s]	4 h2 [kJ/kg]
Run 1	100			
Run 2	150			
Run 3	200			
Run 4	250			
Run 5	300			
Run 6	350			
Run 7	400			
Run 8	450			
Run 9	500			
Run 10	550			

Maintenant, cliquer sur la commande Résoudre la Table du menu Calculer. La boîte de dialogue “Solve table” apparaîtra et vous permettra de choisir le nombre de pas (**Run**) de calcul à réaliser pour obtenir la solution.



Une fenêtre d'information sera alors affichée et indiquera l'état du processus de calcul. Une fois les calculs terminés, les valeurs de T2, Vel2, et h2 seront affichées dans la table. Les valeurs calculées par EES seront, suivant le mode d'affichage sélectionné, affichées en bleu, en gras ou en italique.

Maintenant le menu "Plots" nous permet de tracer le graphe.



Une fois créée, le tracé peut être représenté de différentes manières.

En plus des dessins peuvent aussi réaliser dans la barre d'outils en utilisant "Diagram window".

Ce petit exemple illustre une partie des capacités de EES. En suivant cet exemple, vous serez à même de résoudre beaucoup de problèmes similaires.

Toutefois, EES permet de faire encore beaucoup d'autres choses telles, tracés de courbes d'ajustement, calculs avec incertitudes, opérations avec des variables complexes, utilisation des tableaux, et bien d'autres.

## Résumé

---

Le travail élaboré dans ce mémoire consiste à analyser à l'aide d'une modélisation thermodynamique un cycle combiné. La simulation numérique est assurée en utilisant le logiciel commercial EES. Pour répondre à la demande sans cesse croissante en énergie, il est nécessaire d'améliorer les performances et le rendement des installations de production électrique de manière à réduire les émissions des polluants et à réguler le coût d'investissement. Pour atteindre cet objectif plusieurs études d'optimisation sont disponibles dans la littérature concernant les cycles combinés. Dans le cas de cette étude, la simulation permet de mettre en évidence l'influence de certains paramètres de fonctionnement du cycle, notamment la récupération de la chaleur indiquée par la température de sortie des gaz de la chaudière de récupération. Le pincement dans la chaudière de récupération, détermine la température critique de sortie des gaz, à partir de laquelle le pic de rendement du cycle combiné est observé. L'étude montre aussi l'effet de la pression de saturation de la vapeur sur la puissance de cycle de Rankine.

**Mots Clés** : Cycle combiné, récupération de chaleur, pincement, approche, pression de saturation de la vapeur, puissance et rendement.